



**PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**ESTUDO COMPARATIVO ENTRE PERFIS  
HIDRODINÂMICOS DE ROTORES DE  
TURBINAS HIDROcinÉTICAS**

Por,  
**Gabriel Grácio Veloso**  
**Rodrigo Emânuel Bruno Clemente**

**Brasília, 20 de fevereiro de 2013**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
Faculdade de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica

## PROJETO DE GRADUAÇÃO

# ESTUDO COMPARATIVO ENTRE PERFIS HIDRODINÂMICOS DE ROTORES DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS PARA RIOS

POR,

**Gabriel Grácio Veloso**  
**Rodrigo Emânuel Bruno Clemente**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico.

### **Banca Examinadora**

Prof. Taygoara F. de Oliveira

---

Prof. Antônio Francisco Parentes Fortes

---

Prof. Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz

---

Brasília, 20 de fevereiro de 2013

### **Agradecimentos**

---

## RESUMO

A busca por fontes renováveis de energia motiva a necessidade de desenvolver novas tecnologias em áreas como a hidráulica. Neste trabalho relatam-se estudos sobre fundamentos da hidrodinâmica em perfis e a aplicação destes fundamentos acoplados ao método *BEM* através do desenvolvimento de um código próprio em MATLAB para prever o desempenho de rotores construídos com diferentes perfis hidrodinâmicos, tornando possível uma comparação de eficiência e desempenho entre perfis selecionados.

---

## ABSTRACT

The search for renewable energy motivates the need to develop new technologies in areas such as hydraulics. In this study we report on studies on hydrodynamic ground of the profiles and applying these reasons coupled to the *BEM* method by developing a MATLAB code itself to predict the performance of rotors constructed with different hydrodynamic profiles, making it possible to compare the efficiency and performance between selected profiles.



# Sumário

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>6</b>
1.1	Objetivos	12
1.2	Revisão Bibliográfica	12
1.2.1	Fundamentos da hidrodinâmica para rotores hidrocinéticos	12
1.2.2	Método <i>Blade Element Momentum</i> - BEM	15
1.2.3	Coefficiente de Potência	21
1.2.4	Mecânica dos Fluidos Computacional	23
<b>2</b>	<b>Metodologia</b>	<b>28</b>
2.1	Aplicação do Xfoil no Projeto	29
2.2	Implementação do Código MATLAB	30
2.2.1	Método de geração da geometria	32
2.3	Difusor	35
2.3.1	Solução de Sun & Kyojuka	36
2.3.2	Análise do Efeito do Difusor	37
2.3.3	Adaptação ao método BEM	43
2.4	Seleção de Perfis	44
2.5	Validações e Verificações	45
<b>3</b>	<b>Resultados</b>	<b>49</b>
<b>4</b>	<b>Conclusões</b>	<b>53</b>

# Lista de Figuras

1.1	Instalação Hidrocinética <i>SeaGen</i> . Composta de duas turbinas com total de 1,2 MWh instalada para aproveitamento de correntes marítimas na Irlanda do Norte. (Jul. 2008)©. . . . .	7
1.2	Turbina hidrocinética da <i>Verdant Power Inc.</i> Hidrocinética de 100 kWh sendo instalada no <i>East River</i> em <i>New York</i> . (Dez. 2006). . . . .	8
1.3	Turbina hidrocinética da <i>Hydro Green Energy, LLC</i> . Unidade de 100 kWh sendo instalada em <i>Hastings</i> na Inglaterra. (Mar. 2009). . . . .	8
1.4	Hidrocinética Geração 2 projetada pela Universidade de Brasília. Geração de 2 kWh instalada em Correntina-BA. (Ago. 2005). . . . .	8
1.5	Componentes básicos de uma hidrocinética. . . . .	9
1.6	Classificação das turbinas hidrocinéticas. . . . .	10
1.7	Localização da turbina em relação à UHE-Tucuruí. . . . .	11
1.8	Áreas que compõe o projeto tucunaré. . . . .	11
1.9	Escoamento sobre aerofólio 2D. . . . .	12
1.10	Forças associadas ao escoamento sobre aerofólio. . . . .	13
1.11	Curvas $C_L$ vs $\alpha$ e $C_D$ vs $\alpha$ para o perfil <i>NACA0012</i> . . . . .	14
1.12	Características geométricas de um perfil aerodinâmico. . . . .	15
1.13	Comportamento das linhas de corrente, da velocidade e da pressão do escoamento, antes e depois do rotor. . . . .	16
1.14	Esquemático do sistema de vórtice gerado à jusante da turbina. . . . .	17
1.15	Esquemático do sistema de vórtice gerado à jusante da turbina. . . . .	17
1.16	Triângulo de velocidades mostrando o escoamento relativo ao rotor. . . . .	18
1.17	Forças de sustentação $L$ e arrasto $D$ atuando em um perfil de uma seção da pá. . . . .	19
1.18	Comportamento do $C_t$ em função de $a$ , notando a região de $a$ onde a teoria do momento comum falha. . . . .	21
1.19	Curva $C_p \times \lambda$ . . . . .	22
1.20	Curva $C_p \times \lambda$ considerando os efeitos do arrasto aerodinâmico. . . . .	22
1.21	Curva $C_p \times \lambda$ considerando os efeitos do número de pás. . . . .	23
1.22	Interface Qblade V6.06. . . . .	25
1.23	Fluxograma de processos do método de volumes finitos. . . . .	26
1.24	Fluxograma de processos do CFX. . . . .	26

2.1	Diagrama de blocos que ilustra as etapas do projeto. . . . .	29
2.2	Simulação do perfil <i>mh92</i> . . . . .	30
2.3	Fluxograma de processos do código. . . . .	31
2.4	Triângulo de velocidades. . . . .	32
2.5	Curva $C_L/C_D$ para o perfil Mh-92. . . . .	33
2.6	Distribuição do ângulo de passo $\beta$ ao longo da pá. . . . .	34
2.7	Distribuição da corda ao longo da pá. . . . .	34
2.8	Seção transversal de um escoamento ideal através de uma turbina com difusor. . . . .	35
2.9	Resultados da simulação de Kyozyuka (2012). São mostrados o contorno de velocidades na seção do difusor e as linhas de fluxo através do difusor. . . . .	37
2.10	Comparações entre os resultados experimentais, resultados de simulação 3D do conjunto completo e resultados do método <i>BEM</i> modificado, mostrados em Kyozyuka (2012). . . . .	38
2.11	Dimensões do difusor axialmente simétrico. . . . .	39
2.12	Distribuição dos elementos de malha em relação ao critério de qualidade. . . . .	39
2.13	Superfícies do domínio. . . . .	41
2.14	Condições de contorno aplicadas ao domínio. . . . .	41
2.15	Linhas de corrente. . . . .	42
2.16	Velocidade ao longo da direção axial. . . . .	42
2.17	Gráfico $C_p \times \lambda$ que ilustra o efeito do difusor sobre o $C_p$ . . . . .	44
2.18	Perfil mais fino e perfil mais grosso usados nas simulações. . . . .	45
2.19	Gráfico da curva $C_L \times \alpha$ criada pelo Xfoil e dados experimentais obtidos por Ladson (1988) . . .	46
2.20	Gráfico da curva $C_L \alpha C_D$ plotada pelo Xfoil e dados experimentais obtidos por Ladson (1988) . .	46
2.21	Gráfico $C_p \times \lambda$ com 3 curvas, uma gerada pelo código, outra pelo software Qblade e outra plotada de acordo com a aquisição de dados experimentais. . . . .	48
2.22	Gráfico potência $\times$ velocidade do vendo curvas, uma gerada pelo código, outra pelo software Qblade e outra plotada de acordo com a aquisição de dados experimentais. . . . .	48
3.1	Curva $C_P \times \lambda$ para o perfil <i>naca6409</i> operando sem e com o difusor. . . . .	50
3.2	Curva $C_P \times \lambda$ para o perfil <i>ah93w174</i> operando sem e com o difusor. . . . .	50
3.3	Curva $C_P$ vs $\lambda$ para o $\times$ perfil <i>sg6043</i> operando sem e com o difusor. . . . .	51
3.4	Curva $C_P \times \lambda$ para o perfil <i>ag04</i> operando sem e com o difusor. . . . .	52
3.5	Modelo tridimensional renderizado do rotor da turbina, usando o perfil de melhor desempenho. . .	52

# Lista de Tabelas

1	Lista de símbolos . . . . .	5
1.1	As 10 maiores usinas em operação no Brasil . . . . .	7
2.1	Perfis selecionados . . . . .	44
2.2	Parâmetros de operação da turbina <i>NordtankNTK500/41</i> . . . . .	47
4.1	Características geométricas do rotor <i>NKT500/41</i> . . . . .	76

Tabela 1: Lista de símbolos

$\vec{V}$	Vetor velocidade do escoamento
$V$	Velocidade escalar
$V_0$	Velocidade do escoamento não perturbado
$\rho$	Massa específica
$Re$	Número de Reynolds
$\mu$	Viscosidade dinâmica
$L$	Força de sustentação aerodinâmica
$D$	Força de arrasto aerodinâmico
$CP$	Coefficiente de pressão
$c$	Corda do perfil aerodinâmico
$C_L$	Coefficiente de sustentação
$C_D$	Coefficiente de arrasto
$u$	Velocidade do escoamento na entrada do rotor
$P$	Pressão estática
$\omega$	Velocidade angular do escoamento
$\Omega$	Velocidade angular do rotor
$a$	fator de indução axial
$a'$	Fator de indução angular
$T$	Torque
$F_x$	Força axial
$\alpha$	Ângulo de incidência
$\beta$	Ângulo de passo
$\theta$	Ângulo de fluxo
$\sigma$	Solidez
$\lambda$	Razão de velocidades na ponta da pá
$C_t$	Coefficiente de torque
$C_n$	Coefficiente normal
$C_P$	Coefficiente de potência
$\dot{m}$	Fluxo de massa

# Capítulo 1

## Introdução

A busca por soluções alternativas para conversão de energia é um desafio atual e de extrema necessidade para a manutenção da qualidade de vida e da própria vida da humanidade moderna. O mundo atual depende, para seu funcionamento, do abastecimento de seus vetores energéticos. Praticamente todas as nações ao redor do planeta têm ao menos pensado no assunto de fontes renováveis de energia nos últimos anos e a busca pela diminuição da dependência de combustíveis fósseis como o petróleo, o carvão e o gás natural nas matrizes energéticas é uma das variáveis de maior investimento e atenção no século XXI. Consequentemente, o desenvolvimento de tecnologias que aproveitem potenciais renováveis e de baixos impactos ambientais se tornam soluções de interesse de áreas como Engenharia, Física, Ciências Ambientais, dentre outras.

Segundo a IEA (*International Energy Agency*, 2007), a oferta mundial de energia em 2007 foi de cerca de 11 bilhões de toneladas equivalentes de petróleo (tep), enquanto o consumo final mundial de energia foi de cerca de 7,6 bilhões de tep's. Estima-se que esse valor cresça cerca de 2% ao ano. Essa taxa de crescimento poderá ser alterada se houver uma crise de oferta, em que preços elevados de combustíveis diminuiriam a demanda por energia. A oferta mundial de energia primária está distribuída por fonte energética do seguinte modo: petróleo (34,3%), carvão mineral (25,1%), gás natural (20,9%), energias renováveis (10,6%), nuclear (6,5%), hidráulica (2,2%) e outras (0,4%). O setor energético tem se tornado uma área de grande competitividade política e econômica entre nações que buscam, por meios diversos e estratégicos, vantagens competitivas e que possibilitem sua sustentabilidade, não somente no âmbito das economias locais, mas também em termos regionais e até globais.

Como estratégia para redução da dependência de combustíveis fósseis, o Brasil além de possuir uma malha de conversão hidráulica muito extensa, investe na conversão de energia eólica e na produção de biocombustíveis (etanol e biodiesel), sendo o maior produtor de etanol do mundo, com cerca de 40% da produção mundial. O Brasil possui ainda, a matriz energética mais renovável do mundo industrializado, com 45,3% de sua produção proveniente de recursos hídricos, biomassa e etanol, além das energias eólica e solar, tendo ainda, cerca de 75% da eletricidade gerada proveniente de usinas hidrelétricas CNI.

A matriz hidráulica brasileira se compõe de cerca de 110 usinas de grande porte espalhadas pelo território e, caso deseje-se incluir também as PCH's (PCH - Pequena Central Hidrelétrica, geração elétrica de 1 a 30MW - Resolução ANEEL nº 625), este número chega a 200 centrais instaladas até o final de 2007. A tabela 1.1 mostra as 10 maiores usinas hidrelétricas em operação no Brasil atualmente.

Tabela 1.1: As 10 maiores usinas em operação no Brasil

Nome	Potência(kW)	Região
Tucuruí I e II	8.370.000	Norte
Itaipu(parte brasileira)	6.300.000	Sul
Xingó	3.162.000	Nordeste
Paulo Afonso IV	2.462.400	Nordeste
Itumbiara	2.080.000	Sudeste
São Simão	1.710.000	Sudeste
Governador Bento Munhoz	1.676.000	Sudeste
Jupiá	1.551.200	Sudeste
Porto primavera	1.540.000	Sudeste

Ainda no contexto da conversão de energia através da hidroeletricidade, um atual interesse repousa no aproveitamento de potenciais de baixa queda, ou ainda no aproveitamento da energia disponível em correntes aquáticas de rios ou oceanos. Este tipo de potencial é conhecido como energia hidrocínética, o qual é associado à energia contida no movimento de uma massa de água em forma de energia cinética. Este tipo de tecnologia vem sendo objeto de atenção na última década proporcionando o desenvolvimento de turbinas que aproveitam correntes de rios e mares. As figuras 1.1, 1.2, 1.3 e 1.4 mostram algumas destas tecnologias já em uso.



Figura 1.1: Instalação Hidrocínética *SeaGen*. Composta de duas turbinas com total de 1,2 MWh instalada para aproveitamento de correntes marítimas na Irlanda do Norte. (Jul. 2008)©.



Figura 1.2: Turbina hidrocínética da *Verdant Power Inc.* Hidrocínética de 100 kWh sendo instalada no *East River* em *New York*. (Dez. 2006).

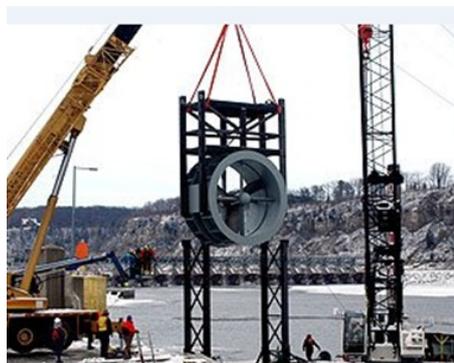


Figura 1.3: Turbina hidrocínética da *Hydro Green Energy, LLC.* Unidade de 100 kWh sendo instalada em *Hastings* na Inglaterra. (Mar. 2009).



Figura 1.4: Hidrocínética Geração 2 projetada pela Universidade de Brasília. Geração de 2 kWh instalada em *Correntina-BA*. (Ago. 2005).

A antiga roda d'água é um tipo de turbina hidrocínética. Ou seja, uma turbina hidrocínética nada mais é do que um dispositivo que converte a energia cinética de uma corrente de água, sem barreiras ou condutos, em energia mecânica no eixo. Para geração de energia elétrica, estas máquinas têm seu eixo de saída acoplado a um moto-multiplicador formado por trem de engrenagens ou polias e então conectadas a um alternador para

geração elétrica. O arranjo básico dos componentes de hidrocínéticas é mostrado na figura 1.5.

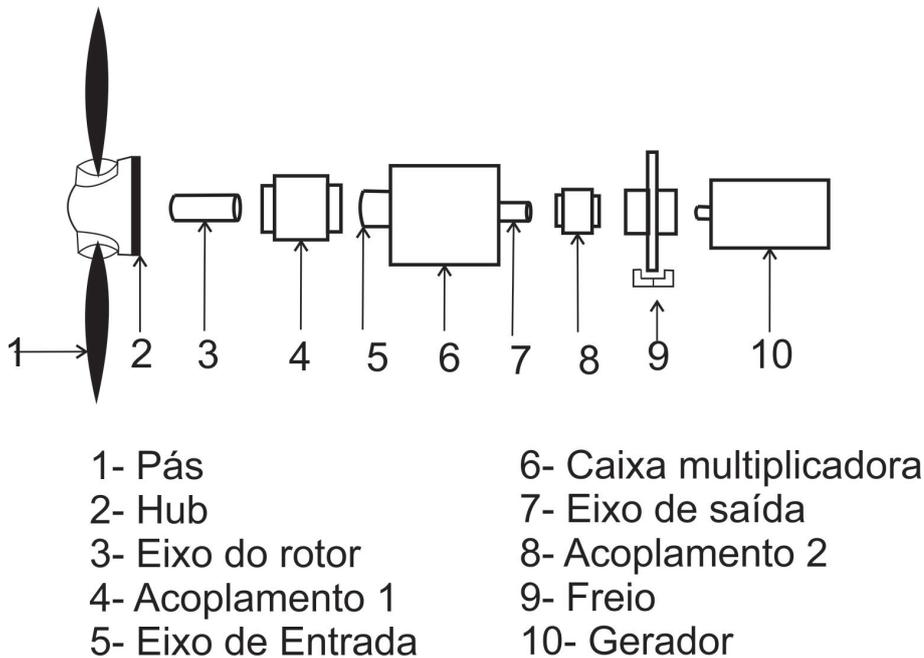


Figura 1.5: Componentes básicos de uma hidrocínética.

Hidrocínéticas são classificadas de acordo com a orientação relativa entre o eixo do rotor e o vetor resultante do escoamento de água, formando três classes genéricas:

1. Turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal ou turbinas axiais (como todas as mostradas até agora).
2. Turbinas hidrocínéticas de eixo vertical.
3. Turbinas crossflow.

Turbinas axiais tem eixo e fluxo de água paralelos. São comumente usadas em conversão de energia de marés e tem seu design e conceito muito similares ao de turbinas eólicas. Turbinas hidrocínéticas e turbinas eólicas (aerogeradores) têm princípios de funcionamento, filosofia de projeto e processos de fabricação bem parecidos. A diferença mais notável é de que a massa específica da água é cerca de 850 vezes maior que a do ar, de modo que a energia de um dado fluxo é muito maior para a turbina hidrocínética do que para uma eólica. No entanto, as velocidades de fluxo médio de marés e rios de aproximadamente uma ordem de magnitude menor do que as velocidades nominais de fluxo do vento em um local com condições de instalação de parque eólico. O resultado disso é que os números de Reynolds em ambos os casos tendem a estar na mesma faixa, o que permite na maior parte dos casos, intercâmbio de dados experimentais entre análises aerodinâmicas e hidrodinâmicas. Acontece que ambas podem ser analisadas e concebidas usando considerações de fluxo incompressível.

Turbinas de eixo vertical têm eixo perpendicular ao fluxo e disposto verticalmente e as *crossflow* têm eixo perpendicular ao fluxo e disposto horizontalmente. A figura 1.6 mostra um arranjo contendo os tipos de tecnologia para turbinas hidrocínéticas existentes até agora.

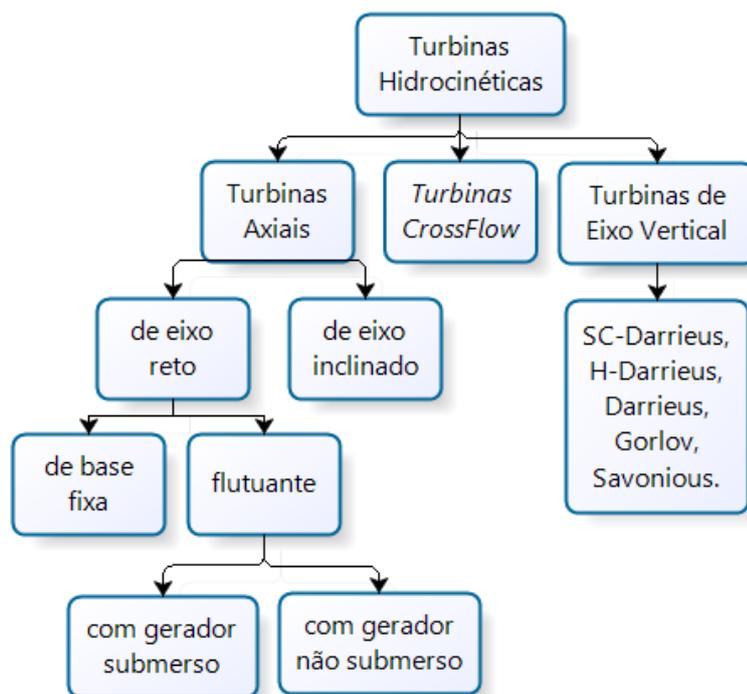


Figura 1.6: Classificação das turbinas hidrocínéticas.

Este trabalho foca em turbinas hidrocínéticas do tipo axial, como será mostrado no decorrer dos textos. Essas turbinas, bem como aerogeradores, possuem dois componentes básicos, o rotor com as pás e a nacele<sup>1</sup>. O rotor apresenta geralmente um conjunto de três pás, orientadas como na maioria dos aerogeradores, variando de acordo com o projeto, visto que o número de pás influi diretamente na solidez e na potência da máquina. Tanto aerogeradores quanto hidrocínéticas possuem velocidade angular do rotor baixa, sendo necessário aumentar a rotação para frequências angulares maiores através de moto-multiplicador.

### Projeto Tucunaré

Em 2011, a empresa Eletrobrás Eletronorte, por meio da chamada 01/2011 de Projetos de Pesquisa e Desenvolvimento, convidou universidades, instituições de pesquisa e empresas com conhecimento sobre o tema de aproveitamento hídrico para apresentarem projetos que atendessem treze demandas previstas no edital, distribuídas entre temas de sustentabilidade e meio ambiente, engenharia de manutenção e operação de transmissão de energia elétrica, gestão da tecnologia da informação, dentre outros. Esse projeto denominou-se “Projeto Tucunaré”. A ideia primordial do Projeto Tucunaré é o desenvolvimento de turbina hidrocínética axial com potência entre 500kW e 1MW, com rotores de 3 ou 4 pás e conjunto transmissão-gerador embarcado na nacele. A tecnologia envolverá uso de gerador operando em rotação variável e com hidrodinâmica projetada com efeito de amplificação do coeficiente de potência com uso de difusor. A construção da unidade piloto será instalada no Rio Tocantins, na saída do reservatório de jusante da UHE-Tucuruí. A figura 1.7 mostra a UHE-Tucuruí e o possível local de instalação da unidade piloto.

<sup>1</sup>Gôndola que armazena os componentes mecânicos de uma turbina.

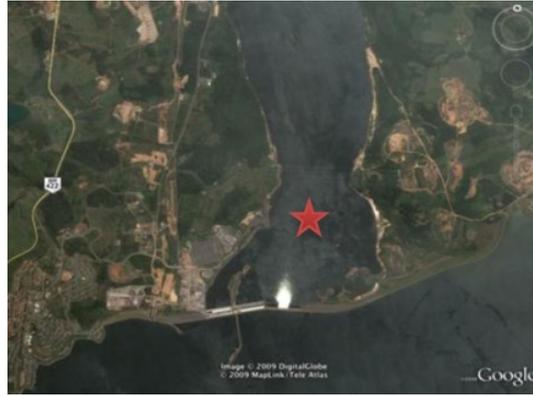


Figura 1.7: Localização da turbina em relação à UHE-Tucuruí.

O Projeto Tucunaré está estruturado de acordo com a figura 1.8, sendo este projeto de graduação referente à parte de projeto hidrodinâmico, focado em criar e adequar ferramentas para análises conceituais e de engenharia para o projeto hidrodinâmico do rotor e difusor de uma turbina hidrocínética, como será explicado no capítulo sobre objetivos do Projeto de graduação.

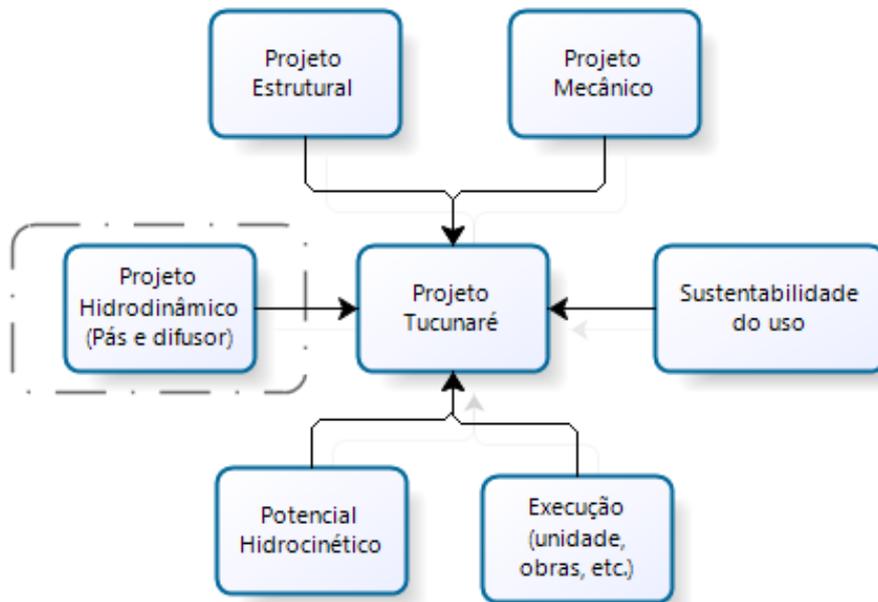


Figura 1.8: Áreas que compõe o projeto tucunaré.

## 1.1 Objetivos

O objetivo deste projeto de graduação é criar uma ferramenta confiável de projeto e análise de rotor e difusor para uma turbina hidrocínética. Apesar do fato de que o projeto de um rotor é amparado por diversas áreas, a ferramenta criada neste projeto trabalha apenas com análises do escoamento hidrodinâmico, ou seja, sem levar em conta questões estruturais, processos de fabricação e outros aspectos de projeto.

Para concretização do objetivo geral descrito no parágrafo acima, alguns objetivos específicos foram traçados:

- Estudar métodos de análise hidrodinâmica de hidrofólios com uso do software Xfoil;
- Estudar o método BEM Hansen (2008) e desenvolver um código próprio para projeto do rotor;
- Implementar o efeito de um difusor no código de projeto do rotor;
- Utilizar softwares comerciais e livres (CFX-Ansys e QBlade) para verificação do código;
- Validar dados aerodinâmicos com dados experimentais realizados em túnel de vento.

## 1.2 Revisão Bibliográfica

### 1.2.1 Fundamentos da hidrodinâmica para rotores hidrocínéticos

Turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal são formadas por um rotor que tem certo número de pás fixadas sobre um eixo. Por efeito da corrente de água que incide sobre a área varrida das pás manifestam-se forças hidrodinâmicas que atuam sobre a estrutura e que contribuem com o torque e potência resultante. Conhecendo-se a velocidade relativa que atua em cada elemento de pá, pode-se determinar o ângulo de ataque e calcular as forças nas pás da turbina..

A figura 1.9 ilustra um escoamento fluido através de um aerofólio  $2D$ , ou seja, uma pá de perfil constante que possui envergadura infinita.

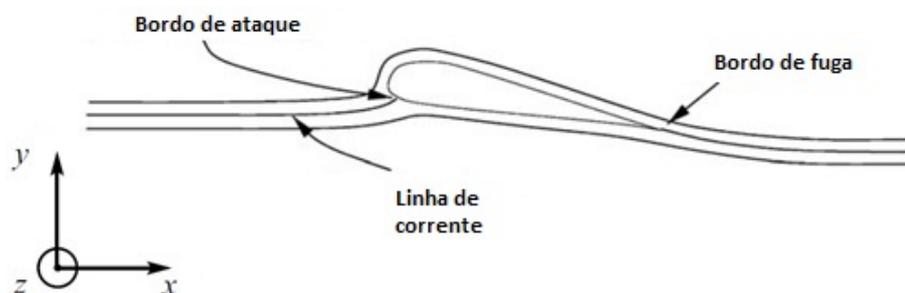


Figura 1.9: Escoamento sobre aerofólio  $2D$ .

O escoamento fluido gera, com a incidência sobre o aerofólio, uma força de reação  $F$  que é decomposta em duas forças, uma força perpendicular ao escoamento denominada força de sustentação  $L$  e uma paralela denominada força de arrasto  $D$  Edison. (2006). O vetor da força resultante  $F$  é na verdade a resultante do

campo de pressão exercido pelo escoamento no perfil e age no centro de pressão  $CP$  que pode ser visto na figura 1.10.

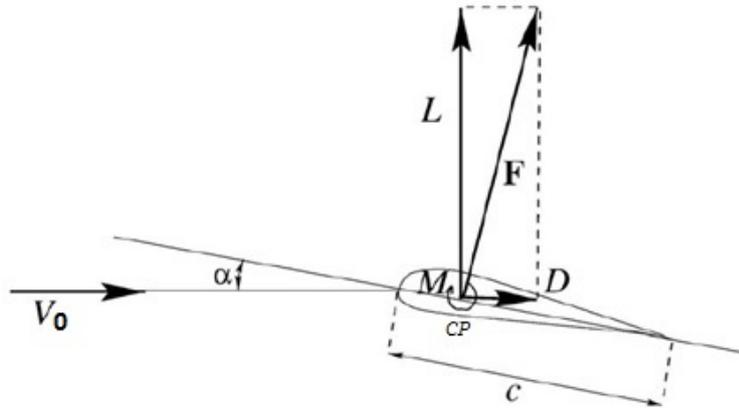


Figura 1.10: Forças associadas ao escoamento sobre aerofólio.

Na figura 1.10  $V_0$  é a velocidade do escoamento incidente,  $\alpha$  é o ângulo de ataque formado entre a linha de corda  $c$  que liga o bordo de ataque ao bordo de fuga do aerofólio e a linha do vetor da velocidade incidente,  $F$  é a força resultante,  $L$  e  $D$  são as forças de Sustentação e Arrasto, e  $M$  é o momento em torno do centro aerodinâmico do perfil.

Na concepção de uma turbina, o que se deseja é maximizar o valor de  $\frac{L}{D}$ , visto que a sustentação é a força capaz de girar as pás e proporcionar torque e potência para esta. O arrasto por sua vez age contra o movimento de rotação, penalizando a geração de potência, além de gerar um maior esforço sobre a estrutura do conjunto de fixação, nacele e rotor. As forças de sustentação e arrasto, e o momento em torno do centro aerodinâmico de um perfil 2-D são definidas como:

$$L = C_L \frac{1}{2} \rho V_0^2 c, \quad (1.1)$$

$$D = C_D \frac{1}{2} \rho V_0^2 c, \quad (1.2)$$

$$M = C_M \frac{1}{2} \rho V_0^2 c, \quad (1.3)$$

sendo que os coeficientes sustentação, arrasto e momento,  $C_L$ ,  $C_D$ ,  $C_M$ , dependem da geometria do perfil, de  $\alpha$ ,  $Re$  que é um parâmetro adimensional que determina o regime de escoamento de um fluido sobre uma superfície. Seu cálculo leva como base um balanço entre as forças viscosas e as forças inerciais de um escoamento. Sua formulação é dada por  $Re = \frac{\rho V L}{\mu}$ , onde  $L$  é o comprimento característico do escoamento. No caso do escoamento externo sobre um hidrofólio, é dado pela corda  $c$ . As outras variáveis são, no numerador, massa específica  $\rho$  e velocidade  $V$  e, no denominador a viscosidade dinâmica  $\mu$ . Em suma, a geometria do aerofólio força as linhas de corrente do escoamento a curvarem-se em torno da superfície deste, gerando assim, uma pressão superior à pressão ambiente e uma sustentação. O arrasto  $D$  pode ser dividido em  $D_p$  e  $D_f$ , sendo o

primeiro referente ao arrasto de pressão, ou seja, o arrasto devido à pressão exercida pelo escoamento na direção paralela à linha da linha de corrente no sentido contrário ao movimento. O segundo é referente ao arrasto de fricção, ou arrasto de atrito, ocorrente devido ao atrito viscoso do fluido com a superfície do corpo Edison. (2006).

O coeficiente de sustentação  $C_L$  cresce de forma praticamente linear com  $\alpha$  até um certo valor desse ângulo, quando o coeficiente decresce abruptamente. Este valor determina o ângulo de estol do aerofólio. O coeficiente de arrasto  $C_D$  comporta-se de maneira diferente, tendo valor quase nulo (da ordem de  $10^{-3}$ ) para pequenos ângulos de ataque e com aumento suave e aproximadamente linear até o estol, quando este passa a crescer rapidamente Hansen (2008). A figura 1.11 mostra as variações de  $C_L$  e  $C_D$  com  $\alpha$  para o perfil *NACA* 0012, evidenciando o ângulo de estol de  $\alpha = 15^\circ$

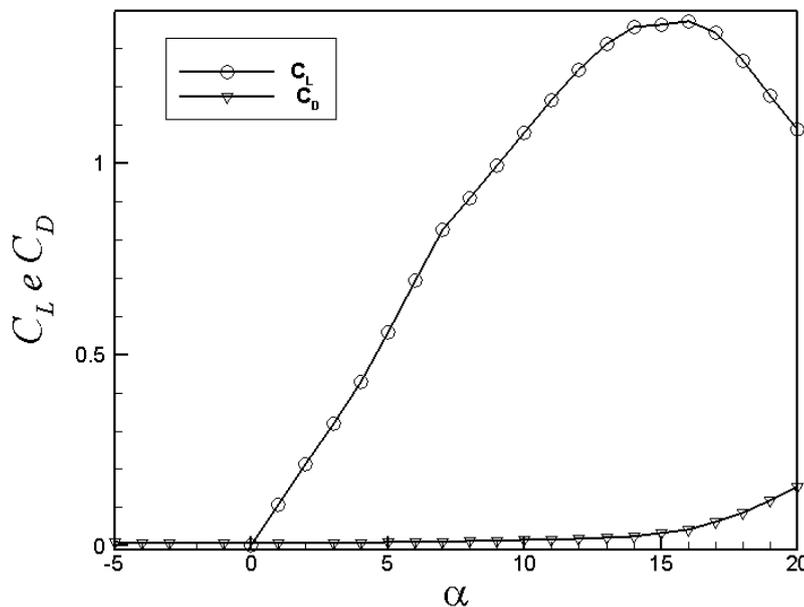


Figura 1.11: Curvas  $C_L$  vs  $\alpha$  e  $C_D$  vs  $\alpha$  para o perfil *NACA*0012.

É conveniente conhecermos os parâmetros que definem a geometria de um perfil hidrodinâmico, listados abaixo e detalhados na figura 1.12. Um pouco do histórico de desenvolvimento dos perfis aerodinâmicos pode ser encontrado na literatura Edison. (2006).

- Corda;
- Linha média;
- Altura máxima da linha média (*camber*);
- Distribuição da espessura (*thickness*);
- Raio do bordo de ataque;
- Ângulo do bordo de fuga;

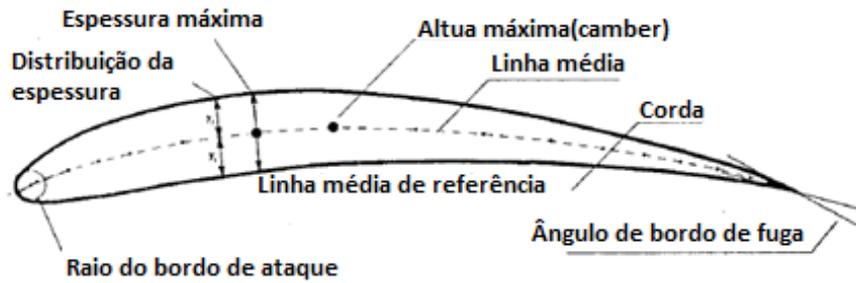


Figura 1.12: Características geométricas de um perfil aerodinâmico.

## 1.2.2 Método *Blade Element Momentum* - BEM

O Método BEM combina equações de conservação de energia e momento com teoria aerodinâmica de sustentação e arrasto para análise das pás de um rotor de turbina axial. A pá da turbina é dividida em  $n$  elementos e seus parâmetros de desempenho são obtidos em cada um destes e depois são integrados ao longo de toda a pá, fornecendo os valores de desempenho do rotor Hansen (2008). Para a melhor compreensão do funcionamento do método BEM, é usual rever a fundamentação teórica necessária. Nos itens subsequentes seguem as formulações usadas no método.

O escoamento em torno de um rotor de turbina é não uniforme, turbulento e transiente devido ao fato do rotor estar girando. Uma primeira abordagem, partindo de uma análise simplificada do problema, admite que o escoamento seja permanente, invíscido e irrotacional, de forma que a Equação de Bernoulli possa ser aplicada entre dois pontos quaisquer, desde que o rotor não esteja entre esses dois pontos. A utilização da equação de Bernoulli se mostra coerente no método *BEM* devido ao fato de se acoplarem à ela considerações da teoria de sustentação e arrasto aerodinâmico além do fato desta se aplicar á regiões antes e depois da turbina Hansen (2008).

Considerando então um escoamento uniforme normal ao plano do rotor e paralelo ao eixo axial de direção “ $x$ ”, permanente e incompressível, a equação de conservação de energia de Bernoulli pode ser usada para os pontos do escoamento longe à montante até imediatamente antes da entrada na turbina e também para o ponto imediatamente após a saída da turbina e longe à jusante. Sendo  $P_0$  e  $V_0$ , a pressão e a velocidade do escoamento longe à montante e longe à jusante, e  $P$  e  $u$  a pressão e velocidade imediatamente antes da entrada no rotor, tem-se que

$$P_0 + \frac{1}{2}\rho V_0^2 = P + \frac{1}{2}\rho u^2. \quad (1.4)$$

e  $\Delta P$  a queda de pressão no rotor segue

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho(u^2 - u_1^2). \quad (1.5)$$

A figura 1.13 mostra o comportamento do escoamento desde longe à montante até longe à jusante da turbina.

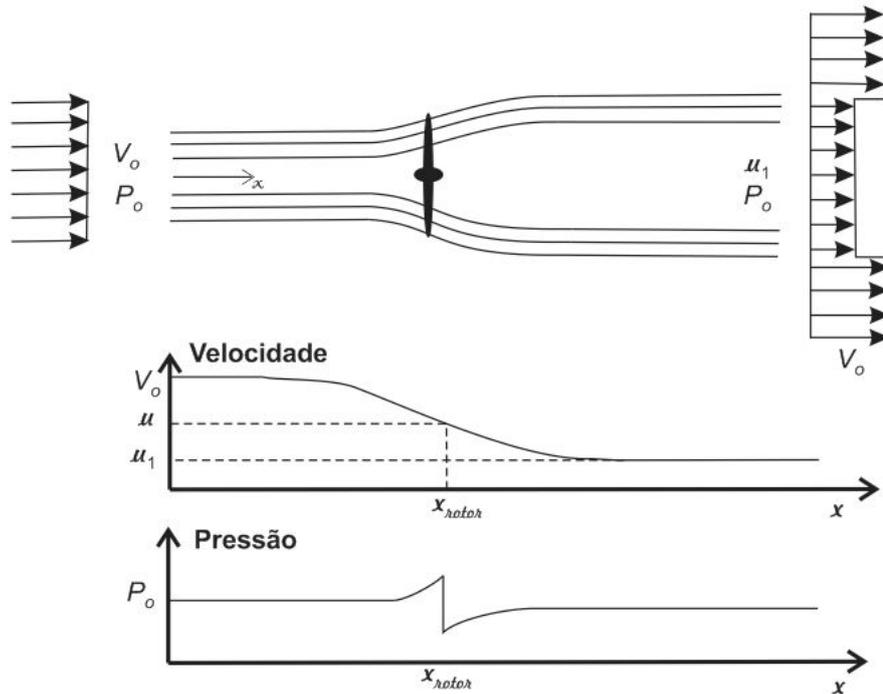


Figura 1.13: Comportamento das linhas de corrente, da velocidade e da pressão do escoamento, antes e depois do rotor.

O método BEM considera o rotor um disco permeável que atua como um meio poroso, reduzindo a velocidade do escoamento e, assim, divergindo as linhas de corrente Burton (2001), como ilustrado na figura 1.13. A redução da velocidade de  $V$  longe à montante para  $u$  na entrada do rotor é dada pelo fator de indução e para calcular o balanço de forças, este deve ser definido.

### Fator de Indução Axial

A velocidade  $u$  do escoamento na entrada da pá é diferente da velocidade na região não perturbada. Essa diferença é expressa através de um fator definido como fator de indução axial  $a$ .

$$a = \frac{V_0 - u}{V_0}. \quad (1.6)$$

Essa redução de velocidade deve-se a uma componente axial de velocidade de sentido oposto ao escoamento gerada pelo sistema de vórtices que aparece ao redor das pás da turbina Hansen (2008). Analogamente, define-se também o fator de indução angular  $a'$ , sendo que neste caso, a redução de velocidade deve-se à componente de velocidade tangencial de sentido oposto à da rotação das pás do rotor

$$a' = \frac{\omega}{\Omega}, \quad (1.7)$$

sendo  $\omega$  a velocidade angular do escoamento de sentido oposto à velocidade  $\Omega$  de giro do rotor. A figura 1.14 mostra um desenho esquemático do sistema de vórtices gerado à jusante da turbina mostrando também os sentidos opostos de  $\omega$  e  $\Omega$ .

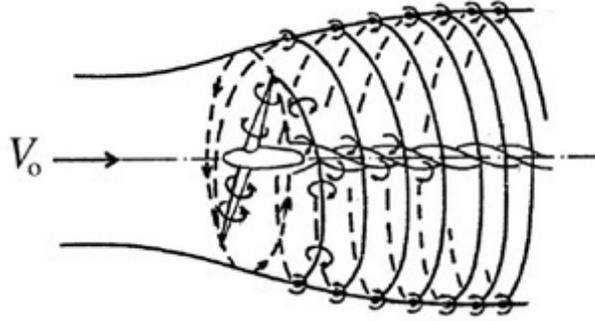


Figura 1.14: Esquemático do sistema de vórtice gerado à jusante da turbina.

Definidos os fatores de indução, pode-se então calcular o balanço de forças axiais para o elemento diferencial de área anular como representado na figura 1.15.

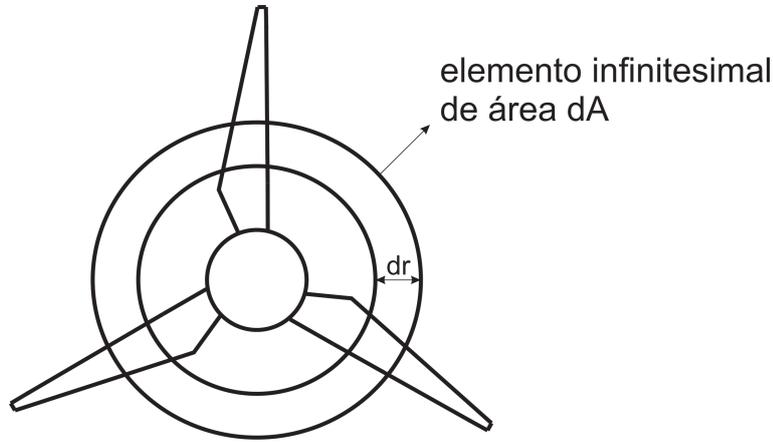


Figura 1.15: Esquemático do sistema de vórtice gerado à jusante da turbina.

tem-se que

$$dF_x = \Delta P dA = \frac{1}{2} \rho (V_0^2 - u_1^2). \quad (1.8)$$

da equação 1.6 e sabendo que  $dA = 2\pi r dr$  tem-se que

$$dF_x = \frac{1}{2} \rho V_0^2 [4a(1-a)] 2\pi r dr. \quad (1.9)$$

### Conservação do momento angular

O princípio da conservação do momento angular enuncia que em um sistema isolado de forças e torques externos, o momento angular total não varia no tempo. Considerando o fluido e o rotor dentro do mesmo sistema, o escoamento transfere momento angular para o rotor para que esse gire, de modo que o momento angular total (escoamento e rotor) se conserva. Sendo o momento angular do fluido  $Q = I\omega$  em que  $I = mr^2$  é o momento de inércia do elemento infinitesimal anular e  $m$  a massa do fluido no volume de controle. Sendo o Torque a derivada temporal do momento angular, temos que  $T = \frac{DQ}{Dt} = \frac{D\omega mr^2}{Dt} = \frac{Dm}{Dt} r^2 \omega = \dot{m} r^2 \omega$ . Como o torque  $T$  depende da vazão mássica que passa por determinada área, pode se calcular o torque em um elemento anular de área  $dA$  sabendo que neste elemento a vazão mássica é  $d\dot{m} = \rho 2\pi r dr u = \rho 2\pi r dr V_0 (1-a)$ . Lembrando das expressões 1.6 e 1.7 para  $a$  e  $a'$  temos então a expressão para o torque no elemento

$$dT = 4a'(1-a)\rho V_0 \omega r^3 \pi dr. \quad (1.10)$$

. Para o cálculo tanto do esforço axial (empuxo) quanto do torque total, integra-se estes diferenciais ao longo do raio da pá. O método BEM faz isso através da subdivisão da pá em  $n$  elementos.

### Triângulo de Velocidades

Para a obtenção da velocidade relativa do escoamento às pás, analisa-se o triângulo de velocidades como mostrado na figura 1.16 abaixo em que  $V_{rel}$  é a velocidade relativa do escoamento,  $V_a$  é a velocidade axial e  $V_{rot}$  a velocidade tangencial de giro.

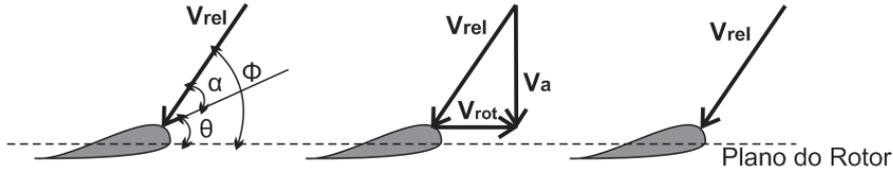


Figura 1.16: Triângulo de velocidades mostrando o escoamento relativo ao rotor.

Os ângulos  $\alpha$ ,  $\theta$  e  $\phi$  são definidos como ângulo de ataque, ângulo de passo e ângulo de fluxo, respectivamente

$$\phi = \alpha + \theta. \quad (1.11)$$

### Forças Hidrodinâmicas Sobre a Pá

O método BEM considera que apenas forças de sustentação e arrasto atuam nas pás do rotor. Estas forças são decompostas nas direções  $x$  e  $y$  para resultar nas forças de empuxo e torção no rotor que são dadas

$$dF_x = \sigma \pi \rho \frac{V^2(1-a)^2}{\cos^2 \phi} (C_l \sin \phi + C_d \cos \phi) r dr, \quad (1.12)$$

$$dT = \sigma \pi \rho \frac{V^2(1-a)^2}{\cos^2 \phi} (C_l \cos \phi - C_d \sin \phi) r^2 dr, \quad (1.13)$$

onde  $C_L$  e  $C_D$  são os coeficientes de sustentação e arrasto dados pelas equações 1.2 e 1.1,  $\sigma$  é a solidez definida por  $\sigma = \frac{Bc}{2\pi r}$  sendo  $B$  o número de pás,  $c$  a corda local no elemento e  $r$  o raio no elemento. A figura 8 ilustra as direções de decomposição dos vetores de  $L$  e  $D$ .

A figura 1.17 permite deduzir a equação para a tangente do ângulo  $\phi$ , de maneira que  $\tan \phi = \frac{V_0(1-a)}{\omega r + \Omega r/2}$ . Define-se o parâmetro  $\lambda$  Hansen (2008), tal que  $\lambda = \frac{\Omega r}{V}$ , como a razão de velocidades na ponta de pá. Definido  $\lambda$ , a expressão para a tangente do ângulo de fluxo é

$$\tan \phi = \frac{1-a}{\lambda(1+a')}. \quad (1.14)$$

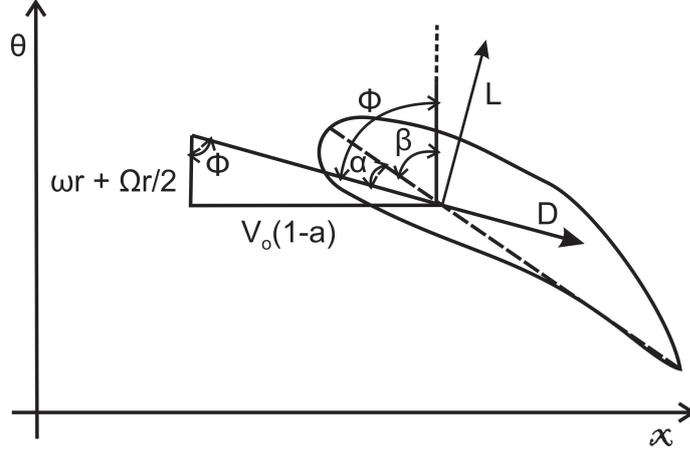


Figura 1.17: Forças de sustentação  $L$  e arrasto  $D$  atuando em um perfil de uma seção da pá.

### Correção de Perdas nas Pontas

Para um rotor com um número finito de pás, a diferença de pressão entre a superfície superior e inferior provoca um fluxo radial em ao longo da pá, produzindo o efeito denominado perdas pelas pontas. Jansen e Smulders em JANSEN (1977), fornecem o fator de correção de Prandtl como uma maneira de corrigir esse efeito de ponta de pá. O fator de correção é dado por

$$F = \frac{2}{\pi} a \cos(\exp(-f)), \quad (1.15)$$

em que  $f$  é um parâmetro adimensional dado por

$$f = \frac{B(R-r)}{2R \sin \phi}. \quad (1.16)$$

Acrescentando o fator de perdas à equação 1.9 e à equação 1.10 temos as formulas corrigidas

$$dF_x = F \frac{1}{2} \rho V^2 [4a(1-a)] 2\pi r dr, \quad (1.17)$$

$$dT = F 4a'(1-a) \rho V \omega r^3 \pi dr. \quad (1.18)$$

### Combinação das Teorias de Conservação do Momento e Teoria de Arrasto e Sustentação

Através do balanço de pressão no rotor obteve-se a equação 1.17 para a força  $dF_x$  e através da conservação do momento angular obteve-se a equação 1.18 para o diferencial de torque  $dT$ . Através da teoria do elemento de pá foi obtida a equação 1.12 para a força  $dF_x$  e a equação 1.13 para o torque  $dT$ . Combinando as duas teorias temos as igualdades:

$$dF_x = F \frac{1}{2} \rho V^2 [4a(1-a)] 2\pi r dr = \sigma \pi \rho \frac{V^2 (1-a)^2}{\cos^2 \phi} (C_l \sin \phi + C_d \cos \phi) r dr, \quad (1.19)$$

$$dT = F 4a'(1-a) \rho V \omega r^3 \pi dr = \sigma \pi \rho \frac{V^2 (1-a)^2}{\cos^2 \phi} (C_l \cos \phi - C_d \sin \phi) r^2 dr. \quad (1.20)$$

Através de manipulações algébricas podemos obter duas expressões, uma para o fator de indução axial  $a$  e uma para o fator de indução angular  $a'$

$$a = \frac{1}{\frac{4F \sin^2 \phi}{\sigma C_n} + 1}, \quad (1.21)$$

$$a' = \frac{1}{\frac{4F \sin \phi \cos \phi}{\sigma C_t} - 1}. \quad (1.22)$$

Onde os coeficientes  $C_t$  e  $C_n$  são dados pelas expressões.

$$C_t = C_L \sin \phi - C_D \cos \phi. \quad (1.23)$$

$$C_n = C_L \cos \phi + C_D \sin \phi. \quad (1.24)$$

### Algoritmo de 8 Passos para o método BEM

Depois de deduzidas as equações 1.21 e 1.22, aplica-se um algoritmo para calcular os fatores  $a$  e  $a'$  em todos os elementos de pá e conseqüentemente determinar os carregamentos nas pás e o torque para o cálculo do  $C_p$ . Os passos são:

1. Estimam-se valores iniciais para  $a$  e  $a'$ , convenientemente  $a = 1/3$  e  $a' = 0$ .
2. Calcula-se o ângulo  $\phi$  através da equação 1.14.
3. Computa-se o ângulo de incidência loca  $\alpha$  pela equação 1.11.
4. Lê-se os valores de  $C_L(\alpha)$  e de  $C_D(\alpha)$  usando a curva aerodinâmica do perfil.
5. Calculam-se os valores de  $C_t$  e  $C_n$  usando as equações 1.23 e 1.24.
6. Calculam-se os valores de  $a$  e  $a'$  usando as equações 1.21 e 1.22.
7. Se existiu convergência dos valores de  $a$  e  $a'$  termina, se não, voltar ao passo 2.
8. Computar as forças e torques locais no elemento da pá e ir para o próximo elemento.

### Correção de Glauert

Quando o fator de indução axial  $a$  é maior que 0,4, a teoria do momento falha segundo Hansen (2008) e é necessário o uso de correções empíricas. Aplica-se então a correção de Glauert, que impõe a condição: se  $a > 0,4$ , temos então a expressão para  $C_t$

$$C_t = 4a(1 - 0.25(5 - 3a)a)F. \quad (1.25)$$

A figura ilustra o comportamento de  $C_t$  em função do fator  $a$ , onde se pode notar que a partir de  $a > 0,4$  o valor de  $C_t$  sai da curva parabólica derivada da teoria do momento.

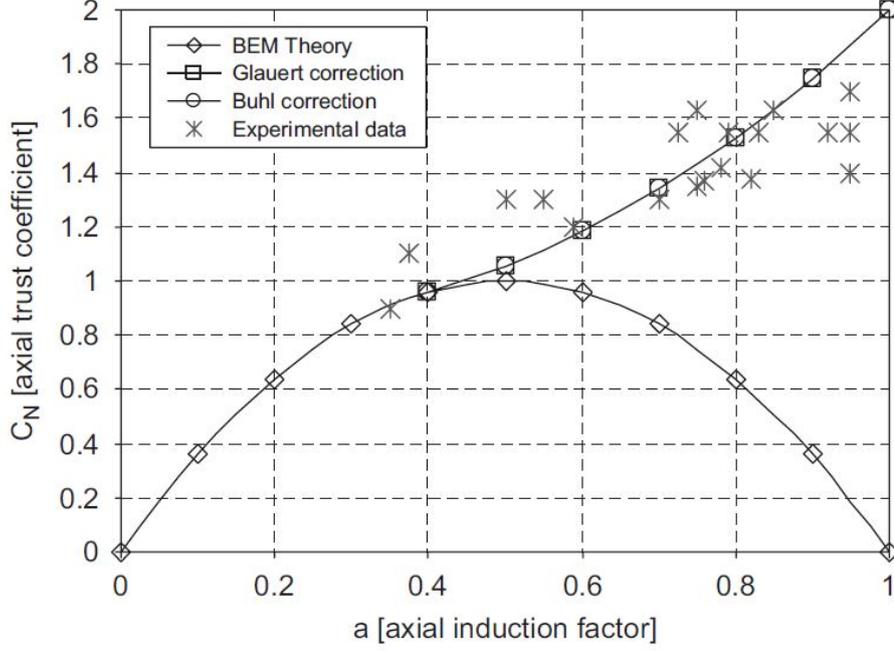


Figura 1.18: Comportamento do  $C_t$  em função de  $a$ , notando a região de  $a$  onde a teoria do momento comum falha.

### 1.2.3 Coeficiente de Potência

O coeficiente de potência é um parâmetro adimensional que mede o quanto de potência fornecida pelo fluxo do escoamento é convertida pela turbina em potência de eixo. Então podemos definir o coeficiente de potência como a razão

$$C_p = \frac{\text{potência}}{0.5\rho V_0^3 \pi R^2}. \quad (1.26)$$

O  $C_p$  varia de acordo com o fator  $\lambda$ , uma expressão que mostra a relação entre o  $C_p$  de uma máquina de fluxo ideal e  $\lambda$  é fornecida por JANSEN (1977), que considera a operação de uma turbina de infinitas pás que não sofre força de arrasto hidrodinâmico. Se trata da expressão:

$$C_p = \frac{16}{27} e^{-0.35\lambda^{-1.29}}. \quad (1.27)$$

Usando a expressão 1.27 é possível plotar uma curva  $C_p vs \lambda$  que é ilustrada na figura 1.19. se trata de uma curva assintótica que tende a um valor específico que pode ser determinado através do limite de  $C_p$  quando  $\lambda \rightarrow \infty$ . O limite encontrado é  $C_p = 0.593$  que é definido como o limite teórico de Betz JANSEN (1977). O a equação 1.28 considera os efeitos do arrasto aerodinâmico nas pás e é fornecida em JANSEN (1977), de modo que a figura 1.20 mostra o efeito do arrasto na relação  $C_p \times \lambda$

$$C_p = \frac{16}{27} \left( e^{-0.35\lambda^{-1.29}} - \frac{C_d}{C_l} \lambda \right). \quad (1.28)$$

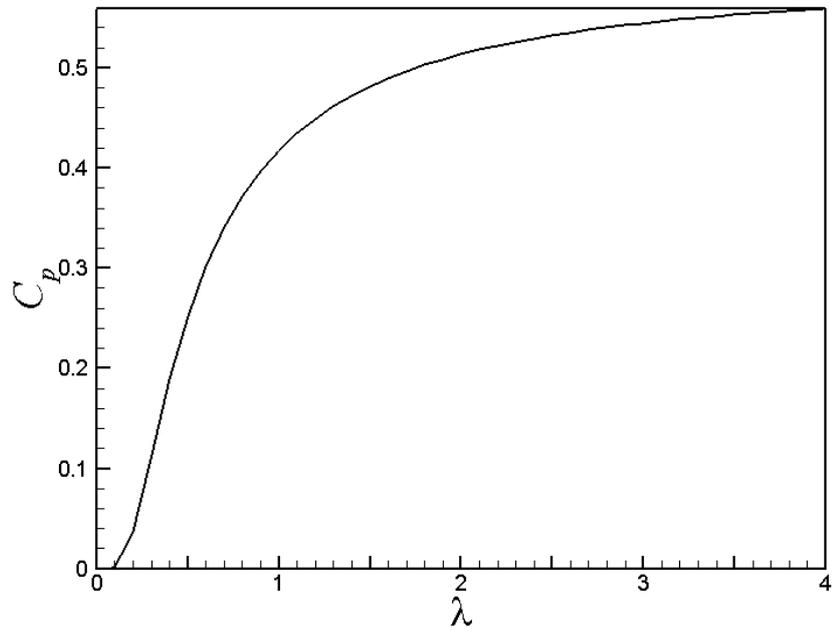


Figura 1.19: Curva  $C_p \times \lambda$ .

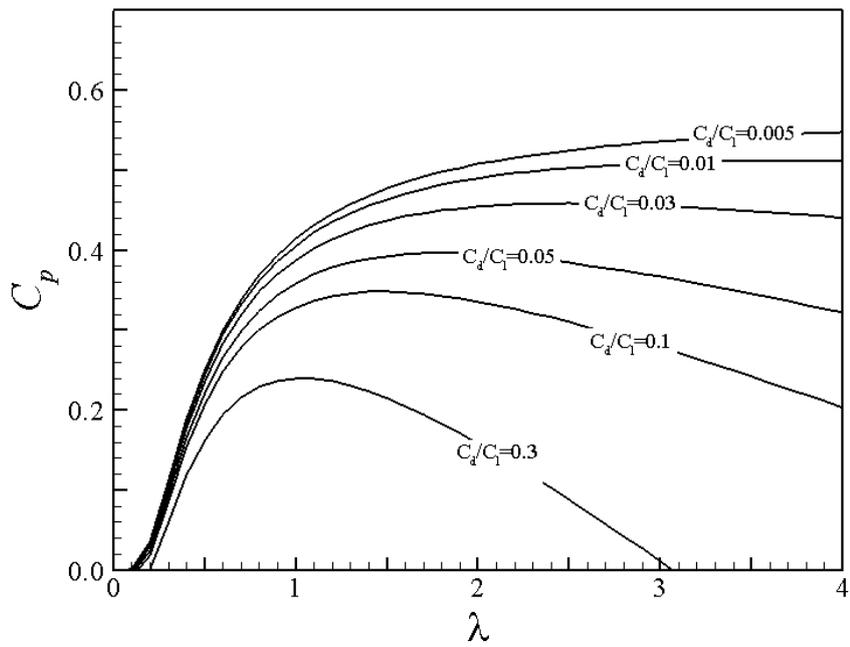


Figura 1.20: Curva  $C_p \times \lambda$  considerando os efeitos do arrasto aerodinâmico.

Para cada relação  $\frac{C_d}{C_l}$  uma curva diferente é obtida e a figura 1.20 ilustra a sobreposição dessas curvas. As equações 1.27 e 1.28 são baseadas na hipótese de uma turbina com um número infinito de pás, portanto, para compreender o efeito do número de pás no  $C_p$ , JANSEN (1977) define um fator de eficiência  $\eta_b = (1 - \frac{1.386}{B} \text{sen} \frac{\phi}{2})^2$  e o aplica na expressão 1.28. Usando como exemplo um perfil aerodinâmico cujo o quociente  $\frac{C_d}{C_l} = 0.013$ , é possível analisar o efeito do número de pás no  $C_p$ . A figura 1.21 ilustra esse efeito.

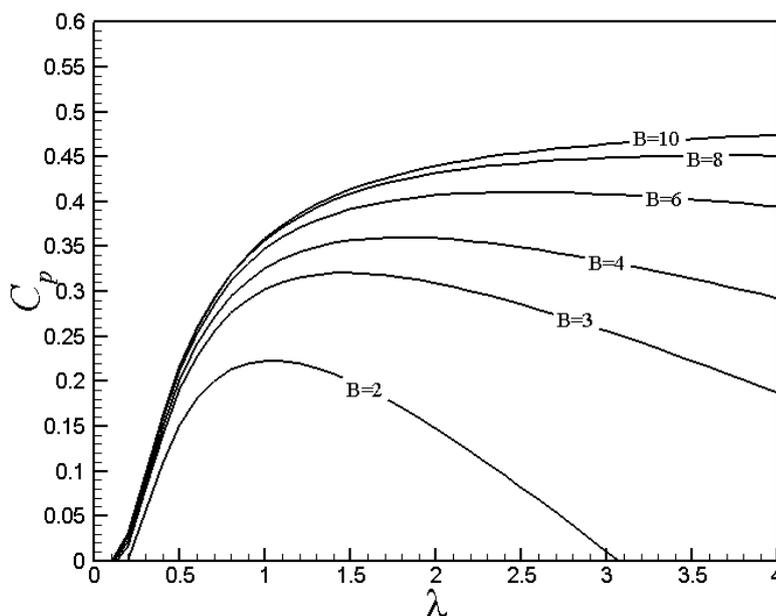


Figura 1.21: Curva  $C_p \times \lambda$  considerando os efeitos do número de pás.

De acordo com essa teoria, quanto maior o número de pás, maior é a eficiência, porém, o aumento do número de pás aumenta a solidez do rotor, dificultando a passagem do escoamento por este. Além de demonstrar essa desvantagem hidrodinâmica, o aumento do número de pás ocasiona outras complicações no projeto de um rotor, como por exemplo o balanceamento do rotor. A literatura Burton (2001) recomenda o uso de rotores com 2 ou 3 pás para turbinas eólicas, que servem de inspiração para o modelo de turbina hidrocínética.

## 1.2.4 Mecânica dos Fluidos Computacional

### XFOIL

O Xfoil é um programa interativo destinado ao design e análises de escoamentos subsônicos em aerofólios isolados através de variações do método dos painéis. Consiste em uma coleção de rotinas que desempenham várias funções usuais como:

1. Análise de aerofólio com escoamento viscoso ou invíscido permitindo a determinação da formação de bolha de separação da camada limite, efeito conhecido como estol. Predições dos valores de sustentação e arrasto

logo após o estol. Correção Karman-Tsien para escoamentos compressíveis.

2. Design e redesign de aerofólios através da especificação interativa da curva de pressão, através do mouse ou teclado.
3. Redesign de aerofólios através de especificações dos parâmetros geométricos como: espessura máxima, arqueamento, raio do círculo do bordo de ataque, espessura do bordo de fuga, posição da espessura máxima ao longo da corda e ângulo de deflexão de flap.
4. Interpolação de aerofólios.
5. Obtenção de coeficientes de arrasto e sustentação para diferentes ângulos de ataque com Reynolds fixo.
6. Obtenção de coeficientes de arrasto e sustentação para diferentes Reynolds.
7. Leitura e edição de perfis e de arquivos de polar.

O Xfoil é um arquivo executável que pode ser executado por computadores com sistema operacional Microsoft Windows, de modo que o usuário ao abri-lo, dá autorização ao sistema para executar todas as instruções contidas nele. O código fonte do Xfoil é em Fortran 77<sup>2</sup> e o banco de dados do pacote "plot" usa também algumas rotinas em C.

Xfoil 1.0 foi escrito por Mark Drela, professor do Departamento de Aeronáutica e Astronáutica do *Massachusetts Institute of Technology*, o MIT, em 1986, com o objetivo geral de combinar a acurácia e velocidade de cálculo do método dos painéis de alta ordem com o método de interação viscoso/inviscido usado no código ISES Drela Mark. (2001), desenvolvido por ele mesmo.

O Xfoil possui uma formulação viscosa capaz de realizar cálculos referentes à camada limite e prever o efeito de estol em um aerofólio 2D Mark (1989). O método dos painéis discretiza o perfil em painéis no contorno do aerofólio e em uma linha após o bordo de fuga. O Xfoil utiliza formulação invíscida e viscosa acopladas. A formulação invíscida modela o problema com a superposição de três funções potenciais que são soluções da equação governante de Laplace: uma para o escoamento livre; uma para uma folha de vórtices e outra para fontes em cada painel. A superposição dessas funções potenciais formam um sistema de  $N + 1$  equações algébricas, em que  $N$  é o número de painéis da superfície. Para levar em consideração os efeitos viscosos, a formulação viscosa implementa no algoritmo uma formulação integral de camada limite que é acoplada à formulação invíscida nos painéis na superfície do aerofólio Mark (1989). Ou seja, o Xfoil é capaz de obter valores de  $CL$  e  $CD$  corrigidos pela aplicação de efeitos viscosos, bem como valores destes coeficientes logo após o estol.

## Qblade

O QBlade é um software livre projetado pelo grupo de energia eólica (*Wind Energy Group*) do Departamento de Experimentos em Mecânica dos Fluidos da Universidade Técnica de Berlim, na Alemanha, e tem

---

<sup>2</sup>IBM Mathematical FORMula TRANslation System, é uma família de linguagens de programação desenvolvida a partir da década de 1950 e desenvolvida posteriormente.

o objetivo de analisar rotores de turbinas eólicas axiais. O QBlade utiliza-se do método BEM com correção de Prandtl para análise de rotores, e código do XFOIL para análises dos perfis, sendo um software de cálculo rápido e que exige baixo custo computacional.

Em suma, o QBlade se propõe a analisar um rotor utilizando as mesmas ferramentas matemáticas que as usadas pelo código implementado neste projeto, ou seja, executa simulação do perfil com o Xfoil e analisa o rotor através do método iterativo do BEM, sendo usado então, para verificação e comparação dos resultados obtidos da rotina implementada em MATLAB. A interface do programa é mostrada na figura 1.22.

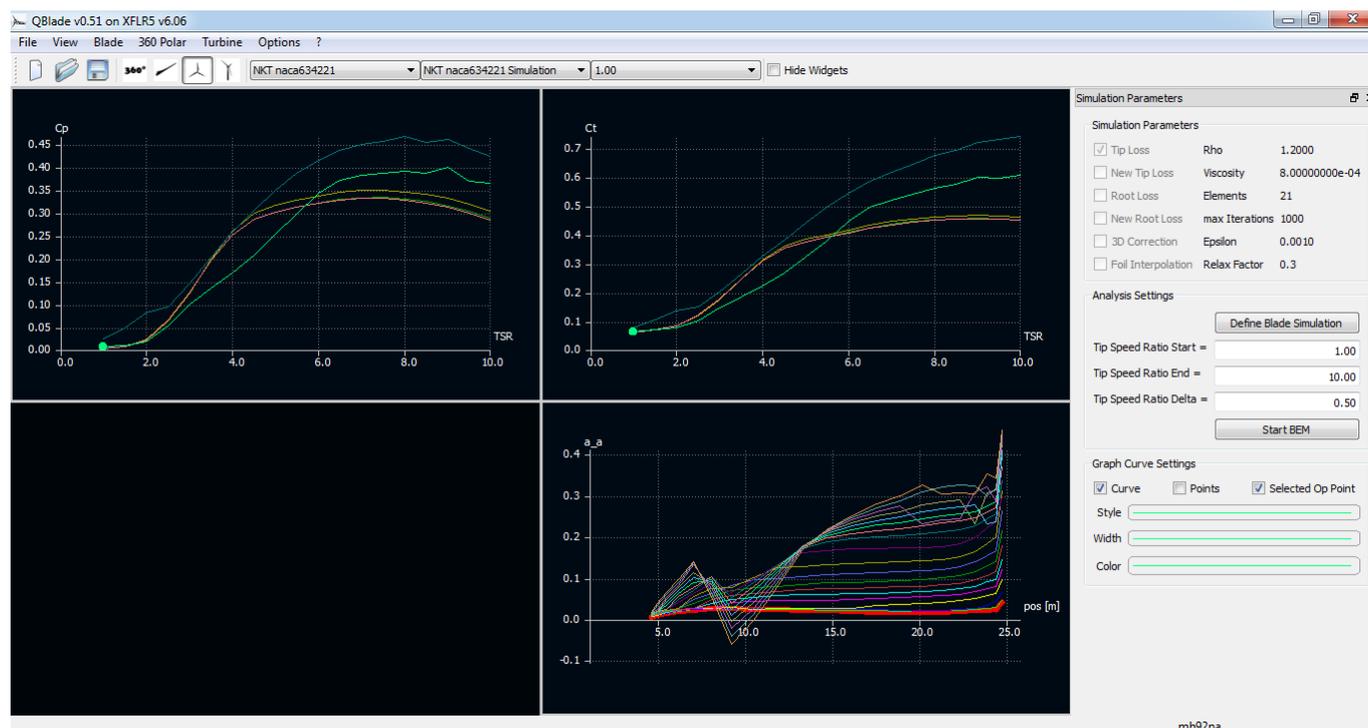


Figura 1.22: Interface Qblade V6.06.

## Método dos Volumes Finitos

A física associada a problemas de mecânica dos fluidos é governada pela equação de Navier-Stokes Munson Bruce R. (2004), trata-se de um sistema não linear de equações diferenciais parciais acopladas, o que leva à dificuldades em encontrar soluções analíticas para esta equação. A partir da necessidade de se resolver problemas descritos por essas equações e com o avanço da tecnologia em processamento de informações, foram desenvolvidos métodos numéricos que são capazes de encontrar soluções numéricas satisfatórias.

Um dos métodos mais utilizados em mecânica dos fluidos é o método dos volumes finitos (Patankar,1980). O método consiste em discretizar um domínio contínuo em vários volumes menores e depois resolver as equações de balanço de massa, quantidade de movimento e energia para cada volume. A princípio, cria-se uma malha, que é a discretização do domínio em vários volumes, e em seguida faz se uma integral nos volumes de controle para calcular o balanço de uma dada propriedade. Pode se fazer o volume de controle suficientemente pequeno para que uma dada propriedade não varia dentro de um volume de controle, devido a isso as equações integrais se

degeneram em equações algébricas que constituem um sistemas de equações lineares onde o numero de equações é igual ao numero de volumes. Resolvendo este sistema chega-se a solução numérica. A simulação então procede de acordo com os seguintes processos:

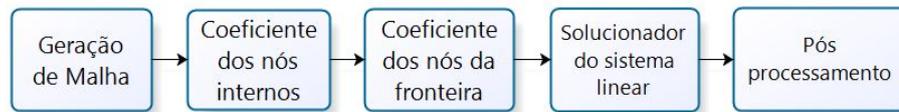


Figura 1.23: Fluxograma de processos do método de volumes finitos.

## ANSYS-CFX

A ferramenta ANSYS, é um software comercial usado para simulação computacional que é provido de um pacote para mecânica dos fluidos. O pacote conta com mais de uma ferramenta para a solução de escoamentos, mas preferencialmente é usada a ferramenta CFX. O CFX funciona em três etapas, a primeira etapa é o CFX-pré, que importa a malha gerada por algum software gerador de malhas, normalmente usa-se o *Meshing* contido no próprio pacote ANSYS, e após importar a malha, são definidas as condições de contorno nas fronteiras do domínio, os fluidos que estão sendo simulados, os modelos de turbulência, os critérios de convergência e parada da simulação, se existe troca de calor ou não e quais modelos de transferência de calor a serem usados e outros parâmetros que irão definir a simulação. A segunda etapa é o CFX-Solver, este é o método de volumes finitos propriamente dito, pois ele resolve as equações de balanço de massa, quantidade de movimento e energia para cada volume contido na malha, mostra o progresso do número de iterações com a convergência, e principalmente indica se ocorreu algum erro durante a simulação. A terceira etapa é o CFX-Post, que permite ao usuário ler todos os dados calculados pelo solver de forma à serem compreendidos, como por exemplo em linhas de fluxo de um escoamento, perfil de temperatura entre outras características que se pretende estimar com a simulação.

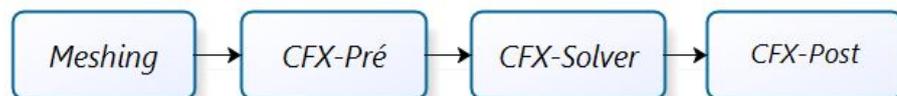


Figura 1.24: Fluxograma de processos do CFX.

## Modelo de Turbulência SST

Em problemas relacionados a escoamentos de fluido em superfícies, existem flutuações associadas ao campo de velocidades em a que a escala característica das flutuações é bem menor que a escala característica do problema. Trata-se de um fenômeno de escala característica de comprimento da ordem de  $Re^{-9/4}$  em que suas flutuações ocorrem em uma escala característica de tempo da ordem de  $Re^{-3/2}$  Menter (1994). Devido às pequenas escalas de comprimento e tempo, uma simulação direta que consiga capturar esse fenômeno é consideravelmente cara e demorada.

Cientes das limitações computacionais de sua época, alguns cientistas propuseram modelos de turbulência para tentar resolver esse impasse. Alguns desses modelos são embasados na média da equação de Navier-Stokes Munson Bruce R. (2004), ou seja, são consideradas apenas as médias do campo de velocidade, de pressão e massa específica, informações mais detalhadas que a média são perdidas nessa hipótese de se trabalhar apenas com valores médios. Como resultado do procedimento de tirar a média da equação de Navier-Stokes, é encontrado um termo que caracteriza a energia cinética média associada as flutuações do campo de velocidades. Os modelos de turbulência têm como objetivo calcular a geração e dissipação de energia cinética associadas a flutuação do campo de velocidades.

O modelo de turbulência adotado as simulações deste trabalho foi o modelo *SST - Shear Stress Transport* Menter (1994). É um modelo híbrido que combina as características dos modelos  $k - \varepsilon$  (Launder e Spalding, 1974), que é bom para modelar efeitos de turbulência distantes a superfícies aderentes, e o modelo  $k - \omega$  (Wilcox 1988), que é vantajoso para modelar efeitos de turbulência próximos à paredes.

## Capítulo 2

# Metodologia

Para alcançar o objetivo de desenvolver uma ferramenta confiável de análise hidrodinâmica de rotor de uma turbina hidrocínética, criou-se uma metodologia embasada em cálculos, verificações e validações, de modo a garantir maior confiabilidade aos resultados pelo maior número de recursos disponíveis.

Desenvolve-se um código em MATLAB que importa dados aerodinâmicos das simulações feitas no Xfoil, logo, os resultados gerados pelo código ficaram dependentes dos dados gerados por estas simulações. Então, para dar confiabilidade aos resultados do Xfoil, uma validação foi feita. Após obtermos a validação do Xfoil, seria de bom senso saber da precisão e confiabilidade do código MATLAB.

Decidiu-se então usar como parâmetro a geometria de um rotor real a qual as curvas  $C_p \times \lambda$  estão disponíveis em (Paulsen 1995). Uma verificação do código foi feita também com o uso do software QBlade de análise de rotores de turbinas axiais. Assim que os resultados do código MATLAB foram validados, a análise do rotor com o difusor foi feita. Para esta análise, foi simulado um difusor no software ANSYS-CFX a fim de obter o aumento do fluxo mássico na região de entrada da turbina, passando então a usar a velocidade mostrada por esta simulação como velocidade de entrada no rotor e obtivemos, então, as curvas  $C_p \times \lambda$  com o uso do difusor. A partir do momento em que verificamos e validamos os dados das ferramentas de análise citadas neste trabalho, uma comparação entre perfis aerodinâmicos foi feita a fim de obter como resultado uma configuração de turbina que obtivesse a melhor curva  $C_p \times \lambda$ , analisando esta com e sem o difusor.

Como resultado, um código confiável de análise de rotores axiais e um “melhor rotor” foram obtidos, analisando as diversas curvas de potência de rotores para os diversos perfis. Lembrando que este projeto de graduação só leva em consideração aspectos hidrodinâmicos, ou seja, se o “melhor rotor” não for viável para uma possível fabricação devido às características do perfil (muito fino, muito arqueado, etc.) o usuário pode alterar o perfil e analisar seu desempenho. O usuário pode também analisar o desempenho de rotores com outros difusores, precisando possuir em mãos apenas a nova velocidade de entrada na turbina. A figura 2.1 mostra um diagrama de blocos que ilustra o progresso descrito acima.

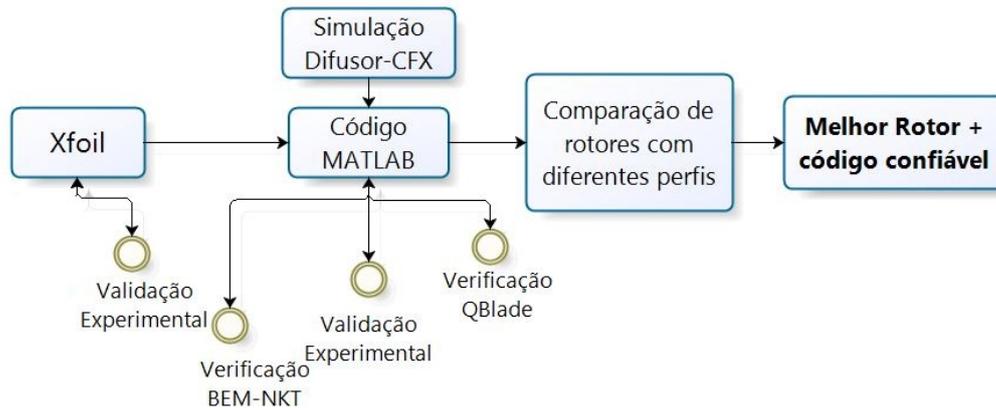


Figura 2.1: Diagrama de blocos que ilustra as etapas do projeto.

## 2.1 Aplicação do Xfoil no Projeto

Nas análises efetuadas neste trabalho utilizou-se a formulação viscosa do Xfoil. As simulações foram efetuadas usando-se os seguintes parâmetros:

- Número de Reynolds  $Re = 10^6$ .
- Limite de 100 iterações.
- Variação do ângulo de ataque na faixa de  $-5^\circ$  a  $20^\circ$ , com incremento de  $0.5^\circ$ .
- 140 painéis.

O Xfoil exporta os resultados da simulação em uma tabela em formato de arquivo texto, o que possibilita a leitura do arquivo pelo código em MATLAB. A figura 2.2 mostra os dados aerodinâmicos obtidos para a faixa de  $\alpha$  em questão, além de curvas de pressão no extradorso<sup>1</sup> e intradorso<sup>2</sup> do perfil *mh92* e, ainda, a interface gráfica do Xfoil.

<sup>1</sup>Parte de cima do perfil aerodinâmico.

<sup>2</sup>Parte de baixo do perfil aerodinâmico.

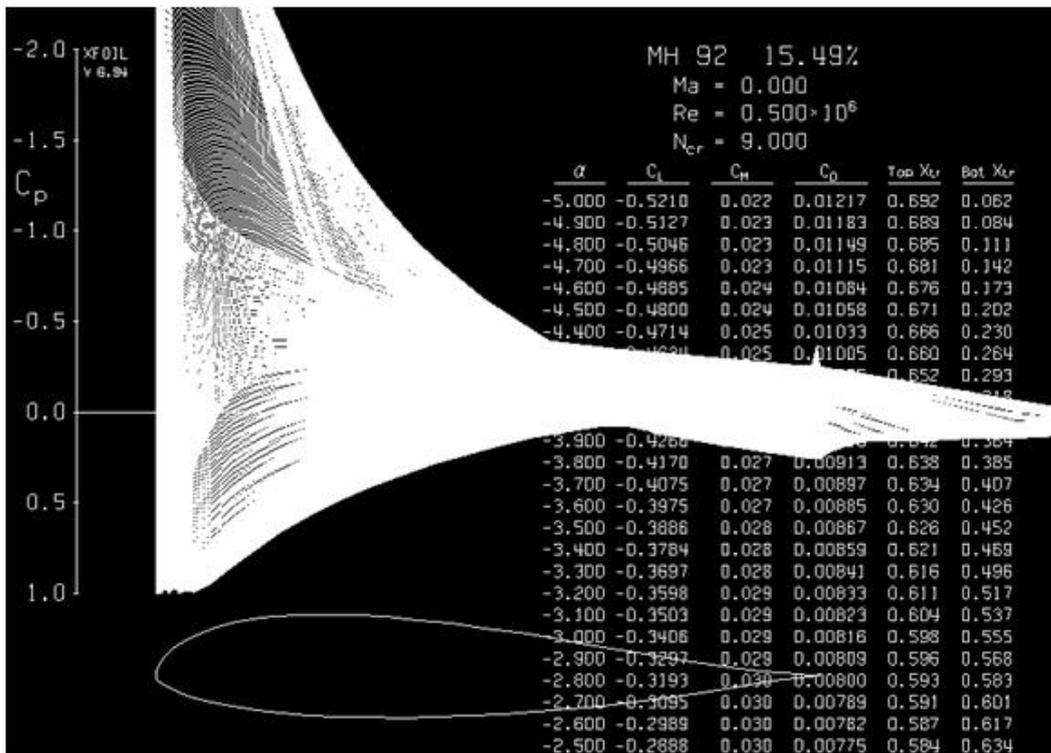


Figura 2.2: Simulação do perfil *mh92*.

Por fim, o Xfoil foi capaz de fornecer, para este trabalho, todos os dados necessários sobre escoamento em torno dos perfis aerodinâmicos possibilitando a criação de um banco de dados de perfis para aplicação no método BEM.

## 2.2 Implementação do Código MATLAB

O código construído na linguagem MATLAB foi criado à princípio para ser operado por meio de modificações constantes no código fonte. Porém, pensando na possibilidade de difundir a ferramenta, o código foi adaptado para ser usado apenas através da janela de comando do MATLAB sem que seja necessário para o usuário ter conhecimento sobre o algoritmo para poder executá-lo. Encontra-se na figura 2.3 um fluxograma de processo que ilustra o funcionamento do código.

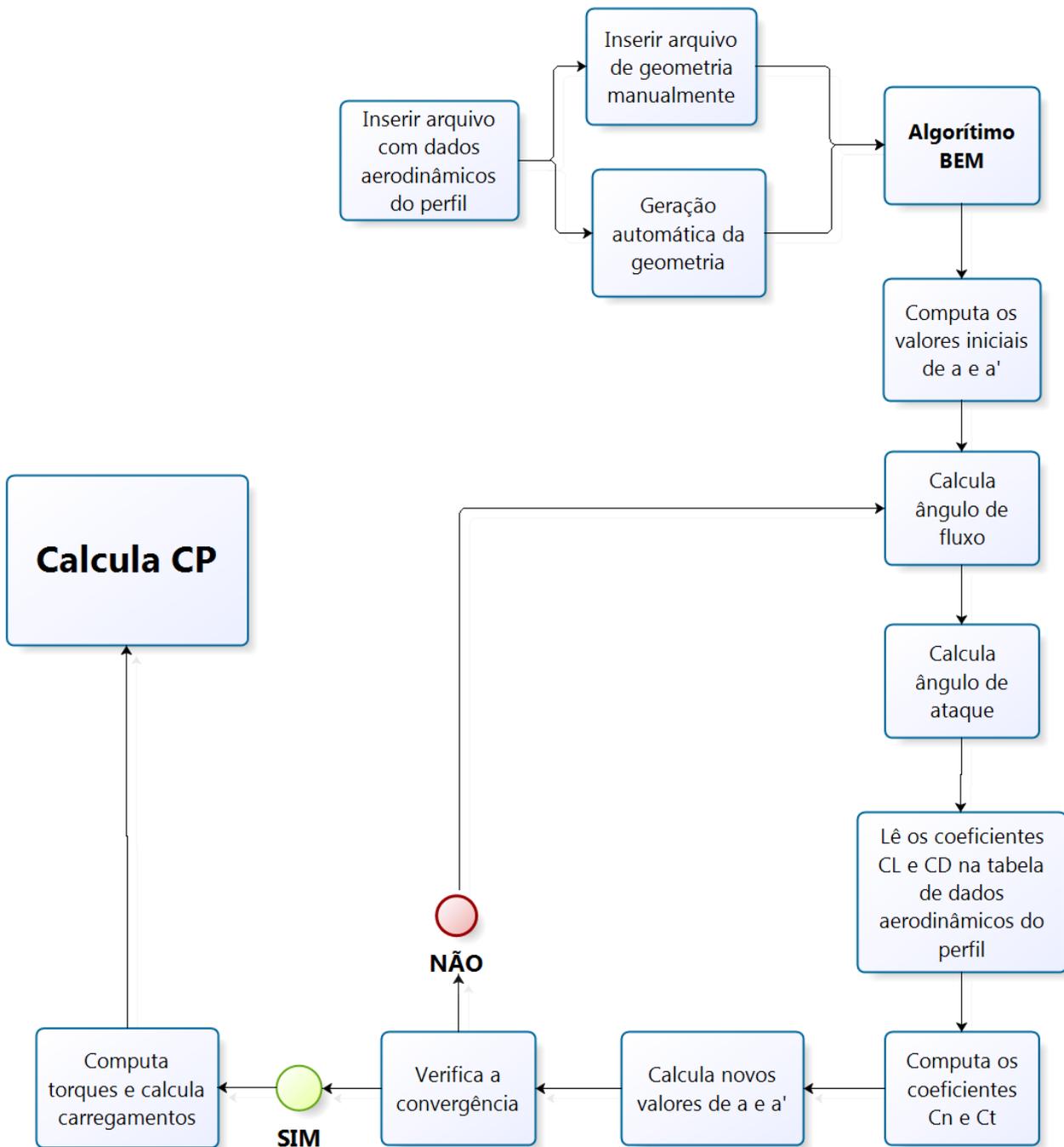


Figura 2.3: Fluxograma de processos do código.

O código inicia perguntando ao usuário o nome do arquivo texto com os dados aerodinâmicos do perfil selecionado. Em seguida oferece a opção de gerar a geometria automaticamente ou permitir ao usuário que defina as características geométricas manualmente. Em ambos os casos o usuário é requisitado a definir os parâmetros de operação

- Velocidade de entrada do escoamento no rotor.
- Raio do rotor.
- Raio do *Hub*.
- Rotação de operação do rotor.
- Número de pás.
- Número de elementos de pá.
- Número máximo de iterações.
- Variação da rotação.
- Rotação inicial.

Após computar as características geométricas de cada elemento ao longo da pá, o código passa para a parte do algoritmo que aplica o método BEM à geometria gerada, seguindo os 8 passos encontrados na página 18. Em seu pós processamento o código constrói as curvas de  $C_p \times \lambda$  e de potência extraída em função da velocidade do escoamento. É importante lembrar que apesar de não exibir na janela de comando, o código armazena as informações sobre as forças e o torque atuantes no rotor.

### 2.2.1 Método de geração da geometria

O método de criação da geometria da pá baseia-se no critério do ângulo de melhor razão  $\frac{C_L}{C_D}$ . Para compreender melhor esse critério é preciso relembrar alguns conceitos da hidrodinâmica citados na revisão bibliográfica. O primeiro passo é entender o triângulo de velocidades mostrado na figura 2.4.

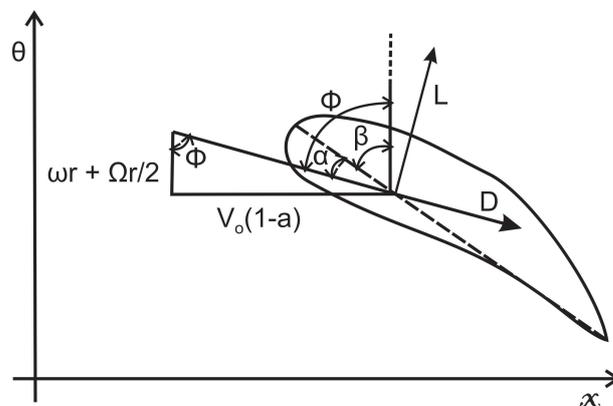


Figura 2.4: Triângulo de velocidades.

O ângulo  $\phi$  é o ângulo de fluxo entre o escoamento e o eixo do rotor, o ângulo  $\beta$  é o ângulo entre a corda do perfil e o eixo do rotor, que é chamado de ângulo de passo. A diferença entre os ângulos  $\phi$  e  $\beta$  é o ângulo de incidência, também conhecido na aerodinâmica como ângulo de ataque e é tal que  $\alpha = \phi - \beta$ . O ângulo de incidência  $\alpha$  tem influência direta no comportamento hidrodinâmico de um perfil quanto a sustentação e arrasto, sendo que dentro de uma faixa de variação do ângulo  $\alpha$  existe aquele que fornece a melhor relação entre sustentação e arrasto, esse é o ângulo ótimo e pode ser identificado a partir de uma curva de  $\frac{C_L}{C_D}$  de um determinado perfil hidrodinâmico. Para exemplificar, a figura 2.5 ilustra uma curva  $\frac{C_L}{C_D}$  para o perfil *mh92* para um número de Reynolds  $Re = 10^6$ .

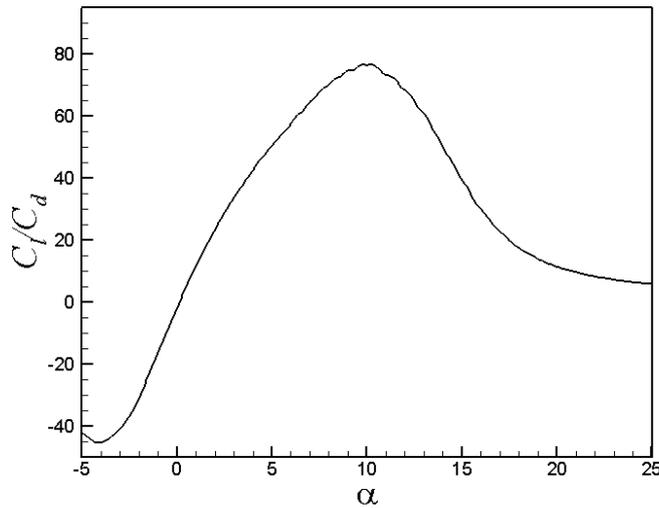


Figura 2.5: Curva  $C_L/C_D$  para o perfil Mh-92.

Pela curva da figura 2.5 nota-se que para um ângulo  $\alpha$  de aproximadamente  $10^\circ$  tem-se o valor máximo da razão  $\frac{C_L}{C_D}$ , portanto o ângulo  $\alpha = 10^\circ$  é o ângulo ótimo do caso em exemplo. Uma vez conhecido o ângulo ótimo de um dado perfil, torna-se prioridade garantir que o ângulo  $\alpha$  ótimo seja mantido ao longo de toda a pá. Como visto anteriormente  $\alpha = \phi - \beta$ , onde  $\phi$  é consequência das condições de operação e  $\beta$  é característica geométrica. Portanto, é possível controlar a incidência  $\alpha$  a partir do ângulo de passo  $\beta$ , ou seja, da geometria da pá.

Segundo Hansen (2008), o ângulo de fluxo ideal é dado por

$$\phi_{ideal} = \arctg\left(\frac{2}{3} \frac{1}{\lambda}\right). \quad (2.1)$$

Que é o ângulo de fluxo para quando os fatores de indução axial são  $a = 1/3$  e  $a' = 0$ . Fazendo  $\beta = \phi - \alpha$ , temos o ângulo de passo em todas as seções da pá, assim definimos então o primeiro parâmetro geométrico da pá.

O segundo parâmetro é o valor da corda  $c$  em cada seção da pá. Para esse, existe uma expressão em JANSEN (1977) que fornece o tamanho da corda em cada elemento de pá. A expressão é

$$c = \frac{8\pi r(1 - \cos\phi)}{BC_l}. \quad (2.2)$$

Para exemplo de demonstração foi gerada uma geometria usando esse método para um rotor utilizando o perfil *mh92* com raio  $R = 5m$ , raio mínimo  $r = 1.33m$ , velocidade do escoamento  $V_0 = 2.5m/s$  e rotação 15 *r.p.m.* Usando essas condições foram geradas as seguintes distribuições do ângulo de passo e da corda ao longo do raio.

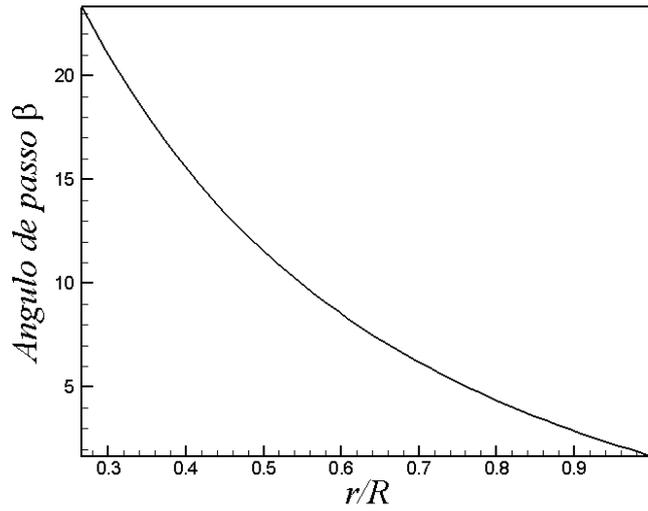


Figura 2.6: Distribuição do ângulo de passo  $\beta$  ao longo da pá.

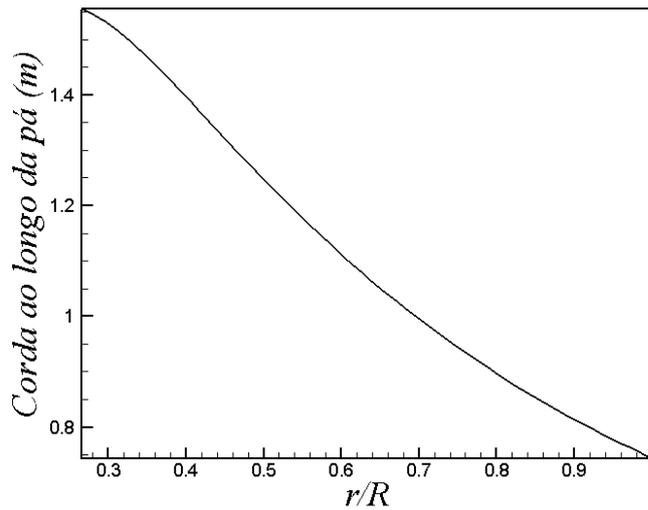


Figura 2.7: Distribuição da corda ao longo da pá.

## 2.3 Difusor

Segundo Hansen (2008), uma máquina de fluxo ideal consegue operar com um coeficiente de potência máximo igual a 0.593, que é limite teórico de Betz. Existe a possibilidade de aumentar a potência de um rotor através da inserção de um difusor que engloba o rotor. Conseqüentemente, comparando a nova potência extraída com a potência disponível no escoamento relativo à área do rotor e sem a presença do difusor, é possível alcançar valores de  $C_P$  superiores ao limite de Betz. Considerando a seção transversal do difusor como a geometria de um aerofólio assimétrico, segundo Vries (1979), ocorrerá um efeito de circulação mostrado na figura 2.8, que acarretará a existência de uma força de sustentação. Esse efeito induz um aumento da velocidade, que por sua

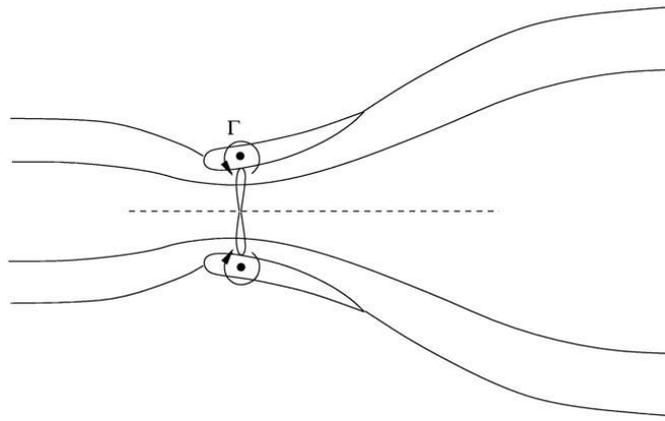


Figura 2.8: Seção transversal de um escoamento ideal através de uma turbina com difusor.

vez aumenta o fluxo de massa através do rotor. O aumento de velocidade  $\varepsilon$  é a razão entre a velocidade  $V_d$  que é induzida pelo difusor e a velocidade  $V_0$  do escoamento através de uma turbina sem difusor. A definição do  $C_p$  de uma turbina envolvida por um difusor é o quociente

$$C_{p,d} = \frac{P}{1/2\rho V_0^3 A}. \quad (2.3)$$

Para uma turbina ideal é válida a equação

$$C_{p,b} = C_T(1 - a). \quad (2.4)$$

Combinando as equações 2.5 e 2.3 segue

$$\frac{C_{p,d}}{C_{p,b}} = \frac{\varepsilon}{(1 - a)}. \quad (2.5)$$

Uma ressalva ao fato de que a equação que expressa o fluxo de massa através da turbina sem difusor é

$$\dot{m}_b = \rho(1 - a)V_0 A. \quad (2.6)$$

Analogamente o fluxo de massa através de uma turbina com difusor é dado por

$$\dot{m}_d = \rho V_d A. \quad (2.7)$$

Combinando as equações 2.6 e 2.7 obtém-se

$$\frac{C_{p,d}}{C_{p,b}} = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_b}. \quad (2.8)$$

A equação 2.8 nos diz que a relação entre o aumento do coeficiente de potência é diretamente proporcional ao aumento do fluxo de massa.

A teoria em que se baseia o método *BEM* não consegue prever o aumento do fluxo de massa provocado pelo difusor pois é uma característica ligada ao comportamento do escoamento em torno da geometria desse. Conhecendo essa limitação do método *BEM*, uma solução adequada é usar um recurso que consiga capturar o aumento do fluxo de massa devido a presença do difusor e acoplar esse recurso com o método *BEM*, de maneira que ele apareça no código como uma nova velocidade  $V_0$ .

### 2.3.1 Solução de Sun & Kyojuka

Como foi dito, o método *BEM* não incorpora hipóteses capazes de modelar o aumento da vazão local provocado pelo difusor em sua fundamentação teórica. A princípio a solução mais próxima parece ser uma simulação completa do conjunto rotor com difusor, porém, uma simulação completa deste conjunto exigiria um alto custo computacional e se desviaria da proposta de criar uma ferramenta computacional de baixo custo computacional.

Buscando uma solução alternativa à uma simulação computacional completa, foi encontrado um trabalho de dois pesquisadores da *Kyushu University Fukuoka, Japan* que se depararam com o mesmo problema relacionado a limitação do método *BEM* em calcular o aumento da vazão provocada pelo difusor. Em Kyojuka (2012), propuseram a idéia de fazer uma análise com o método *BEM*, porém modificando o valor da velocidade do escoamento antes do rotor. O valor modificado da velocidade é consequência do aumento da vazão devido a presença do difusor, e para determinar o valor deste aumento, é feita uma simulação do escoamento através do difusor sem a presença do rotor. Essa simulação é vantajosa em relação à uma simulação completa, pois trata-se de um escoamento permanente com um domínio estático, diferentemente da simulação completa, onde o domínio é subdividido em uma parte estacionária e outra que gira com a velocidade angular do rotor, além do fato de que a presença do rotor força o escoamento a contornar o perfil da pá tornando o problema mais complexo. Em contrapartida a presença rotor é análoga a de um meio poroso que dificulta o escoamento e a figura 1.13 ilustra um desvio das linhas de fluxo ao passarem pelo rotor. Essa observação realça o fato de que a idéia de simular o escoamento através do difusor sem a presença do rotor não seria fiel ao fenômeno físico que está acontecendo, pois a não linearidade intensa no escoamento devido a interação rotor-difusor leva à um escoamento complexo em torno do rotor Kyojuka (2012), portanto, o aumento de velocidade causado pelo difusor é menor quando existe a presença do rotor.

Os pesquisadores Huihui Sun e Yusakut Kyojuka simularam o difusor sem a presença do rotor usando o modelo de turbulência SST Menter (1994), e registraram que a velocidade do escoamento de  $1m/s$  foi para  $1,45m/s$  na entrada do difusor, causando um aumento de  $1,45$ . A figura 2.9 mostra os resultados da simulação 3D do difusor feita em Kyojuka (2012).

O Professor Kyojuka então testou experimentalmente a turbina e o difusor no *CWC*<sup>3</sup> da *Research Institute of Applied Mechanics (RIAM) of Kyushu University* com um aparato que o permitia atingir velocidades de até  $1,3m/s$  para o escoamento de água e comparou os resultados experimentais com simulações completas e com o método *BEM* modificado. O gráfico na figura 2.10, ilustra a comparação entre os modelos numéricos e

---

<sup>3</sup>Sigla para Circulating Water Channel

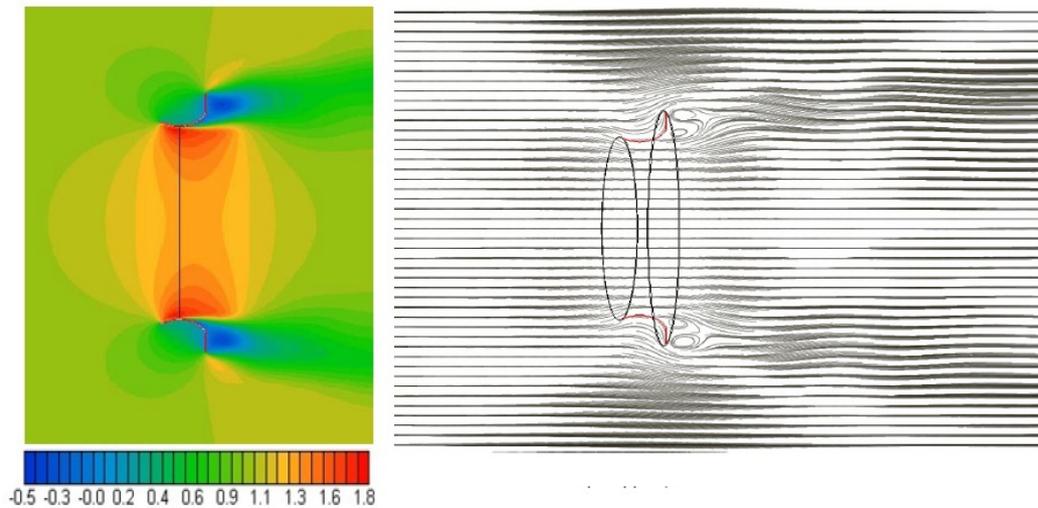


Figura 2.9: Resultados da simulação de Kyozyuka (2012). São mostrados o contorno de velocidades na seção do difusor e as linhas de fluxo através do difusor.

o resultado experimental.

Em Kyozyuka (2012), conclui-se que o impacto do difusor sobre o escoamento estudado usando CFD<sup>4</sup> mostram resultados que verificam a efetividade do difusor em acelerar o escoamento próximo à sua entrada. Ao considerarem a diferença entre uma simulação do difusor isolado e uma simulação do conjunto completo, Sun e Kyozyuka propõem um fator de correção de 0,9 para corrigir a elevação da velocidade do escoamento na entrada do difusor, devido ao fato de que a presença do rotor dificulta o escoamento. O mesmo fator será empregado no presente trabalho para considerar a ação do difusor hidrodinâmico. Também é relatado que para valores de  $\lambda$  entre 2.5 e 4 a simulação completa se aproxima muito bem dos resultados experimentais, e para valores de  $\lambda$  maiores que 3 o método *BEM* modificado se mostra bem próximo aos dados experimentais. Considerando que o intervalo onde a turbina testada deve operar é para  $\lambda > 3$ , e o alto custo computacional do método CFD, o *BEM* modificado parece satisfatório Kyozyuka (2012).

### 2.3.2 Análise do Efeito do Difusor

Decidiu-se fazer uma simulação do escoamento através de um difusor, sem a presença do rotor, para calcular o aumento do fluxo de massa e da velocidade provocados pelo difusor, usando o mesmo procedimento usado em Kyozyuka (2012).

A simulação com o objetivo de caracterizar o efeito de aumento do fluxo de massa através do difusor, foi feita com um difusor convencional axialmente simétrico, cuja a geometria é mostrada na figura 2.11.

Foi então criado um modelo 3D usando o software *Solidworks* contendo as informações geométricas do difusor. Após a concepção do modelo em CAD, essa geometria foi importada pela ferramenta *Meshing* do pacote *Ansys 14* para a criação de uma malha de volumes finitos.

<sup>4</sup>Sigla para *Computacional Fluid Dynamics*.

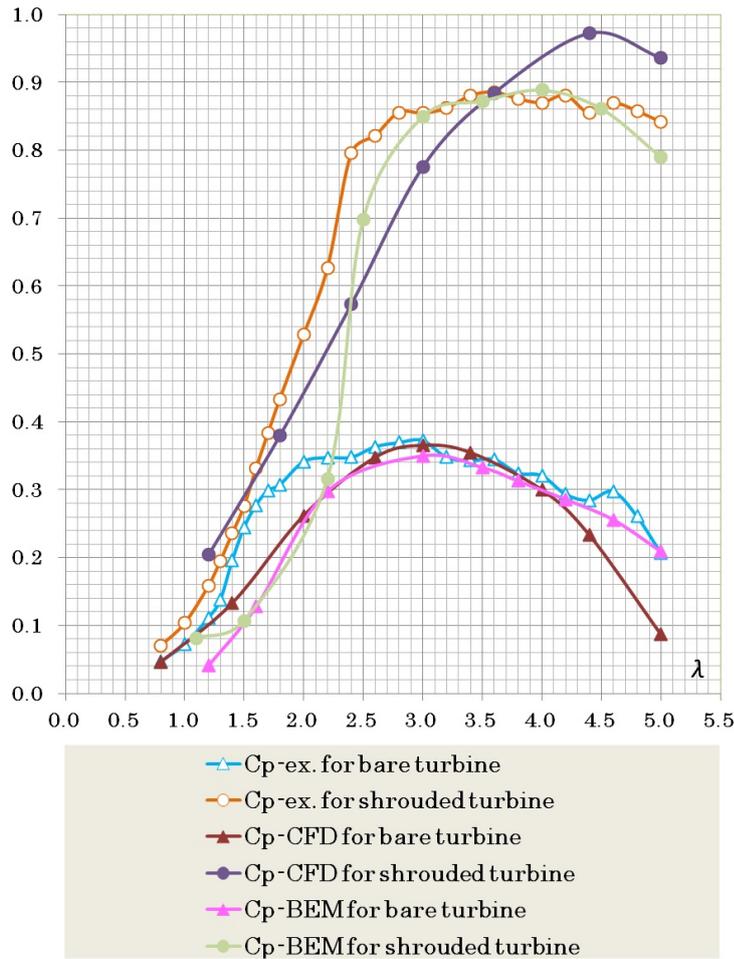


Figura 2.10: Comparações entre os resultados experimentais, resultados de simulação 3D do conjunto completo e resultados do método BEM modificado, mostrados em Kyozyuka (2012).

### Geração de Malha do difusor

A malha gerada possui os seguintes parâmetros:

- A malha gerada possui 490405 nós e 2174974 elementos.
- Malha composta majoritariamente por tetraedros que se conformam de acordo com a geometria do difusor.
- Foi feito um refinamento de malha nas regiões de maior curvatura e de proximidade entre arestas.
- Foi inserida uma camada de prismas nas paredes do domínio, como recomendado pelo suporte técnico da ANSYS, recurso usado devido ao fato de que a simulação de escoamento, considera escoamentos próximos à superfícies de parede turbulentos. Para resolver adequadamente aos altos gradientes próximos à parede, é recomendado o uso deste recurso que refina os elementos próximos a parede.

Para avaliar a qualidade da malha foi usado o critério denominado *Orthogonal Quality*, que avalia a distorção de cada elemento relacionando o vetor normal a superfícies adjacentes de um mesmo elemento. Este critério indica a qualidade do elemento em uma faixa de 0 a 1, onde 0 indica um elemento tão deformado que

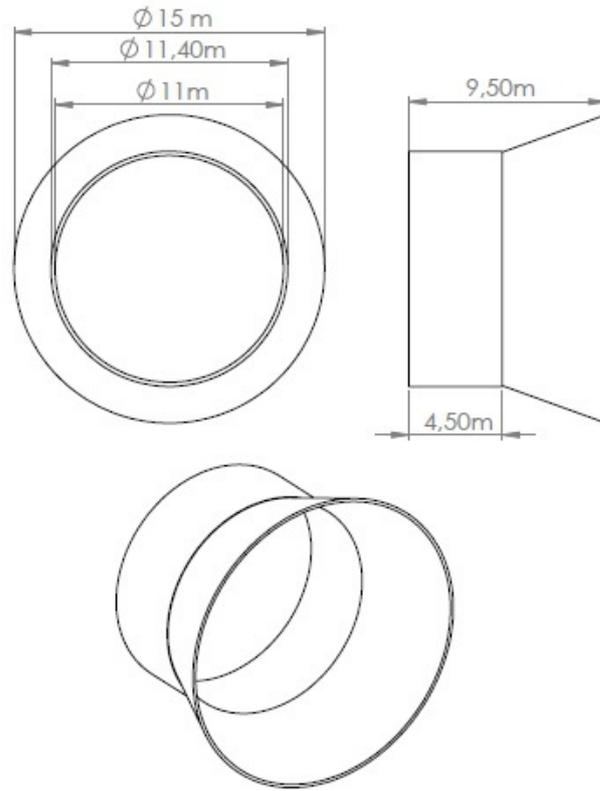


Figura 2.11: Dimensões do difusor axialmente simétrico.

suas faces colapsaram, e 1 indica um tetraedro regular. A figura 2.12 mostra a distribuição dos elementos na faixa de qualidade.

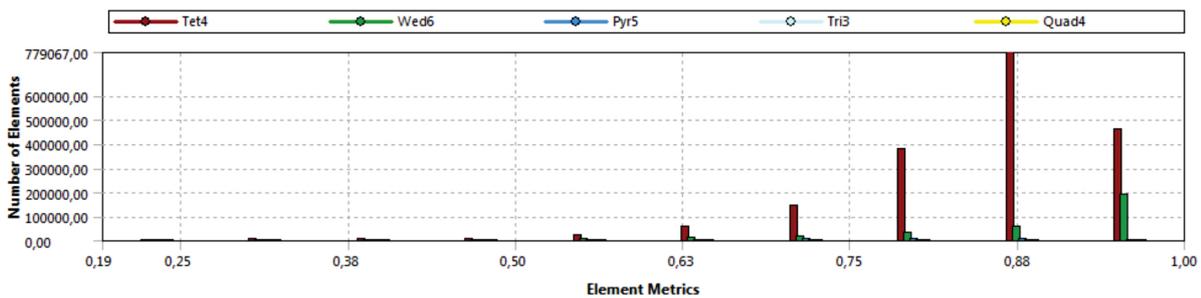


Figura 2.12: Distribuição dos elementos de malha em relação ao critério de qualidade.

É importante notar que o elemento com a menor qualidade possui a qualidade mínima de 0,191080, e para esse critério, o suporte técnico da ANSYS recomenda que a qualidade mínima de um elemento deve ser superior à 0,05, sendo a malha então, aceitável para a simulação.

### Condições de Contorno

Para que a simulação fosse fiel ao modelo real, o domínio teve suas superfícies envoltórias separadas e nomeadas de forma a facilitar a inserção das condições de contorno do problema. A figura 2.13 mostra as

superfícies envoltórias com suas respectivas nomenclaturas.

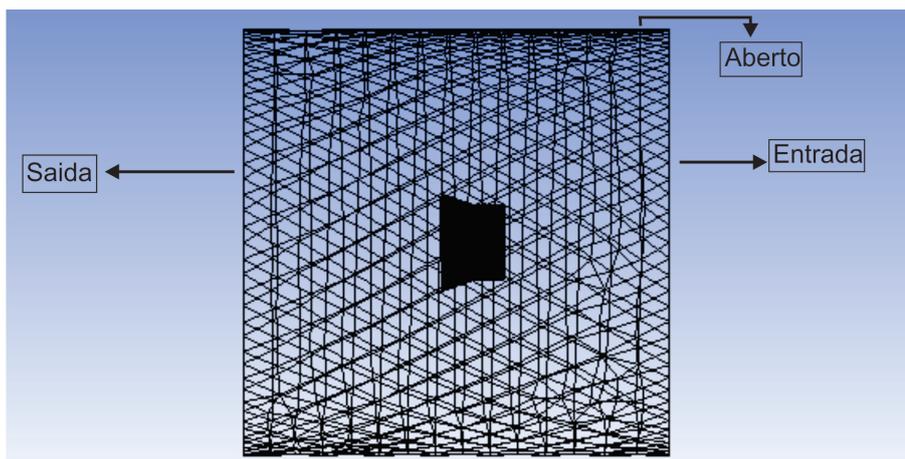


Figura 2.13: Superfícies do domínio.

Na superfície com o nome “Entrada” foi imposta a condição de contorno de entrada, ou seja, uma condição para que o fluido entre no volume de controle com velocidade na direção axial com módulo igual à  $2,5\text{m/s}$ . Na superfície “Saída” foi imposta a condição de contorno de saída e o parâmetro inserido foi a pressão relativa na saída igual à  $0\text{Pa}$ . A superfície “Aberto”, foi imposta uma condição de contorno do tipo abertura, que admite entrada e saída de massa e quantidade de movimento, também usando a condição de pressão relativa igual à  $0\text{Pa}$ . A figura 2.14 mostra as condições de contorno representada pela interface gráfica do software.

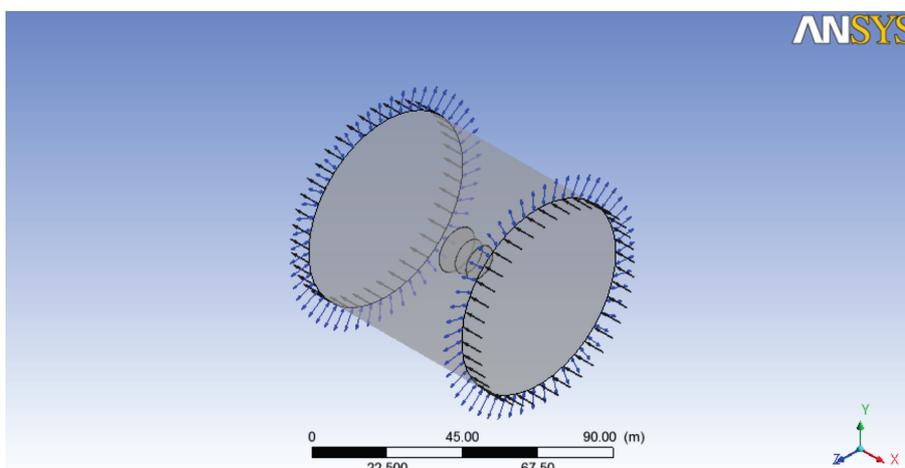


Figura 2.14: Condições de contorno aplicadas ao domínio.

## Resultados da Simulação

Para avaliar a qualidade da simulação em parâmetros qualitativos e quantitativos, o comportamento do campo de velocidade do escoamento através do difusor foi analisado. A variação da intensidade da velocidade do escoamento ao longo da direção axial, e o aumento do fluxo de massa e portanto da velocidade que ocorre devido a presença do difusor. Uma representação das linhas de corrente foi construída a partir da simulação e mostrada na figura 2.15.

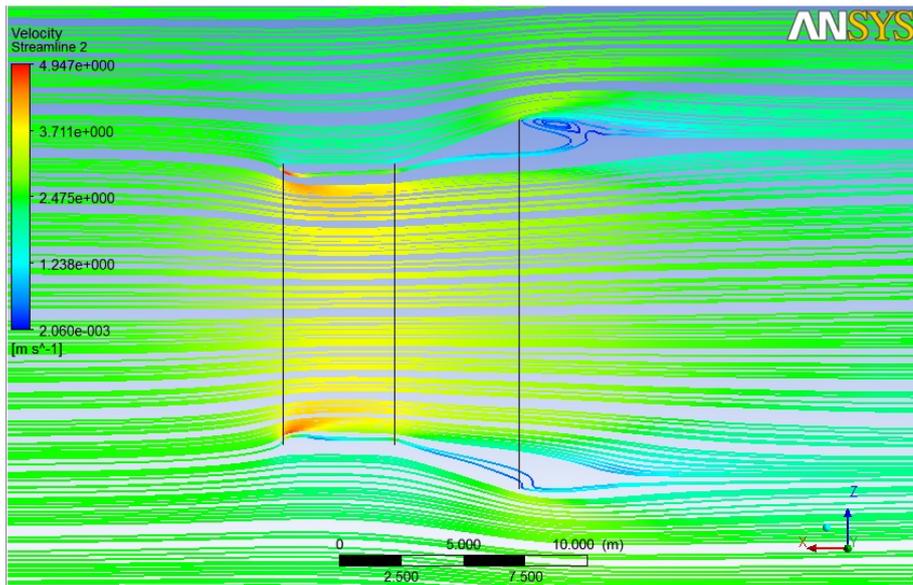


Figura 2.15: Linhas de corrente.

É possível observar o aumento de velocidade em duas regiões onde existem recirculação, reproduzindo o efeito proposto pela teoria em Hansen (2008) que está ilustrado na figura 2.8. Outro aspecto relevante é como a velocidade aumenta a medida que o escoamento se aproxima do difusor, este aumento foi registrado em um gráfico mostrado na figura 2.16. A entrada do difusor está na origem do eixo  $x$ , portanto temos a entrada do difusor em  $x = 0$ , observando a orientação dos eixos coordenados na figura 2.15, nota-se que o difusor e o escoamento encontram-se orientados de maneira contrária ao sentido positivo do eixo  $x$ , temos, então, a saída do difusor no ponto  $x = -10$ . Nota-se assim um aumento da velocidade na entrada do difusor, um valor máximo da velocidade em um ponto interior ao difusor e novamente a redução da velocidade ao se afastar do difusor.

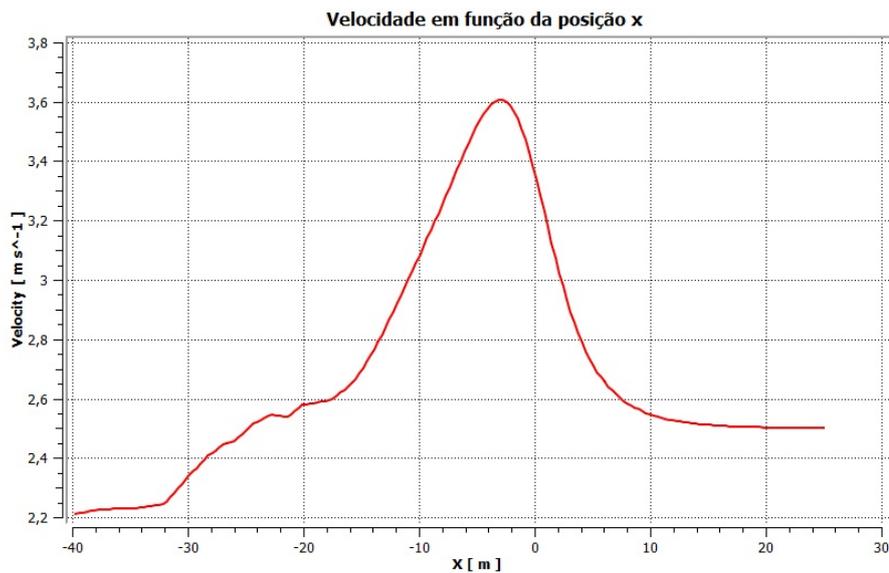


Figura 2.16: Velocidade ao longo da direção axial.

Os valores do campo de velocidades foram obtidos para uma linha que passa no centro do difusor, portanto não capturou seus valores médios ao longo de toda área da entrada do difusor. Uma média da velocidade ao longo de toda área da entrada do difusor foi feita, esta média sim representa acréscimo do fluxo de massa e portanto é a velocidade que se deseja estimar através dessa simulação. A velocidade média na área da entrada do difusor foi de  $3,50m/s$ , caracterizando um aumento no fluxo de massa de 1,4. Esse é o valor de velocidade na entrada do difusor que será adotado no código BEM para calcular o aumento do  $C_p$  ocasionado pela presença do difusor.

### 2.3.3 Adaptação ao método BEM

Como citado anteriormente, o método *BEM* não possui recursos para prever o aumento do fluxo de massa ocasionado pelo efeito do difusor. Com base nesse fato a solução encontrada para essa limitação foi fazer uma simulação computacional do difusor livre, e importar os resultados dessa simulação para o código que implementa o *BEM*. O código foi modificado e em sua rotina foi acrescentada a tarefa de calcular o coeficiente de potência para uma turbina que opera usando difusor, considerando duas velocidades de entrada, uma sem e outra com o difusor.

Foi feita uma modificação no código tal que, após calcular o desempenho de um rotor dadas as condições de operação, ele mantém a mesma geometria e os mesmos parâmetros de operação, alterando somente a velocidade do escoamento na entrada do rotor para a velocidade média encontrada na simulação computacional. O código então calcula novos ângulos de fluxo e incidência e conseqüentemente encontra novos fatores de indução  $a$  e  $a'$  para cada elemento de pá. Após o cálculo dos novos fatores  $a$  e  $a'$ , é possível calcular a potência hidrocínética convertida em potência de eixo e tomado como referencia a área varrida do rotor e a velocidade do escoamento não perturbado anterior ao conjunto difusor e turbina, calculam-se os valores de  $C_p$  para a turbina operando com o difusor.

Para demonstração de resultados, o programa foi rodado para as condições de operação:

Velocidade do escoamento  $2.5m/s$ .

Rotação de operação de projeto  $20 r.p.m$

Raio do rotor  $5 m$ .

Raio do hub  $1.33 m$ .

Perfil hidrodinâmico *NACA63(4)221*.

A figura 2.17 é um gráfico que mostra a curva de  $C_p \times \lambda$  para o rotor nas condições descritas sem e com a presença do difusor.

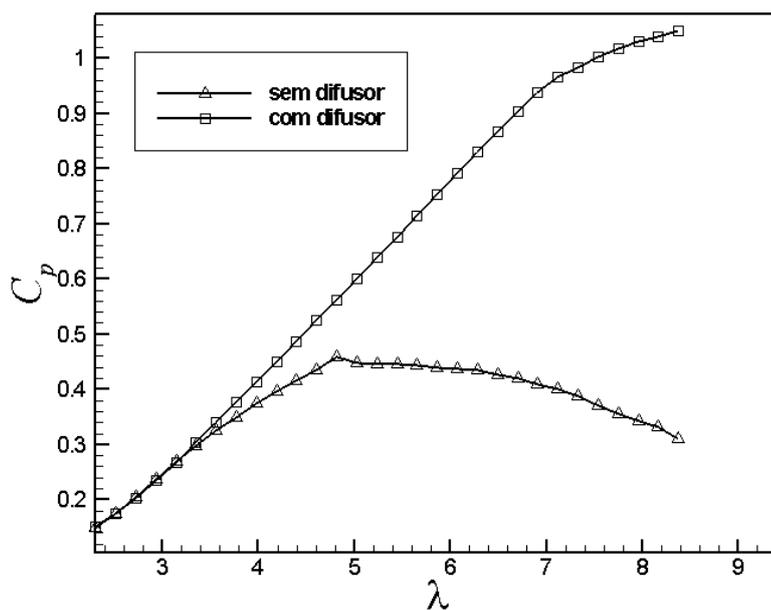


Figura 2.17: Gráfico  $C_p \times \lambda$  que ilustra o efeito do difusor sobre o  $C_p$ .

## 2.4 Seleção de Perfis

Foi feito também uma comparação entre 20 perfis aerodinâmicos analisando o desempenho dos rotores através das curvas  $C_p \times \lambda$  para cada perfil. Para a seleção, foi feita uma busca por perfis que já são utilizados em turbinas eólicas e hidrocínéticas, por perfis com similaridade geométrica à esses, por perfis com aplicabilidade em faixa de número de Reynolds aproximado ao Reynolds a ser usado nas simulações, além de alguns perfis já conhecidos por nós pelo bom desempenho. Os dados aerodinâmicos, a curva  $C_p \times \lambda$  e as geometrias seguem no apêndice. Segue abaixo a lista dos perfis analisados:

Tabela 2.1: Perfis selecionados

<i>ag04</i>	<i>ag37</i>
<i>ah93w145</i>	<i>ah93w174</i>
<i>clarky</i>	<i>coanda1</i>
<i>gm15</i>	<i>mh92</i>
<i>mh114</i>	<i>naca0012</i>
<i>naca0015</i>	<i>naca4412</i>
<i>naca6409</i>	<i>naca23018</i>
<i>naca634221</i>	<i>naca653218</i>
<i>s1223</i>	<i>s7055</i>
<i>naca63415</i>	<i>sg6043</i>

Como dito, para a seleção destes perfis, fizemos além de uma seleção por pesquisa de uso no mercado, uma seleção de acordo com características geométricas e de utilização desses. Para a seleção e obtenção dos arquivos .dat referentes à geometria dos perfis, utilizamos o banco de dados *UIUC Airfoil Coordinates Database* do Grupo de Aerodinâmica Aplicada do Departamento de Engenharia Aeroespacial da Universidade de Illinois nos Estados Unidos, que possui em torno de 1600 perfis em sua versão 2.0 . Este banco mostra características de uso de cada perfil indicando se ele tem aspecto de uso em pás de turbinas eólicas, se ele é feito para uso em escoamentos de baixo Reynolds, se é para uso em aeronaves comerciais, jatos militares, fornecendo ainda informações relacionados ao seu criador. Todas as geometrias utilizadas neste trabalho foram obtidas deste banco de dados.

Esta lista foi feita de modo a abranger perfis com características geométricas passíveis de uso na turbina hidrocínética, obtendo perfis finos como o *Ag04* e o *Gm15sm* que possuem espessura máxima de 6,42 e 6,70% em 20,5 e 22,5% da corda, até perfis como o *Naca63(4) - 221* com espessura máxima de 21% em 35% da corda. A figura 2.18 mostra a diferença entre o perfil mais fino, *Ag04*, e o mais espesso, *Naca63(4)421*, das simulações.

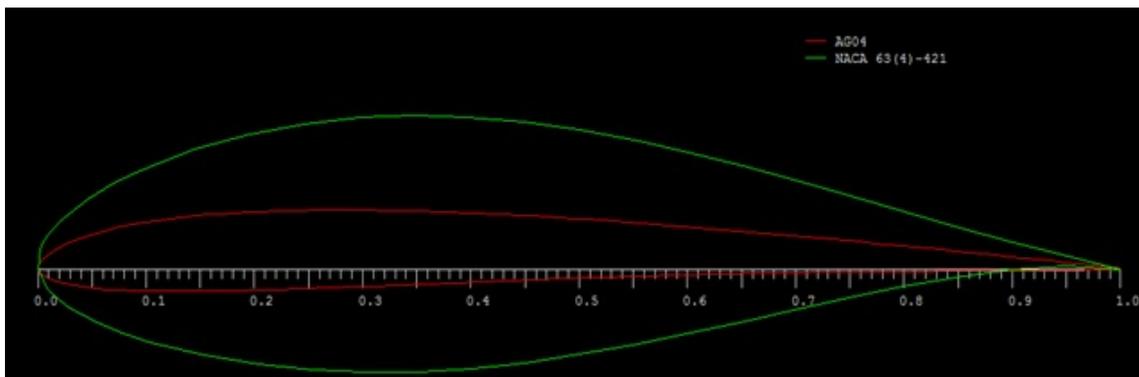


Figura 2.18: Perfil mais fino e perfil mais grosso usados nas simulações.

## 2.5 Validações e Verificações

Neste trabalho, todos os dados aerodinâmicos característicos de cada perfil que são fornecidos ao código BEM são obtidos através de simulações *2D* feitas no software Xfoil. Sendo toda a linha de cálculo de geração de geometria e análise do rotor dependentes de tais dados, uma validação dos mesmos se fez necessária.

Em um experimento Ladson (1988) obteve as curvas de  $C_L \times \alpha$  e de  $C_L \times C_D$  para o perfil Naca 0012 usando um túnel de vento do *Langley Research Center* da *NASA*. As curvas foram levantadas para um número de Reynolds  $Re = 6.10^6$ . As figuras 2.19 e 2.20 mostram as comparações entre as curvas de  $C_L \times \alpha$  e  $C_L \times C_D$  obtidas pelo Xfoil e os dados experimentais.

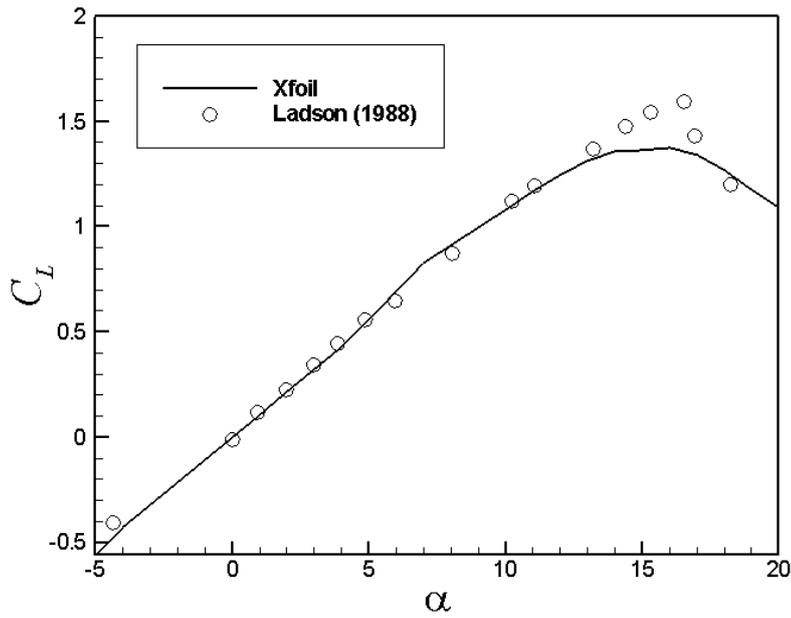


Figura 2.19: Gráfico da curva  $C_L \times \alpha$  criada pelo Xfoil e dados experimentais obtidos por Ladson (1988) .

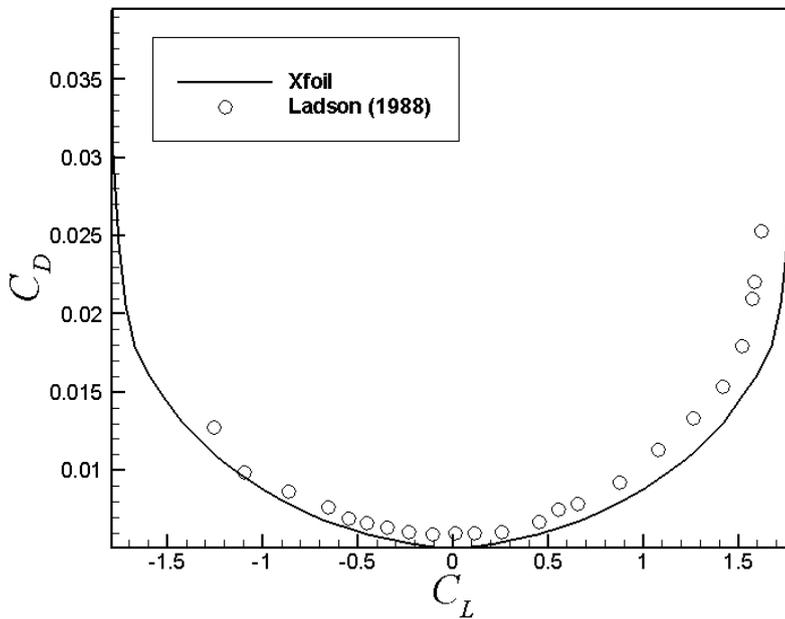


Figura 2.20: Gráfico da curva  $C_L \alpha C_D$  plotada pelo Xfoil e dados experimentais obtidos por Ladson (1988) .

Como pode ser visto na figura 2.19, existe um pequeno erro para quando o ângulo  $\alpha$  se aproxima do ângulo de estol. Porém, o método de geração da geometria usado neste trabalho, usa o ângulo ótimo o qual apresenta quociente  $\frac{C_L}{C_D}$  máximo. Pode-se perceber através dos dados sobre cada perfil apresentados apêndice, que o ângulo ótimo é menor que o ângulo de estol, e se encontra na faixa de  $\alpha$  em que os dados do Xfoil se

aproximam satisfatoriamente dos dados experimentais.

No livro Hansen (2008) são encontradas curvas de  $C_p \times \lambda$  e velocidade do vento  $\times$  potência extraída para a turbina eólica *NordtankNTK500/41*, fabricada e instalada pela empresa *Nordtank*. As características geométricas e condição de operação são encontrados no livro e na publicação de Paulsen. (1995), sendo que as condições de operação são apresentadas na tabela 2.2.

Tabela 2.2: Parâmetros de operação da turbina *NordtankNTK500/41*

Perfil aerodinâmico utilizado	<i>NACA63(4)15</i>
Velocidade de rotação	<i>27.1rpm</i>
Densidade do ar	<i>1.225kg/m<sup>3</sup></i>
Raio do rotor	<i>20.5m</i>
Número de pás	<i>3</i>
Velocidade de disparo	<i>4m/s</i>
Velocidade de <i>cut off</i>	<i>25m/s</i>
Velocidade considerada do vento	<i>25m/s</i>

As características geométricas do rotor estão detalhadas no apêndice, onde uma tabela mostra a corda e o ângulo de passo em cada elemento.

Foram geradas curvas de  $C_p \times \lambda$  e velocidade  $\times$  do ventor  $\times$  potência extraída através do código em MATLAB e também através do software *Q-Blade* para serem comparadas com as curvas experimentais encontradas no livro.

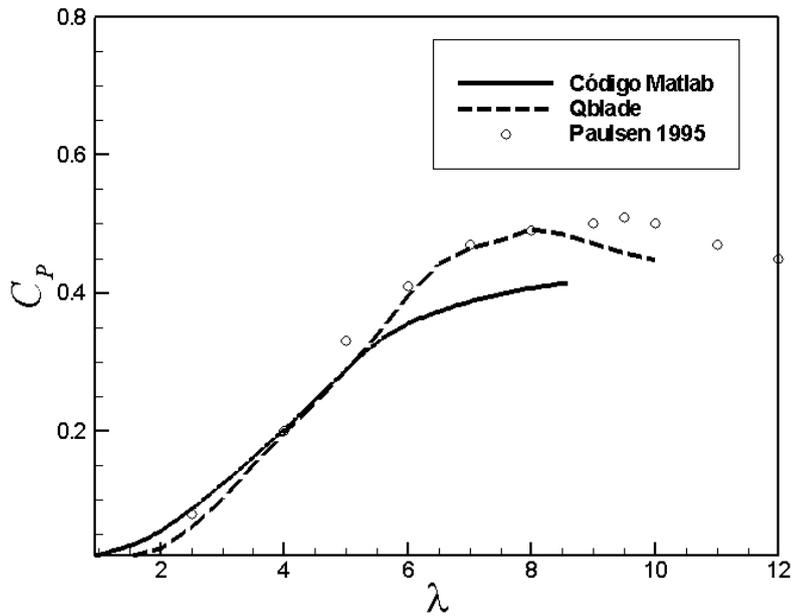


Figura 2.21: Gráfico  $C_p \times \lambda$  com 3 curvas, uma gerada pelo código, outra pelo software Qblade e outra plotada de acordo com a aquisição de dados experimentais.

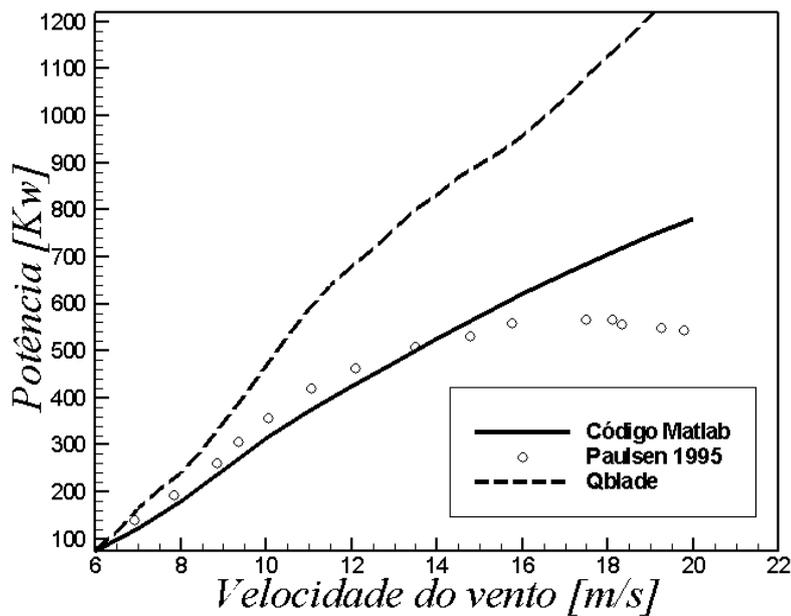


Figura 2.22: Gráfico potência  $\times$  velocidade do vento curvas, uma gerada pelo código, outra pelo software Qblade e outra plotada de acordo com a aquisição de dados experimentais.

## Capítulo 3

# Resultados

Foram obtidas as curvas de  $C_P \times \lambda$  para os 20 perfis selecionados e a partir das curvas podemos entender melhor como definir a rotação de projeto. As informações sobre todos os perfis simulados estão no apêndice, sendo que neste capítulo serão mostrados apenas os de melhor desempenho. Os perfis foram simulados para um rotor de 10m de diâmetro e escoamento com uma velocidade de 2.5m/s.

Em questão de maior  $C_P$  para qualquer valor de  $\lambda$ , o perfil que alcançou o maior valor foi o perfil *naca6409*, que alcançou o  $C_P$  de 0,4737, o segundo melhor foi o perfil *ah93w174* que obteve  $C_P$  de 0,4718 e em terceiro o perfil *sg6043* que obteve  $C_P$  de 0,4675. O perfil *naca6409* alcança seu  $C_P$  máximo para  $\lambda = 4,8171$ , como  $\lambda = \frac{\omega r}{V_0}$ , encontramos que para este valor de  $\lambda$  a turbina opera a 23 r.p.m. Para o perfil *ah93w174* verifica-se que este alcança  $C_P$  máximo para  $\lambda = 5,0265$  que é o valor de  $\lambda$  para a rotação de 24 r.p.m. Por ultimo, o perfil *sg6043* alcança seu  $C_P$  máximo para  $\lambda = 4,8171$  e rotação de 23 r.p.m.

Isso nos conduz a repensar a rotação inicial prevista pelo projeto de 15 r.p.m já que a maioria das turbinas simuladas com diferentes perfis se mostraram mais eficientes operando na faixa de 20 a 30 r.p.m, pode-se notar essa afirmação olhando os gráficos de  $C_P \times \lambda$  de todos os perfis no apêndice. Depois de selecionar os 3 perfis de melhor desempenho sem o uso do difusor, eles foram novamente rodados no código com a condição de operar usando o difusor simulado e detalhado na seção “Análise do Efeito do Difusor”, lembrando que o difusor não aumenta de fato a eficiência da máquina, e sim aumenta o fluxo de massa na entrada do rotor, conseqüentemente gerando uma potência de eixo maior. As figuras 3.1, 3.2 e 3.3 mostram o efeito do difusor em rotores usando esses 3 perfis.

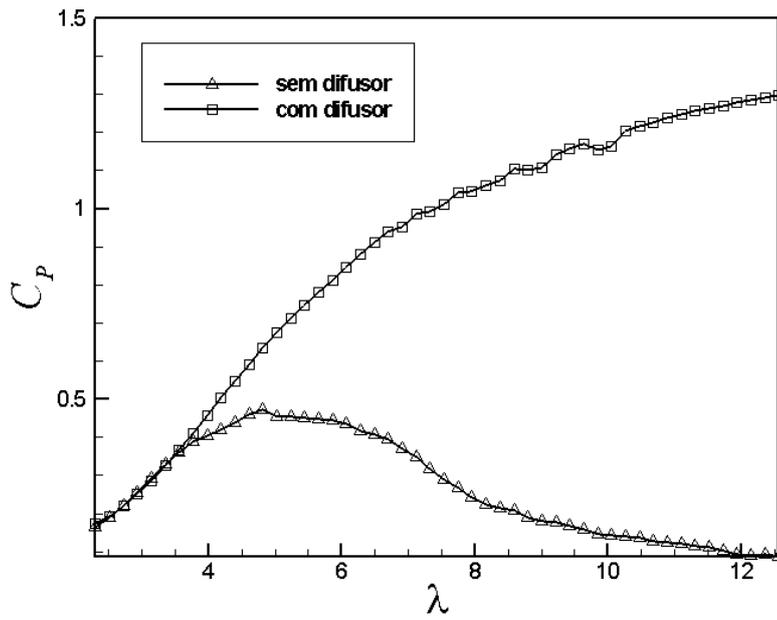


Figura 3.1: Curva  $C_P \times \lambda$  para o perfil *naca6409* operando sem e com o difusor.

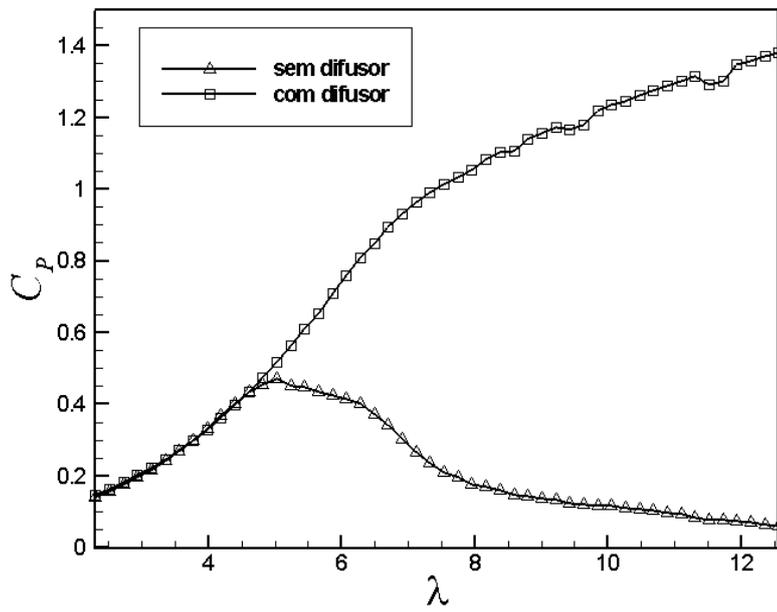


Figura 3.2: Curva  $C_P \times \lambda$  para o perfil *ah93w174* operando sem e com o difusor.

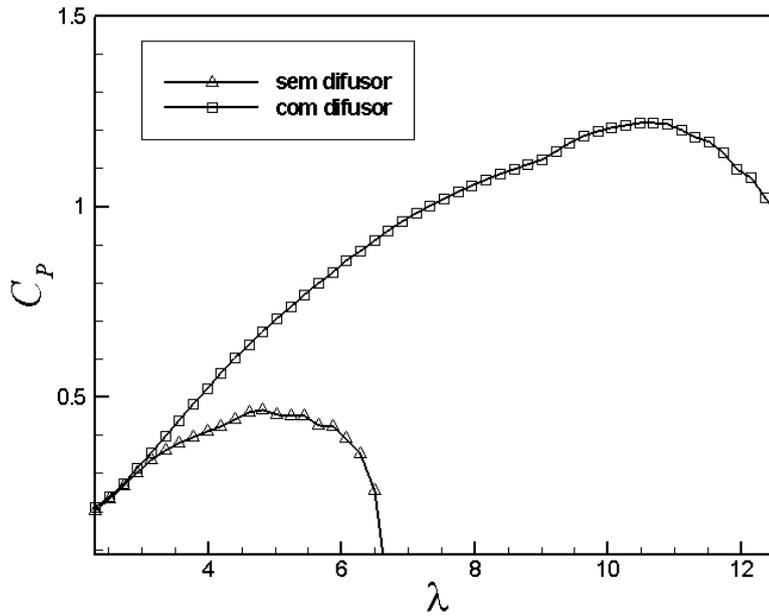


Figura 3.3: Curva  $C_P$  vs  $\lambda$  para o  $\times$  perfil *sg6043* operando sem e com o difusor.

O perfil que obteve melhor desempenho sem o difusor, o *naca6409*, demonstrou aumento no valor do  $C_P$  de 0,4737 para 0,6341 devido a presença do difusor para a rotação de 23 *r.p.m.*, em que alcançava seu  $C_P$  ótimo sem o difusor. Já o perfil *ah93w174* operando a rotação de 24 *r.p.m.*, rotação em que alcança seu  $C_P$  máximo sem o difusor, obteve um  $C_P$  de 0,5169 operando com o difusor. O perfil *sg6043* operando à rotação de 23 *r.p.m.* com o difusor, obteve um  $C_P$  de 0,6732.

Esses resultados nos levaram a conclusão de que um perfil eficiente em um rotor sem um difusor, pode demonstrar um desempenho inferior a outro não tão eficiente quando se aplica o efeito do difusor. Decidimos então aplicar o efeito do difusor à todos os perfis para procurar o ótimo entre os 20. Após adicionar o efeito do difusor a todos os perfis testados, o que obteve maior  $C_P$  para a faixa de rotação de 20 a 30 *r.p.m.* foi o perfil *ag04* que para a rotação de 28 *r.p.m.* chega ao  $C_P$  de 0,9218 quando usa difusor.

Por fim, usando perfil que mostrou o melhor desempenho e os dados geométricos gerados pelo código, foi criado um modelo tridimensional da turbina.

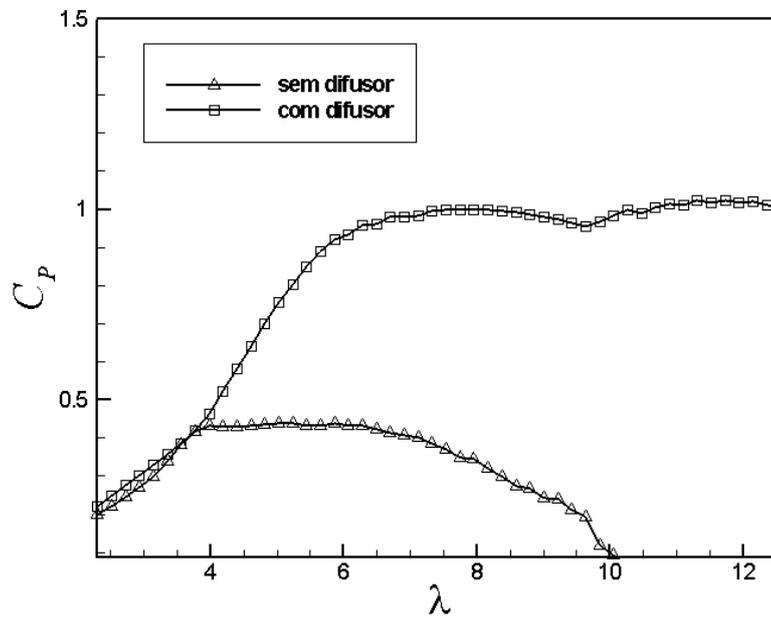


Figura 3.4: Curva  $C_P \times \lambda$  para o perfil *ag04* operando sem e com o difusor.

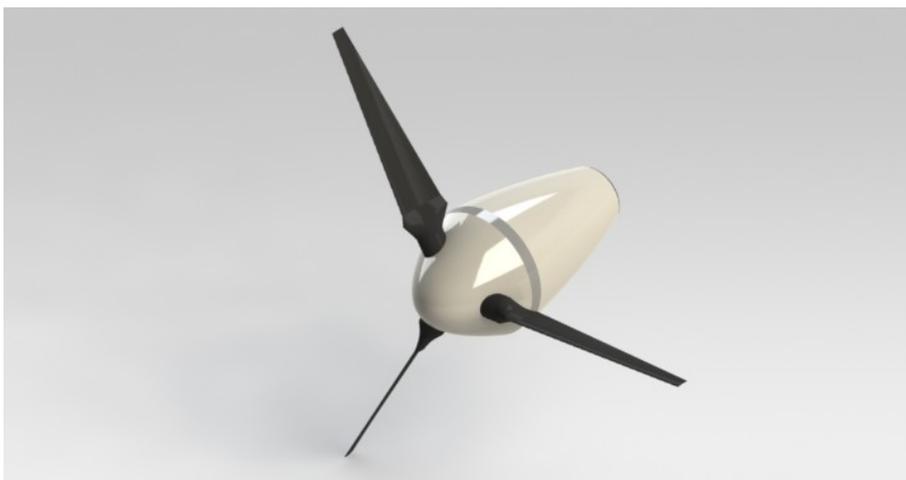


Figura 3.5: Modelo tridimensional renderizado do rotor da turbina, usando o perfil de melhor desempenho.

## Capítulo 4

# Conclusões

O problema de estimar a performance de uma turbina hidrocínética foi a motivação para criar uma ferramenta de análise hidrodinâmica para rotores hidrocínicos seguindo uma sequência de etapas. Primeiramente, uma revisão sobre aerodinâmica é necessária, fundamentando características da mecânica dos fluidos relativas à escoamentos externos, à forças e momentos em corpos imersos em um escoamento e à utilização de perfis. Perfis aerodinâmicos são utilizados com diversas finalidades, projetados de acordo com estas para controlar as forças do escoamento sobre ele e atender um objetivo. Turbinas eólicas utilizam em geral perfis espessos para atendimento à solicitações estruturais, porém, observou-se nas literaturas e nos resultados deste trabalho que perfis de baixa espessura são geralmente mais eficientes para o uso em rotores. Na engenharia existe uma vasta área de estudo sobre aerofólios e hidrofólios com diversos fins, e um estudo sobre estas geometrias aplicadas à turbinas eólicas e hidrocínicas se faz necessária.

Usou-se o software Xfoil, criado para análise de perfis bidimensionais, para o cálculo dos dados aerodinâmicos de cada perfil. Após um aperfeiçoamento na utilização do software Xfoil, criou-se uma rotina MATLAB para implementar equações para o *design* das pás do rotor e métodos de análise dos parâmetros de desempenho como potência, torque, rotação de operação e esforços atuantes no rotor. O método BEM foi utilizado, sendo um método clássico e com várias referências em artigos e livros com respeito à projeto e análise de turbinas eólicas e hidrocínicas. Um estudo detalhado sobre toda concepção do método e suas fundamentações foi importante tanto na parte da física governante como na parte numérica. Os resultados aerodinâmicos obtidos pelo Xfoil acoplados ao código em MATLAB, possibilitaram comparar rotores com diferentes perfis. Foi feita uma seleção de 20 diferentes perfis com base em uso prévio em turbinas, em faixa de Reynolds de utilização, além de perfis já conhecidos pelo seu bom desempenho.

Primeiramente, concluímos que tanto a ferramenta Xfoil para análise do escoamento em torno dos perfis como a ferramenta do código criado em MATLAB, que implementa o método BEM, são confiáveis, visto que as verificações e validação mostraram isso. Ainda, concluímos que para obtenção de uma turbina hidrocínética axial de 10 metros de diâmetro, que opere na condição de velocidade do rio em torno de  $2,5\text{m/s}$  e seja capaz de gerar valores de potência em torno de  $500\text{ kW}$  como requerido pelo Projeto Tucunaré, seria necessária a implantação de um difusor para aumento do fluxo mássico que passa por esta, além de uma elevação na rotação de operação de  $15\text{ r.p.m}$  como estipulado primeiramente, para uma faixa de rotação entre 20 e 30

*r.p.m.* Curiosamente, o perfil de melhor  $C_P$  na análise sem o difusor já não obtém bom desempenho com o aumento da velocidade desenvolvida pela inserção deste. Isto nos leva a concluir também, que o projeto do rotor hidrocínético deve acontecer de forma conjunta ao projeto do difusor, de modo que se escolha o melhor perfil para a operação em questão, com ou sem o difusor. Por fim, analisando o melhor e o pior resultado obtido através da comparação de perfis com o uso do difusor, concluímos que o projeto hidrodinâmico das pás da turbina influencia de modo considerável na potência da mesma, sendo para o caso deste projeto, um ganho de até 261,63 *kW*.

# Referências Bibliográficas

Tony Burton. *Wind Energy Handbook*. John Wiley Sons, 2001.

CNI. Matriz energética: Cenários, oportunidades e desafios.

Yougren Harold. Drela Mark. *XFOIL 6.9 User Primer*. MIT Aero e Astro, 2001.

Rosa Edison. *Introdução ao projeto aeronáutico*. Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, 2006.

Martin O. L. Hansen. *Aerodynamics of wind turbines*. Earthscan, 2008.

W. A. M. y SMULDERS JANSEN. *Rotor design for horizontal axis windmills*. Amersfoot, 1977.

Huihui Sun/ Yusaku Kyoizuka. Analysis of performances of a shrouded horizontal axis tidal turbine. 2012.

Ladson. *Effects of independent variation of Mach and Reynolds numbers on the low-speed aerodynamic characteristics of the NACA 0012 airfoil section*. NASA technical memorandum, 1988.

Drela Mark. Xfoil: An analysis and design system for low reynolds number, 1989.

F. R. Menter. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32 (8):1598–1605, 1994.

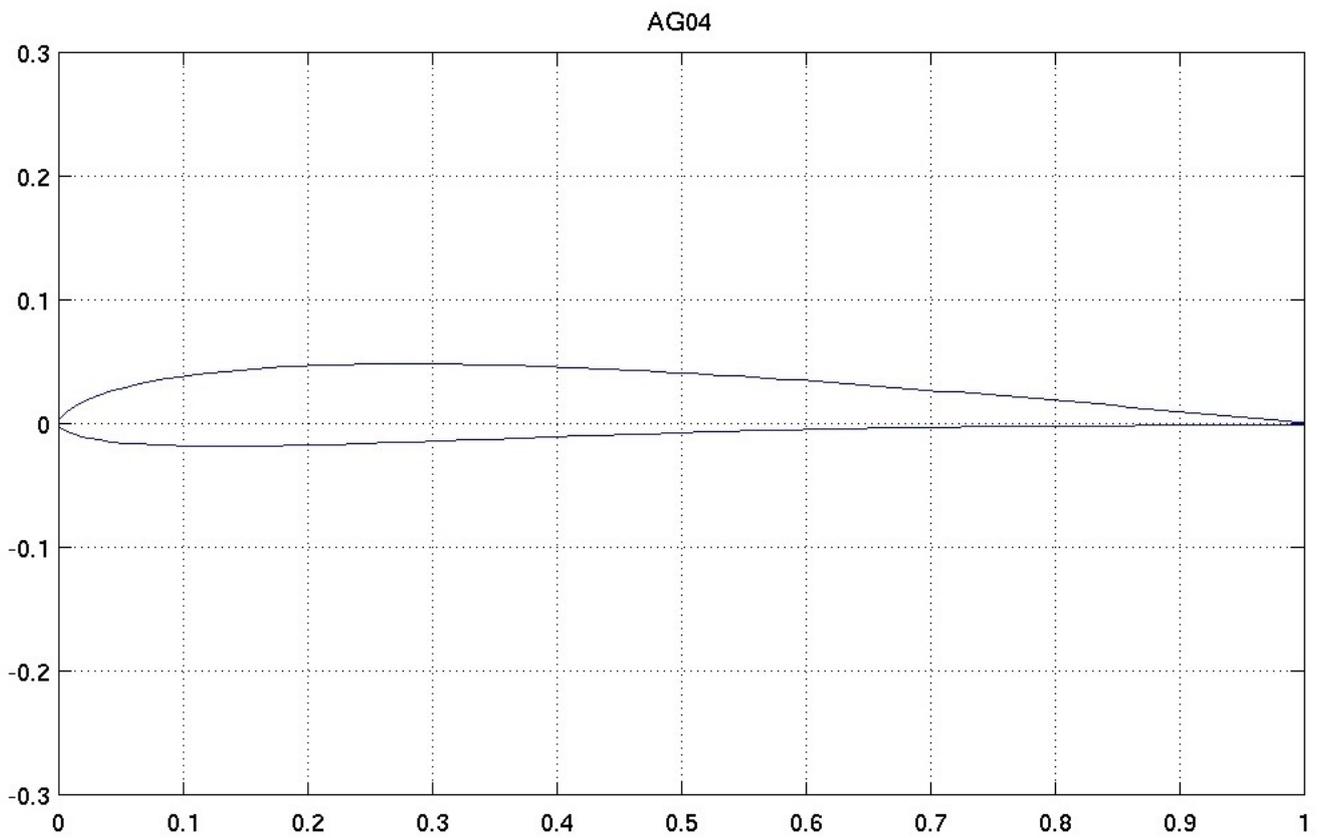
Okiishy. Theodore H. Munson Bruce R., Young Donald F. *Fundamentos da Mecânica dos Fluidos*. Edgard Blücher, 2004.

U. S. Paulsen. Konceptundersøgelse nordtank ntk 500/41 maling af effektkurve. *Technical Report Risø-I-889(DA)*, 1995.

De Vries. *Fluid Dynamic Aspects of Wind Energy Conversion*. AGARDograph No., 1979.

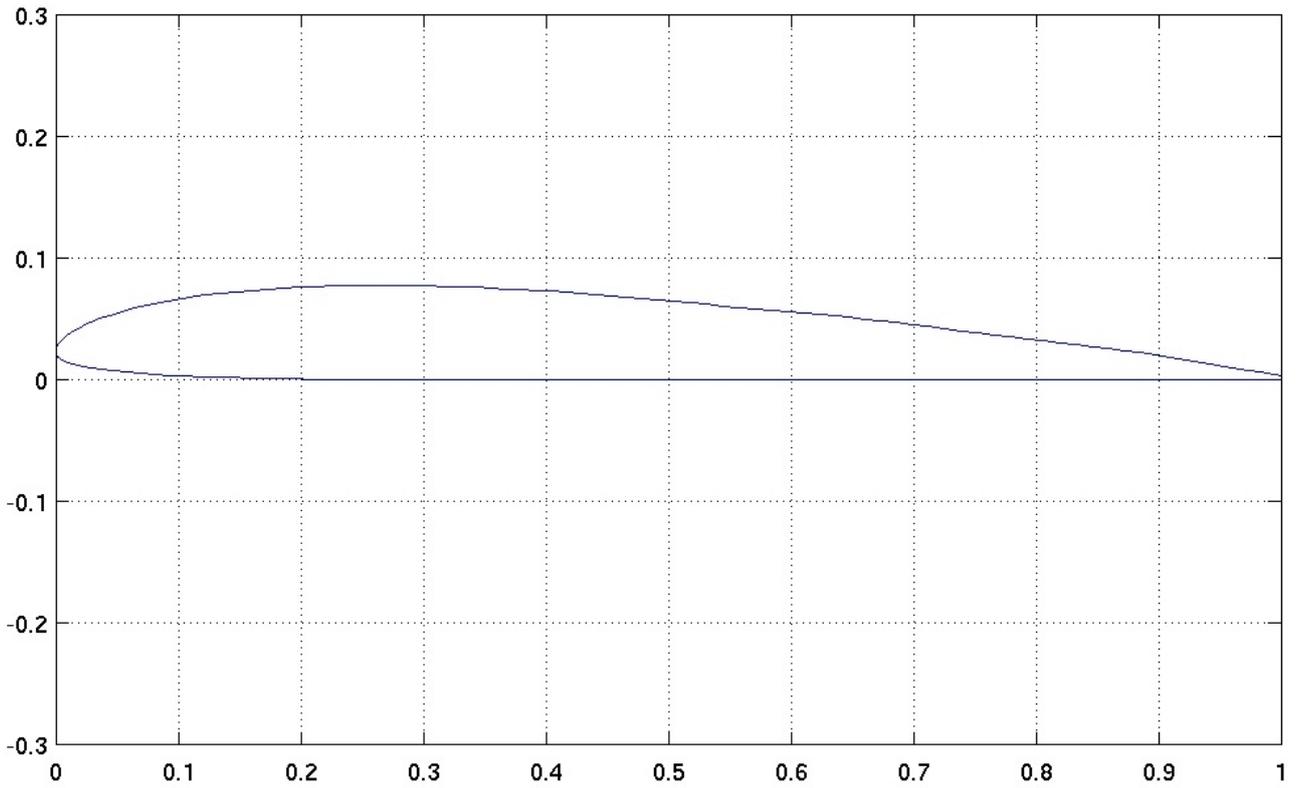
# Apêndice

Perfil *ag04*



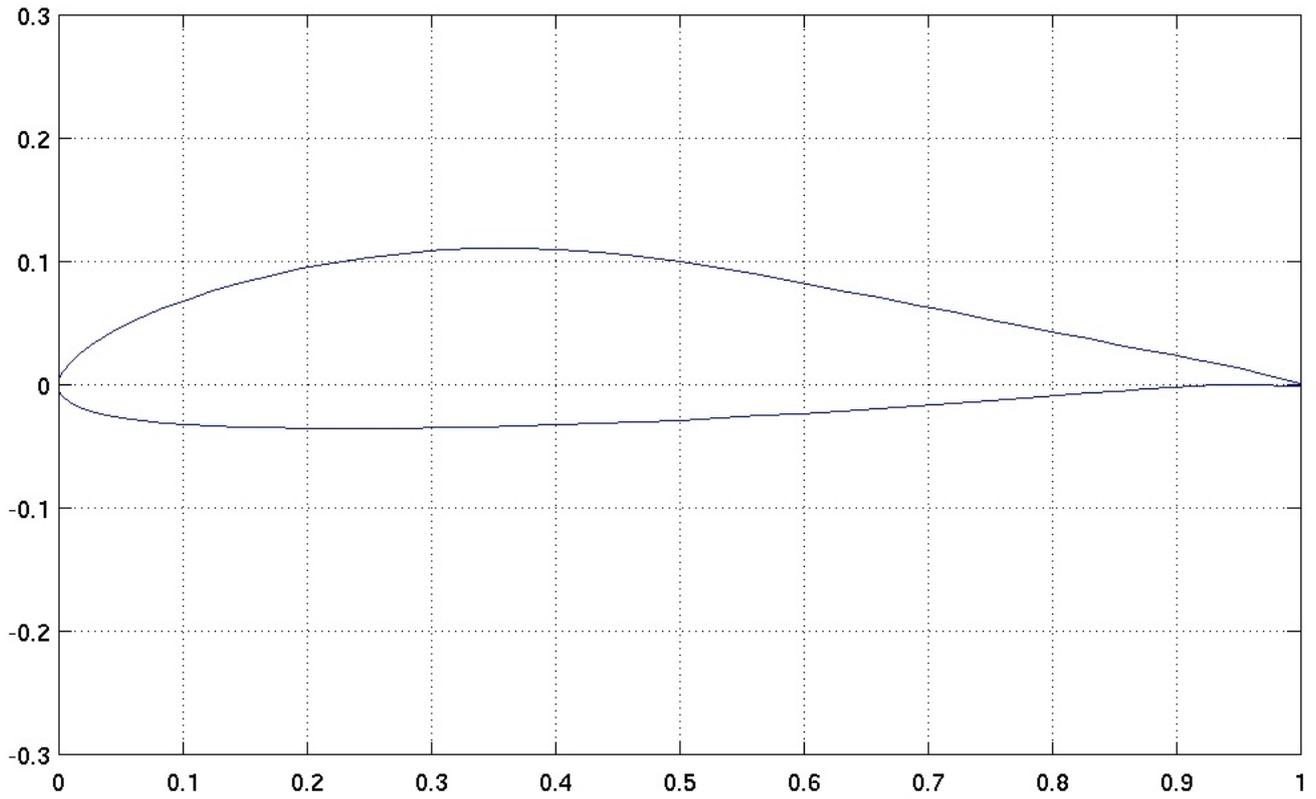
<b>Perfil <i>ag04</i></b>	
$\alpha$ de estol	10.8°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	4.8°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	28rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4387
$C_P$ com difusor	0.9218
Potência sem difusor	269kW
Potência com difusor	565.6kW

AG37



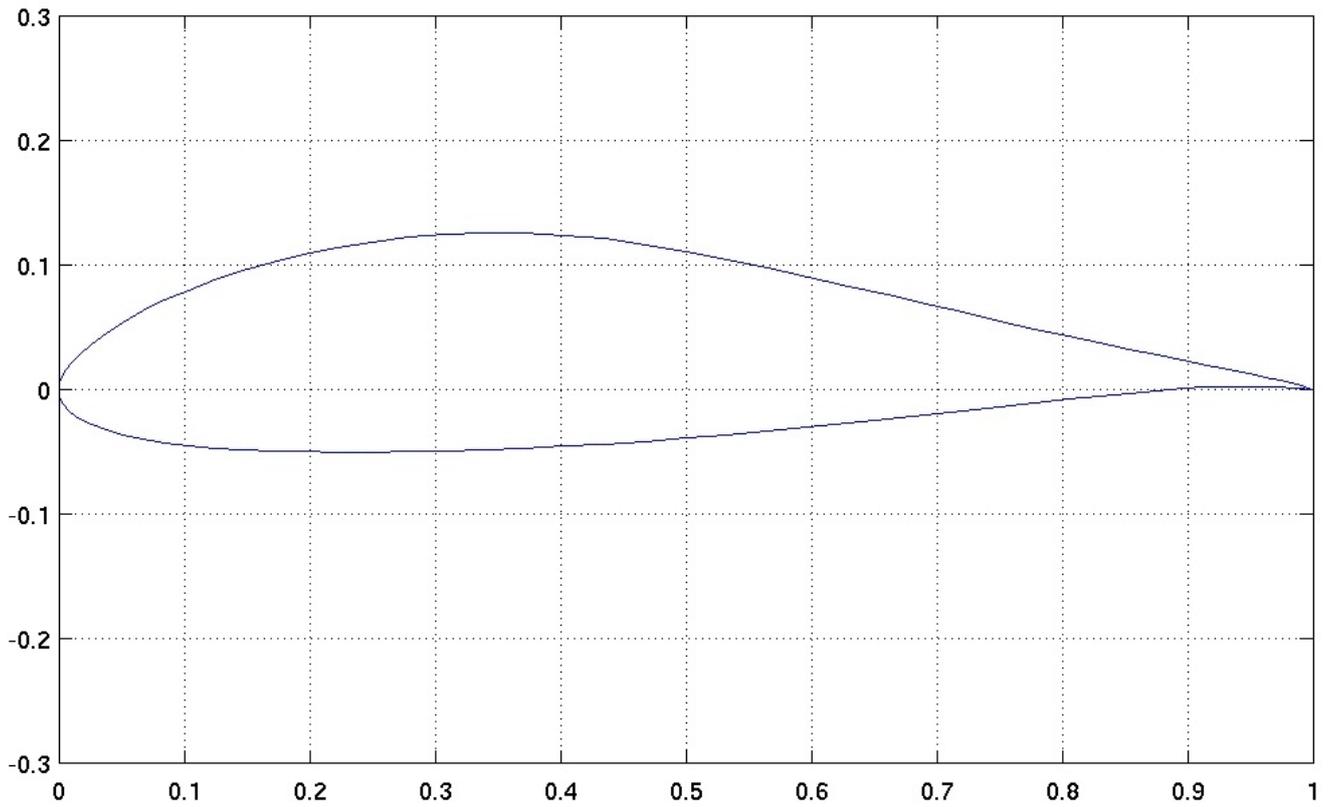
<b>Perfil <i>ag37</i></b>	
$\alpha$ de estol	11.1°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	4°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	25rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4407
$C_P$ com difusor	0.8109
Potência sem difusor	270.43kW
Potência com difusor	497.56kW

AH 93-W-145



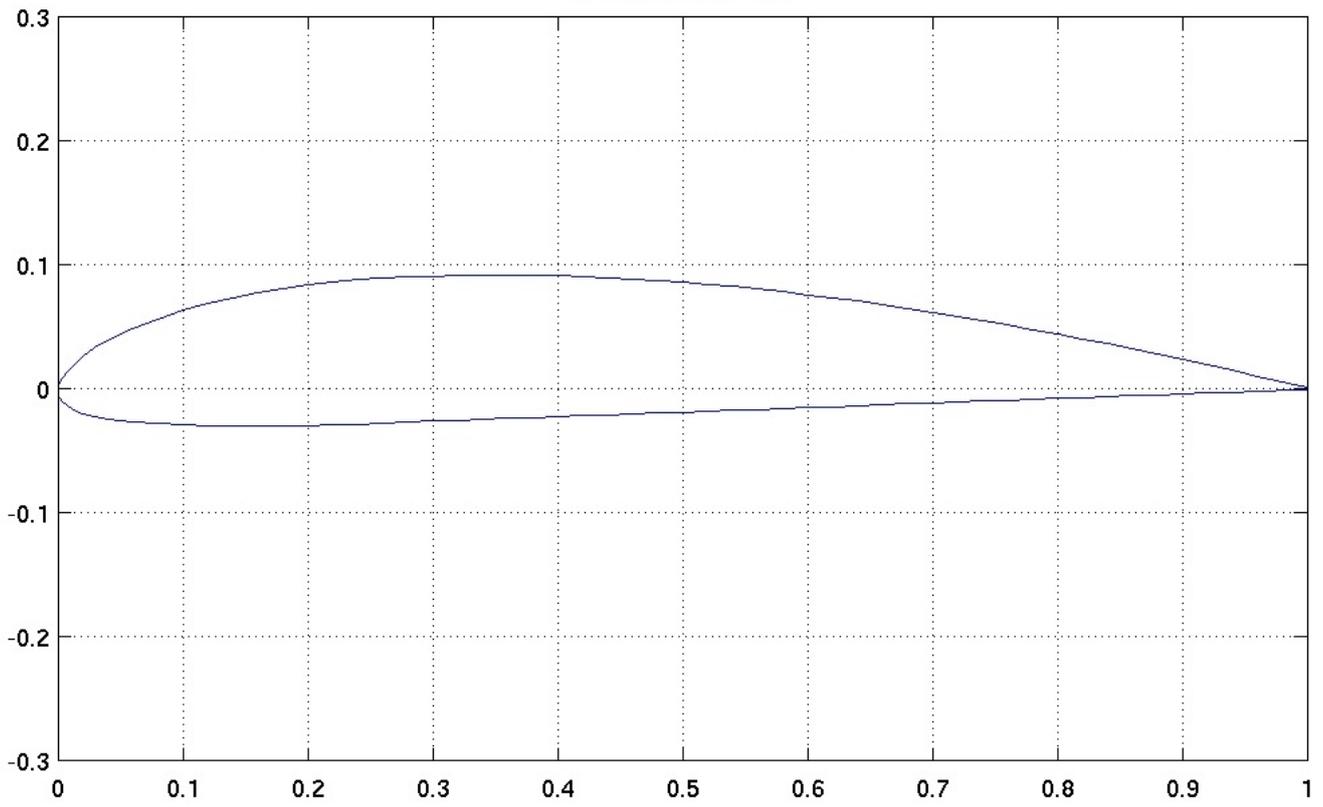
<b>Perfil ah93w145</b>	
$\alpha$ de estol	12.6°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	7.3°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	22rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4631
$C_P$ com difusor	0.5580
Potência sem difusor	284.17kW
Potência com difusor	342.39kW

AH 93-W-174



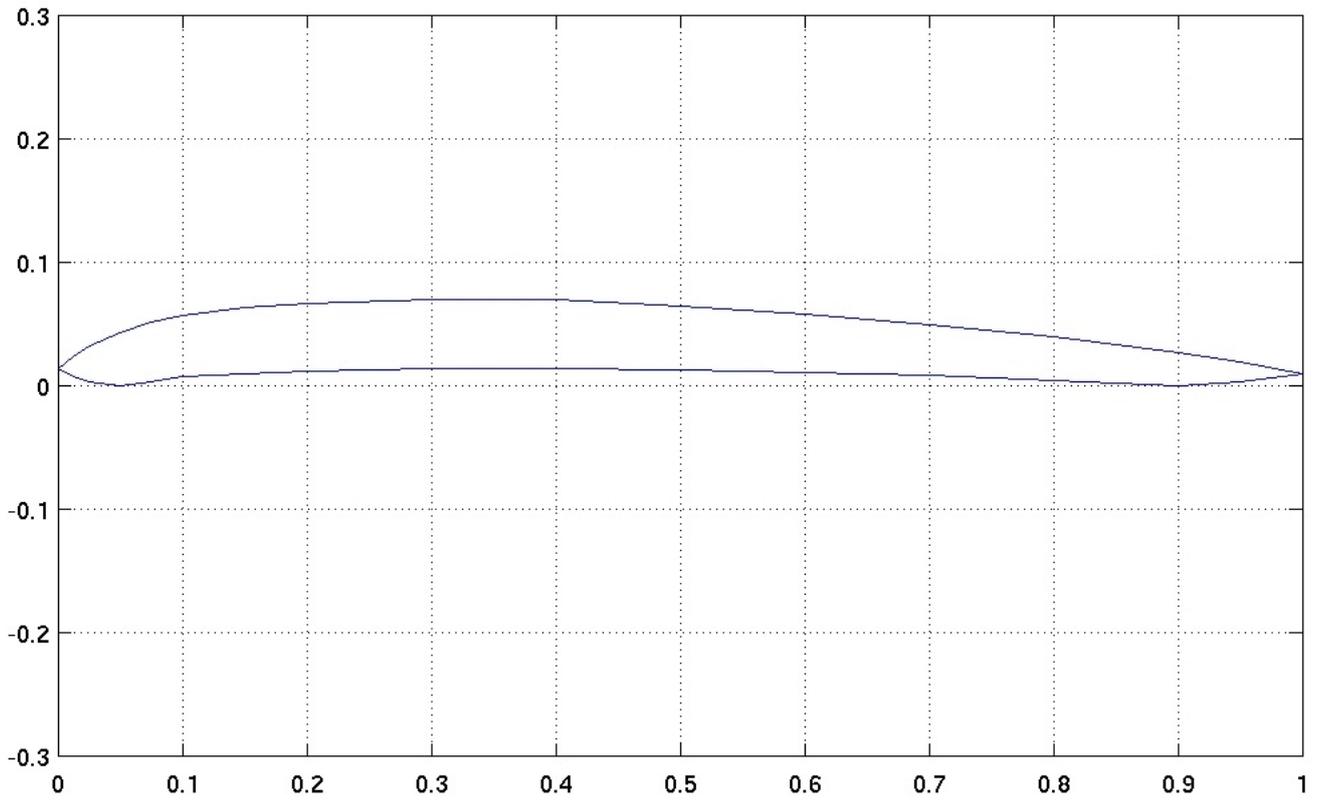
<b>Perfil <i>ah93w174</i></b>	
$\alpha$ de estol	10.9°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	9°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	24rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4718
$C_P$ com difusor	0.5169
Potência sem difusor	289.47kW
Potência com difusor	317.15kW

### CLARKY AIRFOIL

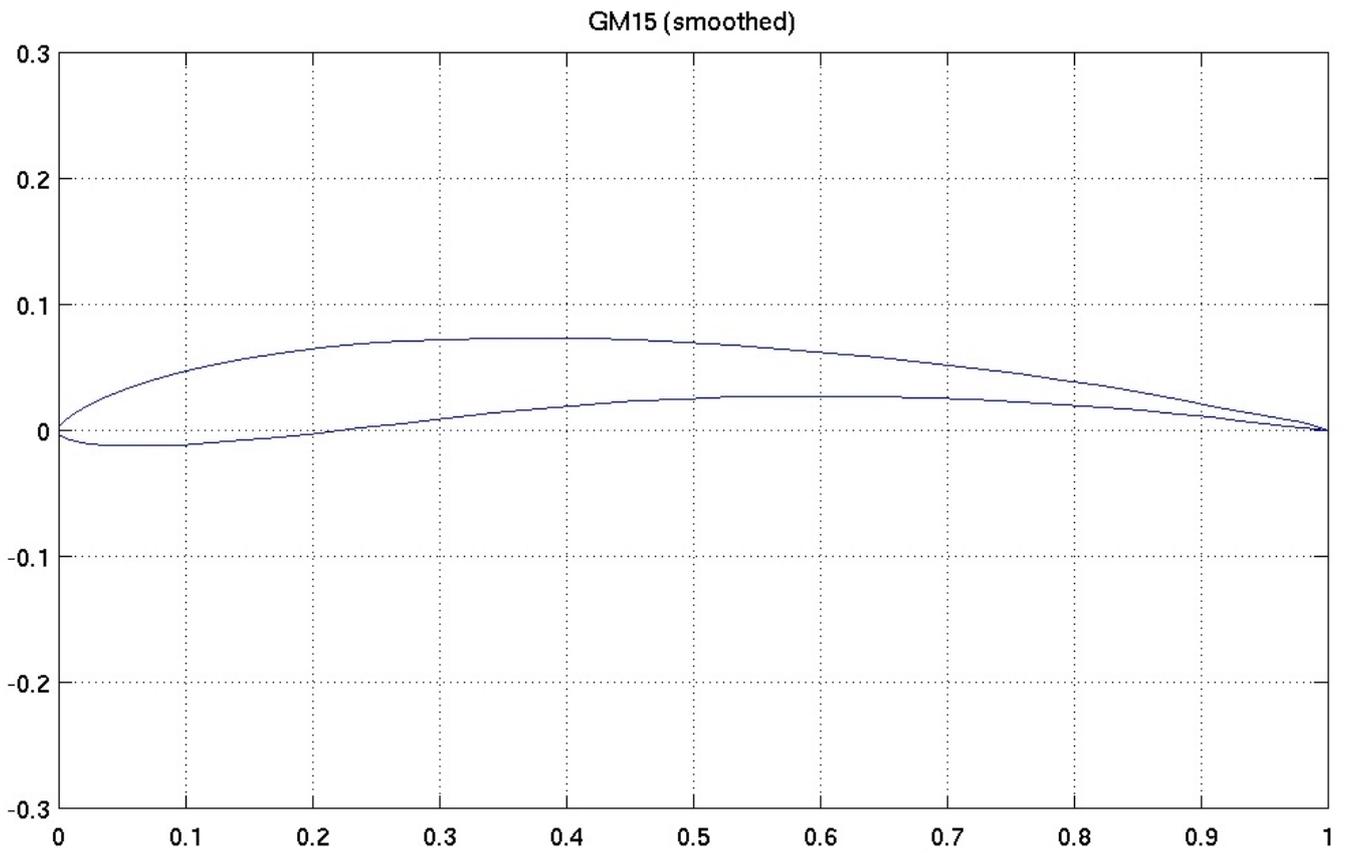


<b>Perfil clarky</b>	
$\alpha$ de estol	15.5°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	3°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	28rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4641
$C_P$ com difusor	0.8672
Potência sem difusor	284.76kW
Potência com difusor	532.10kW

Coanda 1

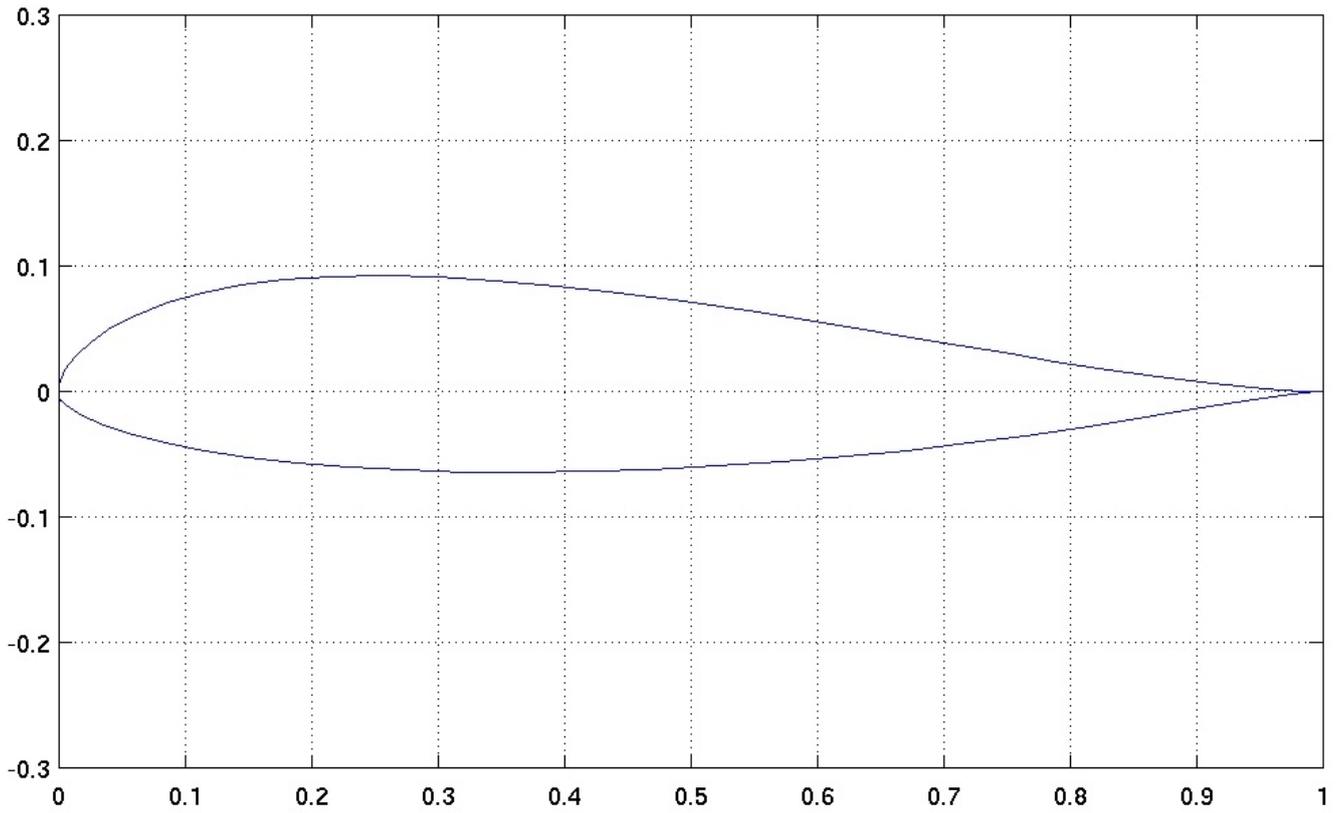


<b>Perfil coanda1</b>	
$\alpha$ de estol	8.2°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	2.6°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	20rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4332
$C_P$ com difusor	0.4954
Potência sem difusor	265.78kW
Potência com difusor	303.97kW



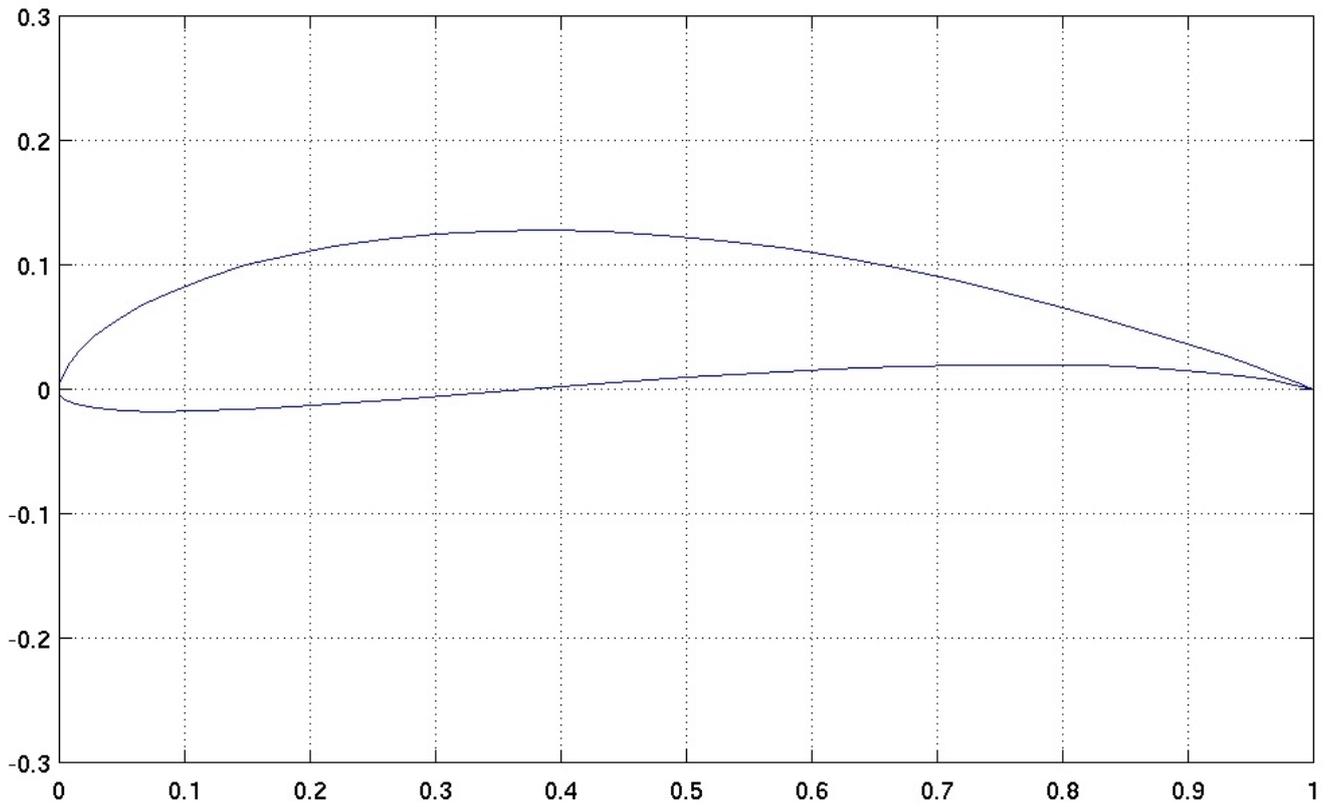
<b>Perfil gm15</b>	
$\alpha$ de estol	10.5°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	2.5°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	22rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4527
$C_P$ com difusor	0.6916
Potência sem difusor	277.77kW
Potência com difusor	424.37kW

MH 92 15.49%



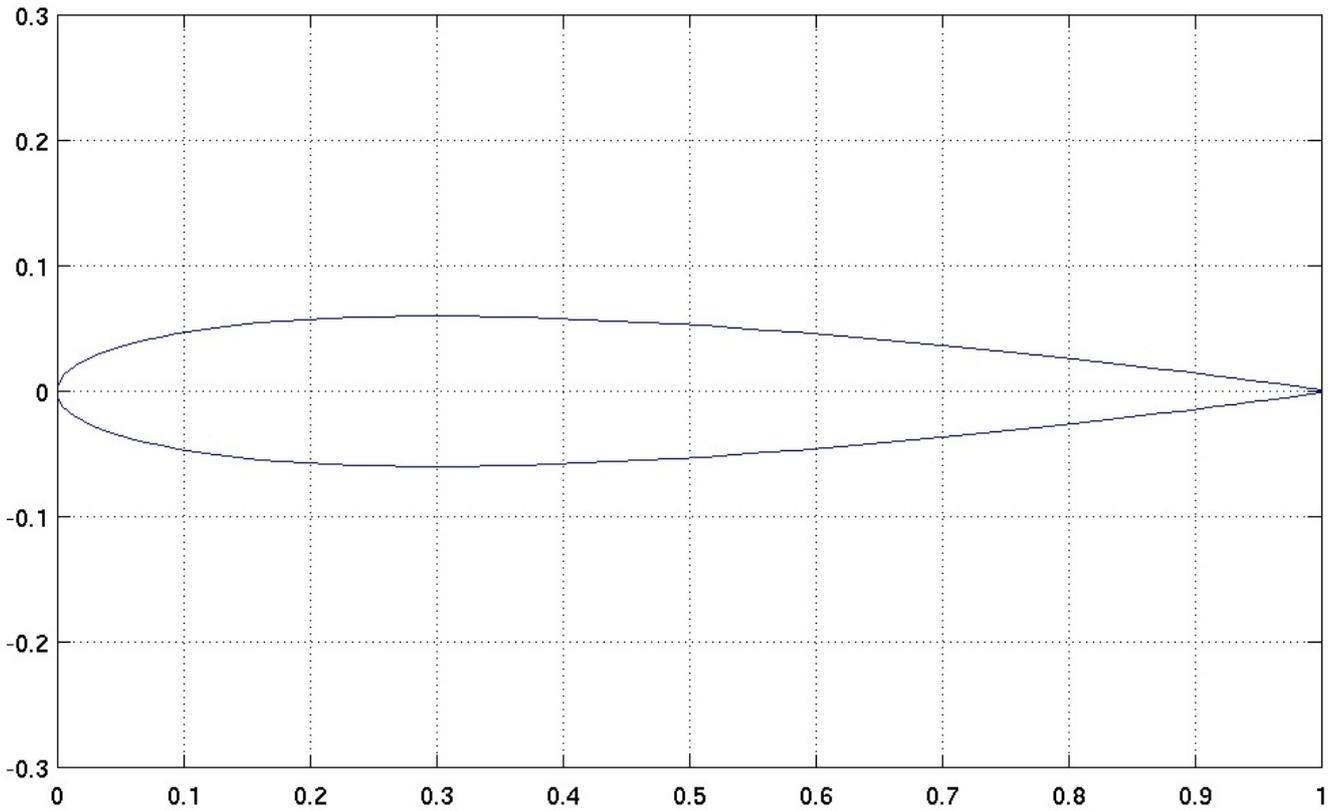
<b>Perfil mh92</b>	
$\alpha$ de estol	15.5°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	11.5°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	24rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4633
$C_P$ com difusor	0.5560
Potência sem difusor	284.28kW
Potência com difusor	341.18kW

MH 114 13.02%



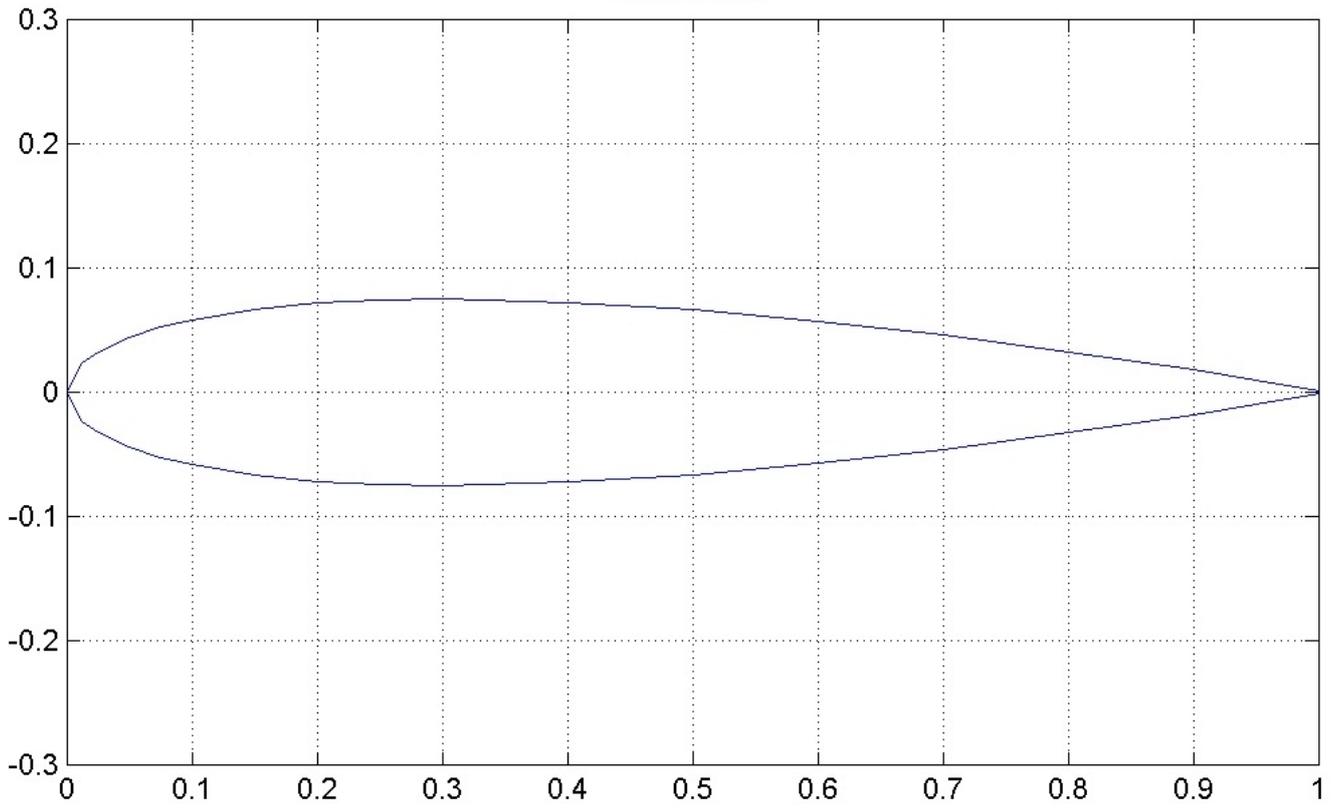
<b>Perfil mh114</b>	
$\alpha$ de estol	14.5°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	3.5°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	23rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4674
$C_P$ com difusor	0.6911
Potência sem difusor	286.80kW
Potência com difusor	424.06kW

### NACA 0012 AIRFOILS



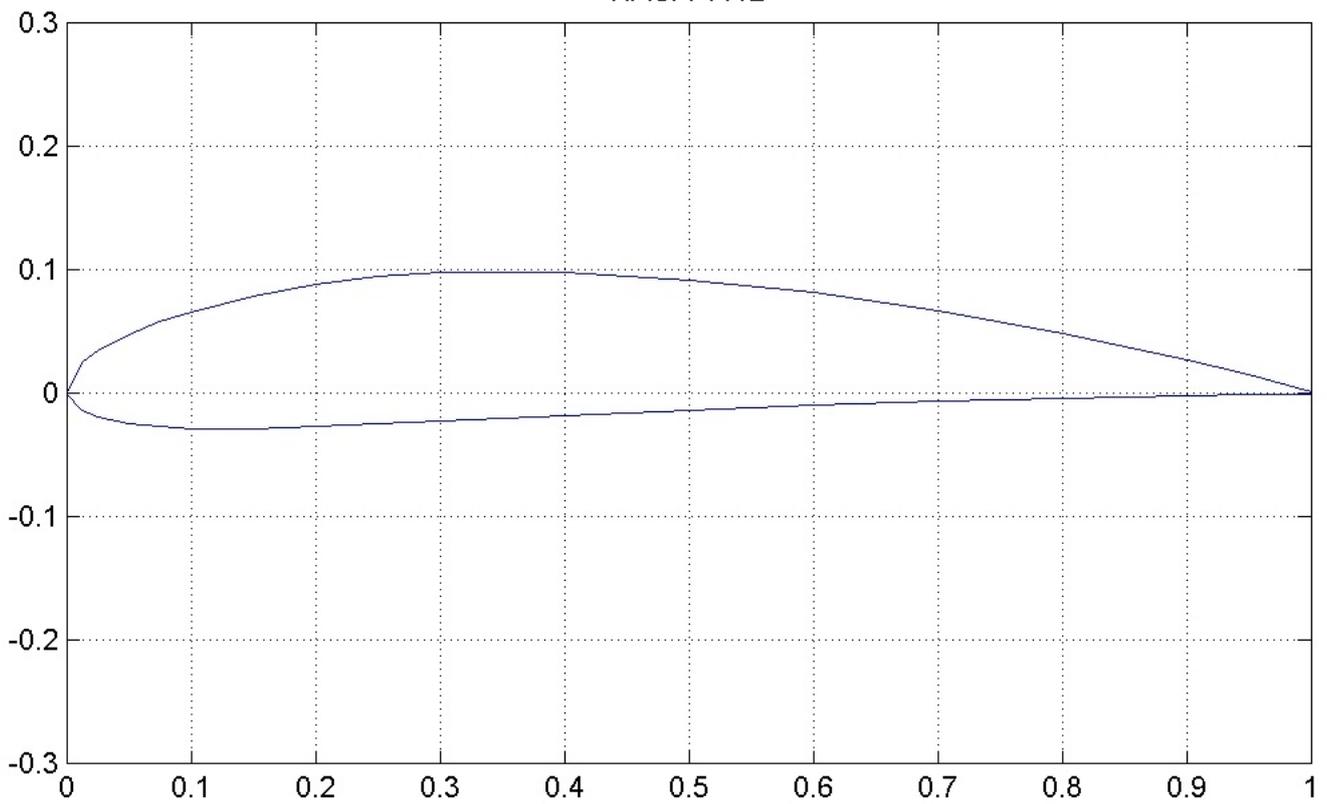
<b>Perfil <i>naca0012</i></b>	
$\alpha$ de estol	$16^\circ$
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	$8^\circ$
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	$22rpm$
$C_P$ máximo sem difusor	0.4427
$C_P$ com difusor	0.6204
Potência sem difusor	$271.66kW$
Potência com difusor	$380.70kW$

NACA 0015

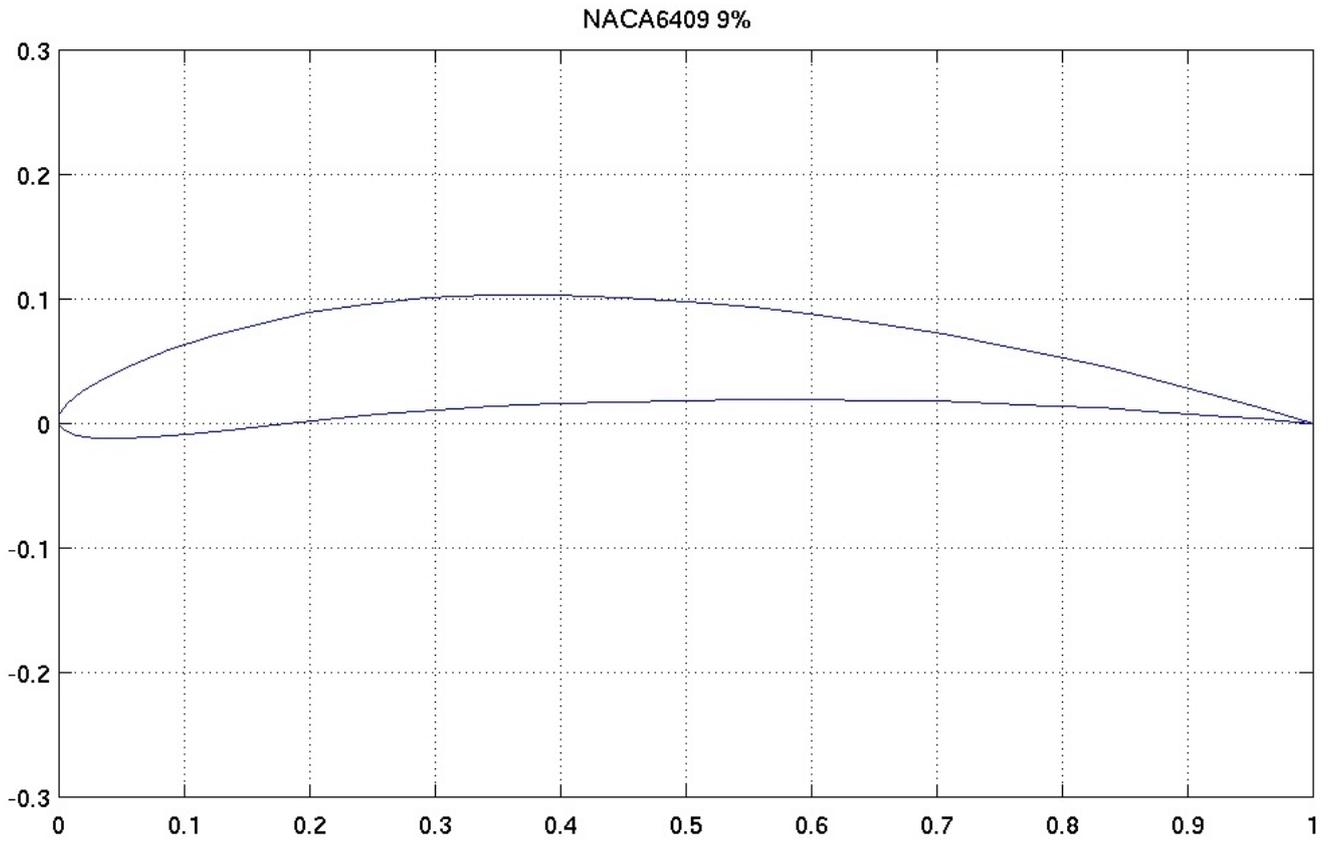


<b>Perfil <i>naca0015</i></b>	
$\alpha$ de estol	$17^\circ$
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	$9^\circ$
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	$23rpm$
$C_P$ máximo sem difusor	$0.4527$
$C_P$ com difusor	$0.6311$
Potência sem difusor	$277.80kW$
Potência com difusor	$387.22kW$

### NACA 4412

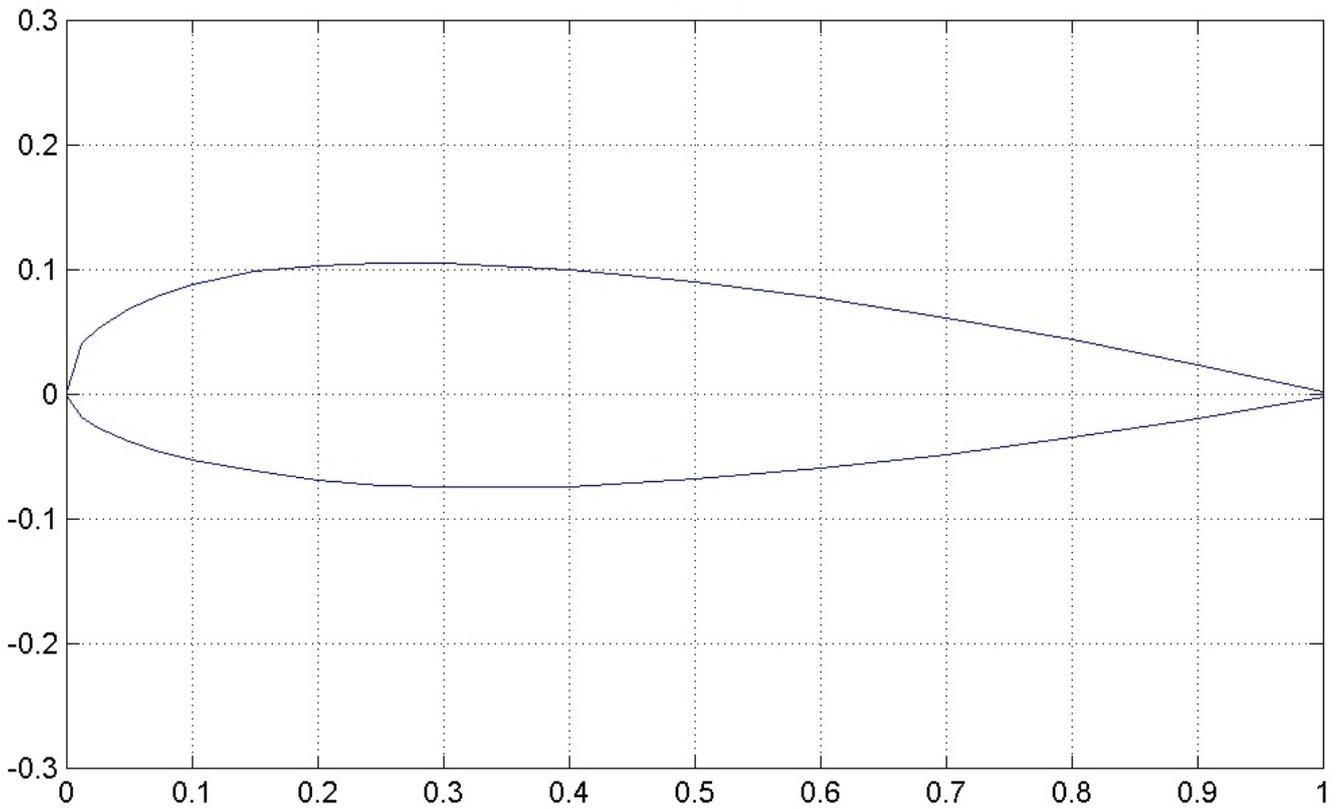


<b>Perfil <i>naca4412</i></b>	
$\alpha$ de estol	$16^\circ$
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	$5.5^\circ$
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	$22rpm$
$C_P$ máximo sem difusor	0.4622
$C_P$ com difusor	0.6504
Potência sem difusor	$283.63kW$
Potência com difusor	$399.09kW$



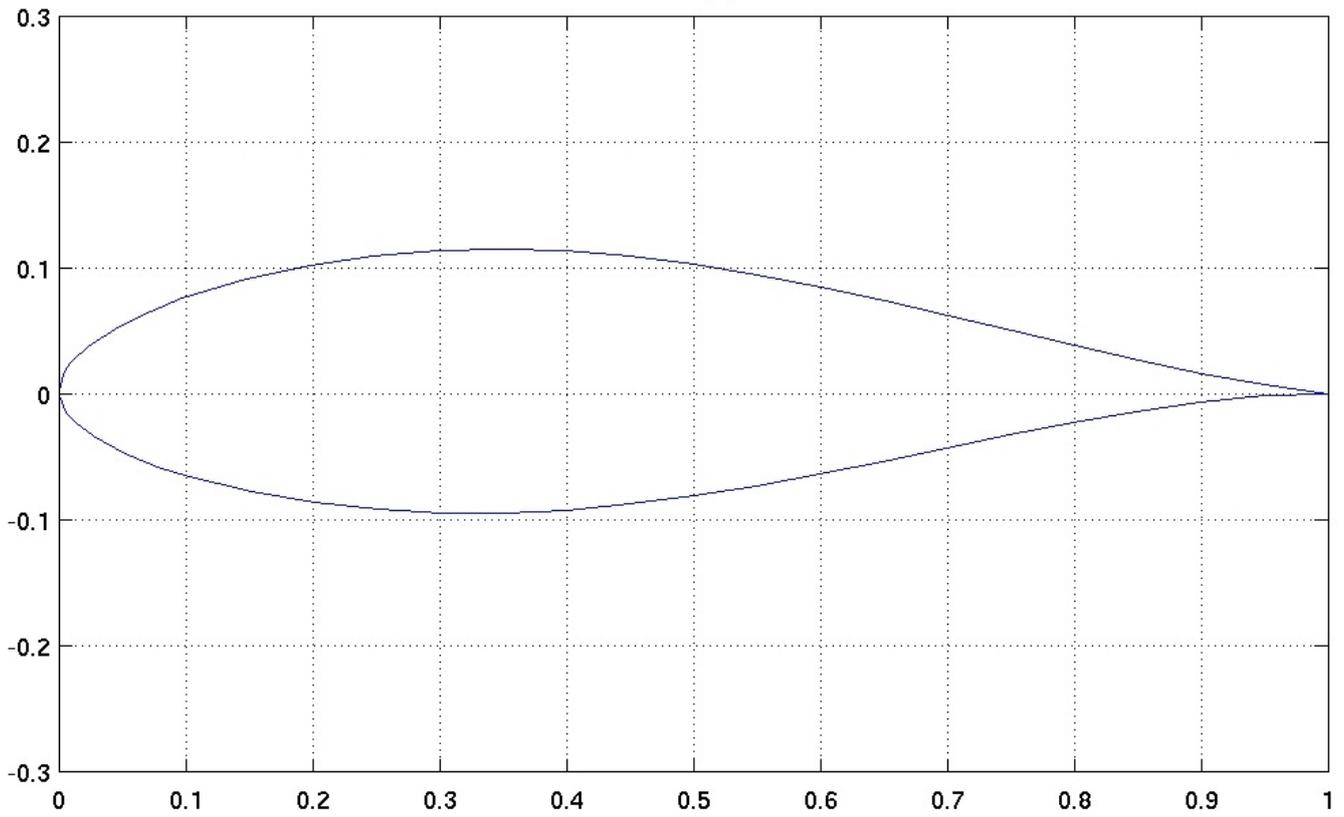
<b>Perfil <i>naca6409</i></b>	
$\alpha$ de estol	$12.5^\circ$
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	$5^\circ$
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	$23rpm$
$C_P$ máximo sem difusor	$0.4737$
$C_P$ com difusor	$0.6341$
Potência sem difusor	$290.63kW$
Potência com difusor	$389.11kW$

NACA 23018



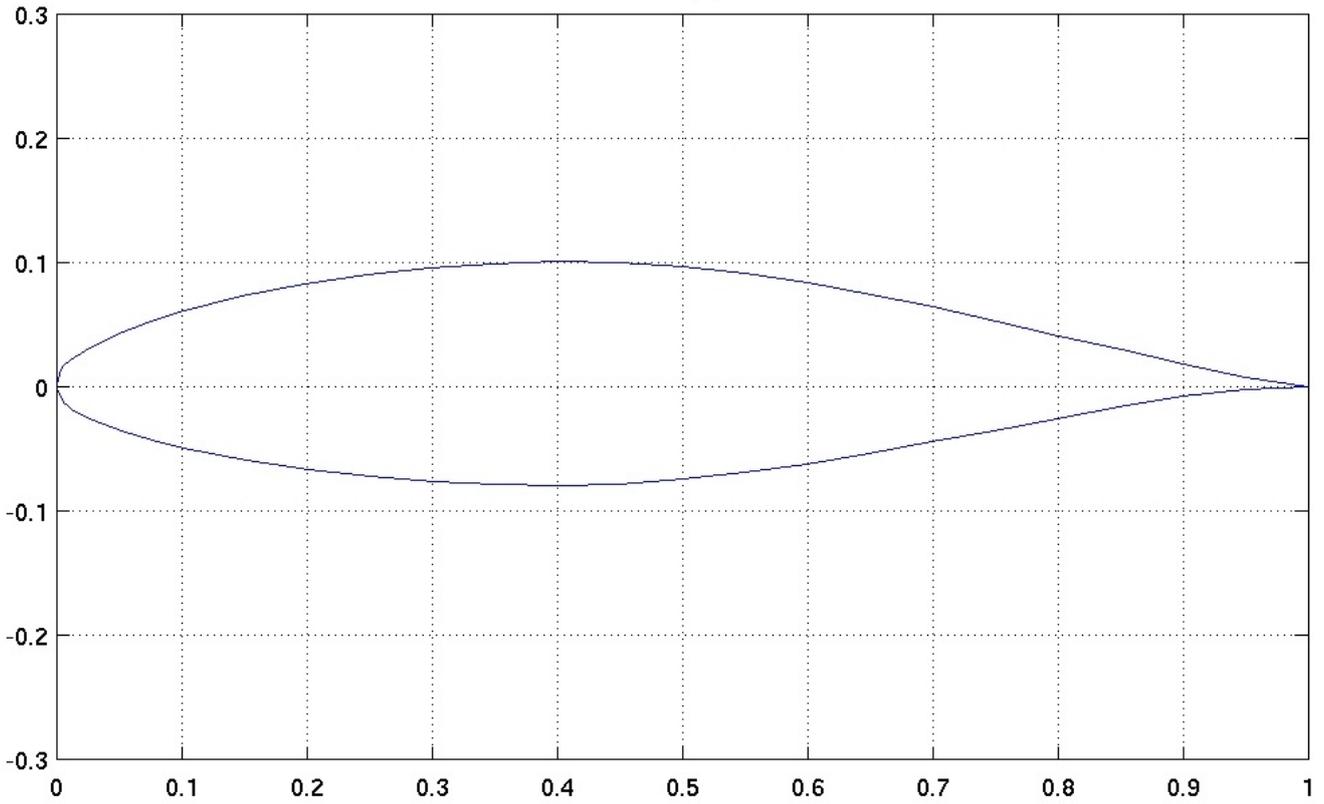
<b>Perfil <i>naca23018</i></b>	
$\alpha$ de estol	$18^\circ$
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	$8.5^\circ$
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	$24rpm$
$C_P$ máximo sem difusor	0.4501
$C_P$ com difusor	0.6509
Potência sem difusor	$276.19kW$
Potência com difusor	$399.38kW$

NACA 63(4)-221



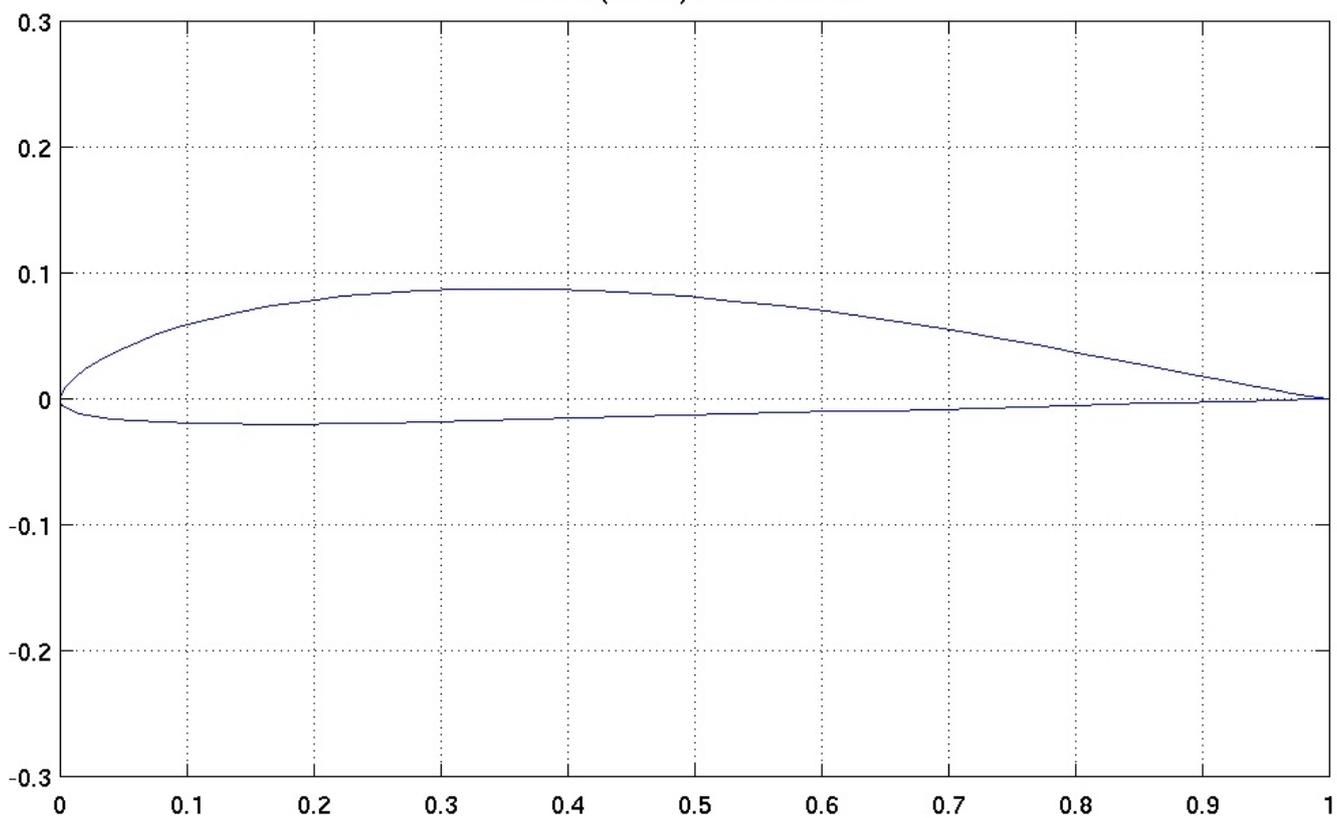
<b>Perfil <i>naca634221</i></b>	
$\alpha$ de estol	$7.5^\circ$
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	$6.5^\circ$
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	$24rpm$
$C_P$ máximo sem difusor	0.4589
$C_P$ com difusor	0.5509
Potência sem difusor	$281.59kW$
Potência com difusor	$338.04kW$

NACA 65(3)-218



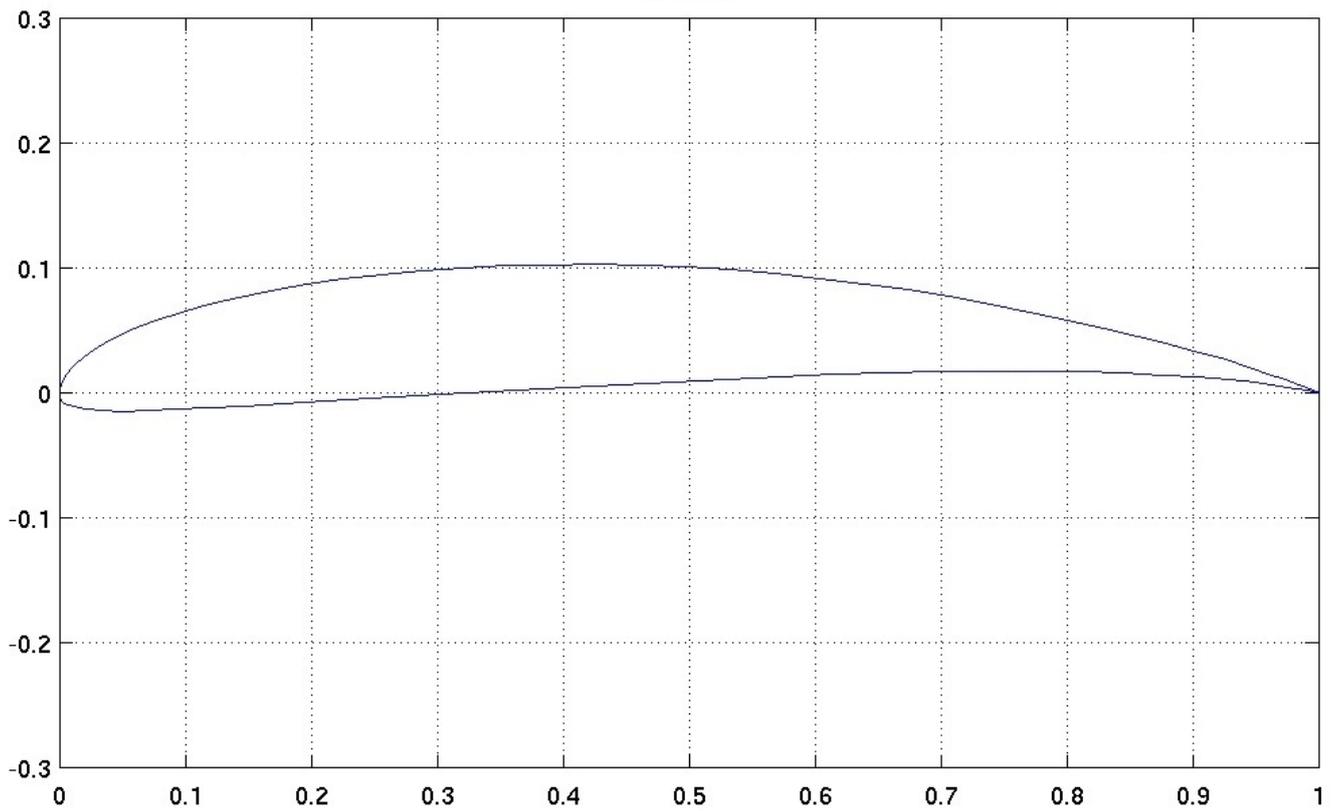
<b>Perfil <i>naca653218</i></b>	
$\alpha$ de estol	14.5°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	5.6°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	25rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4505
$C_P$ com difusor	0.4972
Potência sem difusor	276.43kW
Potência com difusor	305.09kW

S7055 (10.5%) Flat-Bottomed



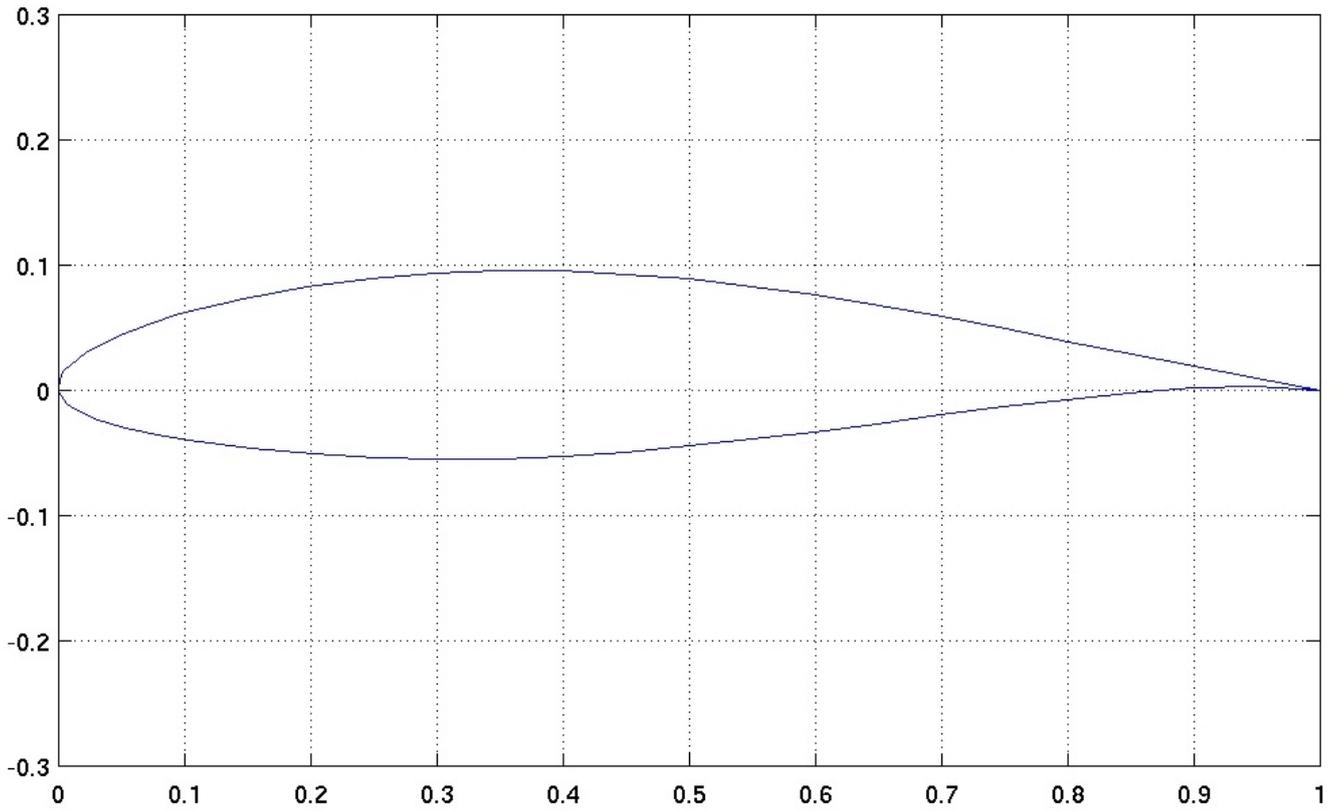
<b>Perfil s7055</b>	
$\alpha$ de estol	10.1°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	4.1°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	30rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4549
$C_P$ com difusor	0.9130
Potência sem difusor	279.10kW
Potência com difusor	560.19kW

SG6043



<b>Perfil <i>sg6043</i></b>	
$\alpha$ de estol	16.1°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	3.5°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	23rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4675
$C_P$ com difusor	0.6732
Potência sem difusor	286.83kW
Potência com difusor	413.05kW

### NACA 63-415 AIRFOIL



<b>Perfil <i>naca63415</i></b>	
$\alpha$ de estol	17.5°
$\alpha$ de $C_L/C_D$ máximo	5°
<b>Rotor</b>	
Rotação de $C_P$ máximo	23rpm
$C_P$ máximo sem difusor	0.4533
$C_P$ com difusor	0.6967
Potência sem difusor	278.13kW
Potência com difusor	427.49kW

Tabela 4.1: Características geométricas do rotor *NKT500/41*

$r[m]$	corda[m]	Ângulo de passo $\beta[^\circ]$
4.5 de	1.630	20.00
5.5 de	1.597	16.30
6.5 de	1.540	13.00
7.5 de	1.481	10.05
8.5 de	1.420	7.45
9.5 de	1.356	5.85
10.5 de	1.294	4.85
11.5 de	1.229	4.00
12.5 de	1.163	3.15
13.5 de	1.095	2.60
14.5 de	1.026	2.02
15.5 de	0.955	1.36
16.5 de	0.881	0.77
17.5 de	0.806	0.33
18.5 de	0.705	0.14
19.5 de	0.545	0.05
20.3 de	0.265	0.02



```

42
43
44 if menu0 ==1;
45
46 %Dados de entrada:
47
48 Vo = input('Velocidade_de_entrada');           %velocidade em m/s
49 V1 = 3.50;                                     %Velocidade com difusor
50 D = 1000;                                       %Densidade da água em kg/m^3
51 Rmax = input('Raio_do_rotor');                 %raio da turbina
52 Rmin = input('Raio_minimo_do_rotor');         %raio do Hub
53 R = Rmax - Rmin;                               %raio do rotor%
54 ROT = input('Rotação_de_operação_do_rotor');
55 B = input('Numero_de_pás');                   %Numero de pás
56 N = input('numero_de_elementos_de_pá');       %Numero de elementos de pá
57 maxcont = input('numero_máximo_de_iterações');
58 varrot = input('variação_da_rotação');
59 rotin = input('rotação_inicial');
60
61 lambdaop = 2*pi*ROT/60*Rmax/Vo;
62
63
64
65 for n = 1:N
66
67
68     r(n) =Rmin + (n-1)*R/(N-1);                 %raio em cada elemento
69     lambdaopr(n) = lambdaop*r(n)/Rmax;
70     fi(n)=atan(2/3*1/lambdaopr(n));             %Angulo de Fluxo teórico
71     c(n) = 8*pi*r(n)*(1-cos(fi(n)))/(B*c1);    %Corda ao longo da pá
72     solidez(n) = B*c(n)/(2*pi*r(n));
73
74 end
75
76
77 %Calculando a geometria da pá.
78
79
80 angulo_de_fluxo = fi*180/pi;
81 angulo_de_passo = angulo_de_fluxo - alpha_otimo;
82 pitch = angulo_de_passo*pi/180;
83

```

```

84 end
85
86
87
88
89 if menu0==2;
90
91
92
93
94     %Dados de entrada:
95
96 Vo = input('velocidade_de_entrada');           %velocidade em m/s
97 V1 = Vo;                                       %Velocidade com difusor
98 D = 1.2;                                       %Densidade da água em kg/m^3
99 Rmax = input('Raio_do_rotor')                 %raio da turbina
100 Rmin = input('Raio_minimo_do_rotor')         %raio do Hub
101 R = Rmax - Rmin;                             %raio do rotor
102
103 B = input('Numero_de_pás');                   %Numero de pás
104 N = input('numero_de_elementos_de_pá');       %Numero de elementos de pá
105 rotin = input('rotação_inicial');
106 varrot = input('variação_da_rotação');
107 maxcont = input('Numero_máximo_de_iterações');
108 tolerancia = 0.01;
109 ROT = input('Rotação_de_operação_do_rotor');
110
111
112 for n=1:N;
113     c(n) = input('Corda_no_elemento')
114 end
115
116     'Corda_inserida_com_sucesso'
117
118 pause
119     for n=1:N;
120         angulo_de_passo(n) = input('Angulo_de_passo_do_elemento')
121
122     end
123
124
125

```

```

126 'Dados inseridos com sucesso, aperte ENTER para prosseguir'
127
128 pause
129
130 end
131
132 for k = 1:varrot;
133     rot = rotin + k;           %Rotação do rotor em rpm
134     lambda = 2*pi*rot/60*Rmax/Vo;   %Razão de velocidade na ponta
135     lambdad = 2*pi*rot/60*Rmax/V1;
136     omega = 2*pi*rot/60;         %Velocidade angular em rad/s
137     dr = (Rmax - Rmin)/N;       %Tamanho do elemento
138
139     lambi(k) = lambda;
140     lambid(k) = lambdad;
141
142
143
144     q = CL.*(CD.^-1);
145     [id, i]=max(q);
146     cl = CL(i);
147     cd = CD(i);
148     alpha_otimo = alpha(i);     %Angulo de ataque de projeto
149
150
151
152 %Calculando a geometria da pá.
153
154
155
156 for n = 1:N
157
158     r(n) =Rmin + (n-1)*R/(N-1);   %raio em cada elemento
159     lambdar(n) = lambda*r(n)/Rmax; %Razão de velocidades no elemento
160     lambdard(n) = lambdad*r(n)/Rmax; %Razão de velocidades no elemento com difusor
161     fi(n)=(2/3)*atan(1/lambdar(n)); %Angulo de Fluxo teórico
162     fid(n)=(2/3)*atan(1/lambdard(n)); %Angulo de Fluxo teórico com difusor
163
164     solidez(n) = B*c(n)/(2*pi*r(n));
165
166 end
167

```

```

168
169
170 pitch = angulo_de_passo*pi/180;
171
172
173 % PARTE II - Método BEM
174
175 %Programa BEM 2
176
177 for n = 1:N;
178
179     ax(n) = 0.3;
180     axd(n) = 0.3;
181     an(n) = 0;
182     and(n)= 0;
183     oldan(n) = 0.24;
184     oldand(n) = 0.24;
185     newan(n) = 0.6;
186     newand(n) = 0.6;
187     oldax(n) = 0.34;
188     oldaxd(n) = 0.34;
189     newax(n) = 0.6;
190     newaxd(n) = 0.6;
191     b(n) = 2;
192     bd(n) = 2;
193
194 end
195
196
197 for n =1:N;
198
199
200
201
202
203     %Loop para ax e an sem dif
204
205     erro = abs(newax(n) - oldax(n));
206     cont = 1;
207
208     while erro >0.01;
209

```

```

210
211     oldan(n) = an(n);
212     oldax(n) = ax(n);
213     b(n)=atan((1-ax(n))/(lambdar(n)*(1+an(n))));
214     b(N) = b(N-1);
215     incid(n) = (180/pi)*(b(n) - pitch(n));
216         incid(n) = real(incid(n));
217     if incid(n) < min(alpha)
218         incid(n) = min(alpha);
219     end
220     if incid(n) > max(alpha)
221         incid(n) = max(alpha);
222     end
223
224     f(n)= B/2*(Rmax-r(n))/(r(n)*sin(b(n)));
225     F(n)= 2/pi*acos(exp(-1*f(n)));
226     cl(n)=interp1(alpha,CL,incid(n));
227     cd(n)=interp1(alpha,CD,incid(n));
228
229
230
231
232     ct(n) = cl(n)*sin(b(n)) - cd(n)*cos(b(n));
233
234
235
236
237     cn(n) = cl(n)*cos(b(n)) + cd(n)*sin(b(n));
238
239
240
241     ax(n) = 1/( 4*F(n)*sin(b(n))*sin(b(n))/(solidez(n)*cn(n)) + 1 ) ;
242     an(n) = 1/ ( (4*F(n)*sin(b(n))*cos(b(n)))/(solidez(n)*ct(n)) -1 ) ;
243
244
245
246
247     newan(n) = an(n);
248     newax(n) = ax(n);
249
250     erro = abs(newax(n) - oldax(n));
251

```

```

252     cont = cont +1;
253
254         if cont == maxcont;
255     erro = 0.0001;
256     end
257
258
259 end
260
261
262
263
264
265 ax(N) = 1;
266 an(N) = -1;
267
268
269
270
271
272 %Loop para ax e an com dif
273 erro = abs(newaxd(n) - oldaxd(n));
274 cont = 1;
275
276
277
278 while erro > 0.01;
279
280
281     oldand(n) = and(n);
282     oldaxd(n) = axd(n);
283     bd(n)=atan((1-axd(n))/(lambdard(n)*(1+and(n))));
284     bd(N) = bd(N-1);
285     incid2(n) = (180/pi)*(bd(n) - pitch(n));
286         incid2(n) = real(incid2(n));
287     if incid2(n) < min(alpha)
288         incid2(n) = min(alpha);
289     end
290     if incid2(n) > max(alpha)
291         incid2(n) = max(alpha)
292     end
293

```

```

294     fd(n)= B/2*(Rmax-r(n))/(r(n)*sin(bd(n)));
295     Fd(n)= 2/pi*acos(exp(-1*fd(n)));
296     cld(n)=interp1(alpha,CL,incid2(n));
297     cdd(n)=interp1(alpha,CD,incid2(n));
298
299
300
301
302     ctd(n) = cld(n)*sin(bd(n)) - cdd(n)*cos(bd(n));
303
304
305
306
307
308     cnd(n) = cld(n)*cos(bd(n)) + cdd(n)*sin(bd(n));
309
310
311
312     axd(n) = 1/( 4*Fd(n)*sin(bd(n))*sin(bd(n))/(solidez(n)*cnd(n)) + 1 ) ;
313     and(n) = 1/ ( (4*Fd(n)*sin(bd(n))*cos(bd(n)))/(solidez(n)*ctd(n)) -1 ) ;
314
315 %         if ax(n) > 0.3;
316 %             ctd(n) = 4*ax(n)*( 1 - 0.25*(5 - 3*ax(n))*ax(n))*F(n);
317 %         end
318
319
320     newand(n) = and(n);
321     newaxd(n) = axd(n);
322
323
324     erro = abs(newax(n) - oldax(n));
325
326     cont = cont +1;
327
328     if cont == maxcont;
329         erro = 0.000001;
330     end
331
332
333 end
334 end
335

```

```

336 %Correção de Glauert
337
338     for n = 1:N
339
340
341         if ax(n) > 0.3;
342             ct(n) = 4*ax(n)*( 1 - 0.25*(5 - 3*ax(n))*ax(n))*F(n);
343         end
344
345     end
346
347
348
349
350 for n = 1:N
351
352     %forças e torques sem dif
353     dFn(n) = F(n)*D*(Vo^2)*ax(n)*(1-ax(n))*4*pi.*r(n)*dr;
354     dFt(n) = F(n)*D*(Vo)*(1-ax(n))*omega*r(n)*an(n)*4*pi.*r(n)*dr;
355     dT(n) = 0.5*D*Vo*B*(1-ax(n))*omega*r(n)*(1+an(n))
356     *c(n)*ct(n)*r(n)*dr/(sin(b(n))*cos(b(n)));
357     dP(n) = dT(n)*omega;
358
359
360     %forças e torques c difom
361     dFnd(n) = Fd(n)*D*(Vo^2)*axd(n)*(1-axd(n))*4*pi.*r(n)*dr;
362     dFtd(n) = Fd(n)*D*(Vo)*(1-axd(n))*omega*r(n)*and(n)*4*pi.*r(n)*dr;
363     dTd(n) = 0.5*D*Vo*B*(1-axd(n))*omega*r(n)*(1+and(n))
364     *c(n)*ctd(n)*r(n)*dr/(sin(bd(n))*cos(bd(n)));
365     dPd(n) = dTd(n)*omega;
366
367 end
368
369 %Integrais das forças e torques sem dif
370
371 Fn = trapz(r,dFn./dr); %sum(dFn,2)
372 FT = trapz(r,dFt./dr); %sum(dFt,2)
373 T = trapz(r,dT./dr); %sum(dT,2)
374 P(k) = trapz(r,dP./dr); %sum(dP,2)
375
376
377

```

```

378 %Integrais de forças e torques com dif
379
380 Fn1 = trapz(r,dFnd./dr) ; %sum(dFn,2)
381 FT1 = trapz(r,dFtd./dr) ; %sum(dFt,2)
382 T1 = trapz(r,dTd./dr) ; %sum(dT,2)
383 Pd(k) = sum(dPd);
384
385
386
387
388 end
389
390
391
392 Cp = P/(0.5*D*(Vo^3)*pi*Rmax^2)
393
394
395 Cp2 = Pd/(0.5*D*(Vo^3)*pi*Rmax^2)
396
397 plot(lambi,Cp)
398
399
400 hold on
401
402 plot(lambid,Cp2,'r')
403
404
405
406
407
408 rot = ROT;
409 omega = 2*pi*rot/60;
410
411 for k= 1:20;
412 V(k) = 2.5 + k;
413 lambda(k) = 2*pi*rot/60*Rmax/V(k);
414
415
416
417
418
419 for n = 1:N;

```

```

420
421     lambdar(k,n) = lambda(k)*r(n)/Rmax;   %Razão de velocidades no elemento
422
423     ax(n) = 0.3;
424     axd(n) = 0.3;
425     an(n) = 0;
426     and(n)= 0;
427     oldan(n) = 0.24;
428     oldand(n) = 0.24;
429     newan(n) = 0.6;
430     newand(n) = 0.6;
431     oldax(n) = 0.34;
432     oldaxd(n) = 0.34;
433     newax(n) = 0.6;
434     newaxd(n) = 0.6;
435     b(n) = 2;
436     bd(n) = 2;
437
438 end
439
440
441
442 for n = 1:N;
443
444     cont = 1;
445
446     while erro >0.01;
447
448
449     oldan(n) = an(n);
450     oldax(n) = ax(n);
451     b(n)=atan((1-ax(n))/(lambdar(k,n)*(1+an(n))));
452     b(N) = b(N-1);
453     incid(n) = (180/pi)*(b(n) - pitch(n));
454     incid(n) = real(incid(n));
455     if incid(n) < min(alpha)
456         incid(n) = min(alpha);
457     end
458     if incid(n) > max(alpha)
459         incid(n) = max(alpha);
460     end
461

```

```

462     f(n)= B/2*(Rmax-r(n))/(r(n)*sin(b(n)));
463     F(n)= 2/pi*acos(exp(-1*f(n)));
464     cl(n)=interp1(alpha,CL,incid(n));
465     cd(n)=interp1(alpha,CD,incid(n));
466
467
468
469
470     ct(n) = cl(n)*sin(b(n)) - cd(n)*cos(b(n));
471
472
473
474
475     cn(n) = cl(n)*cos(b(n)) + cd(n)*sin(b(n));
476
477
478
479     ax(n) = 1/( 4*F(n)*sin(b(n))*sin(b(n))/(solidez(n)*cn(n)) + 1 ) ;
480     an(n) = 1/ ( ( 4*F(n)*sin(b(n))*cos(b(n)))/(solidez(n)*ct(n)) -1 ) ;
481
482
483
484 %         if ax(n) > 0.3;
485 %         ct(n) = 4*ax(n)*( 1 - 0.25*(5 - 3*ax(n))*ax(n))*F(n);
486 %         end
487
488
489
490     newan(n) = an(n);
491     newax(n) = ax(n);
492
493
494     erro = abs(newax(n) - oldax(n));
495
496     cont = cont +1;
497
498     if cont == maxcont;
499     erro = 0.000001;
500     end
501
502
503

```

```

504
505
506     end
507
508     ax(N) = 1;
509     an(N) = -1;
510
511     end
512
513     for n=1:N
514
515         %forças e torques sem dif
516         dFn(n) = F(n)*D*(V(k).^2)*ax(n)*(1-ax(n))*4*pi.*r(n)*dr;
517         dFt(n) = F(n)*D*(V(k))*(1-ax(n))*omega*r(n)*an(n)*4*pi.*r(n)*dr;
518         dT(n) = 0.5*D*V(k)*B*(1-ax(n))*omega*r(n)*(1+an(n))
519             *c(n)*ct(n)*r(n)*dr/(sin(b(n))*cos(b(n)));
520         dP(k,n) = dT(n)*omega;
521
522     end
523
524
525
526
527
528
529
530 Fn = trapz(r,dFn./dr) %sum(dFn,2)
531 FT = trapz(r,dFt./dr) %sum(dFt,2)
532 T = trapz(r,dT./dr) %sum(dT,2)
533 Ptt(k) = trapz(r,dP(k,:)./dr)/1000; %sum(dP,2)
534
535
536
537
538     end
539
540
541
542
543
544
545

```

```
546
547 TAB(:,1) = lambi';
548 TAB(:,2) = Cp';
549 TAB(:,3) = Cp2';
550 TAB(:,4) = lambid';
551
552
553
554 save TAB.plt TAB -ASCII
555
556
557 [iz , z]=max(Cp);
558
559 [is , s]=max(CL);
560
561 rotboa = lambi(z)*Vo/(Rmax*2*pi)*60
562
563 Cp(z)
564 Cp2(z)
565
566 alpha(s)
567
568 P(z)
569 Pd(z)
```