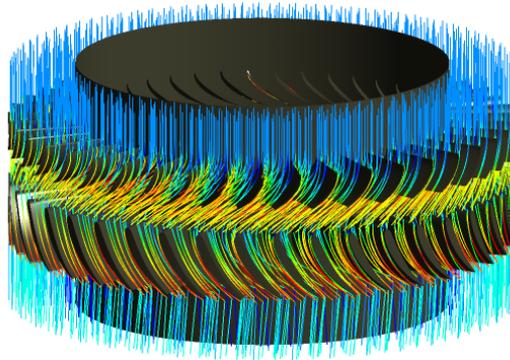




TÉCNICO
LISBOA



Projeto de uma Turbina de Rotor Duplo Axial com Válvulas Auto-retificadoras para Conversores de Energia das Ondas

Ana Catarina Louro Paralta

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientadores: Prof. João Carlos de Campos Henriques
Prof. Luís Manuel de Carvalho Gato

Júri

Presidente: Prof. Carlos Frederico Neves Bettencourt da Silva
Orientador: Prof. João Carlos de Campos Henriques
Vogal: Prof. João Eduardo de Barros Teixeira Borges

Julho 2017

Resumo

A investigação e o desenvolvimento de técnicas para conversão de energia das ondas são incentivados pela necessidade atual de, por motivos ambientais, aumentar a quota de energia obtida através de fontes renováveis. Embora a utilização do dispositivo de coluna de água oscilante seja considerado o método mais adequado, não existe um consenso generalizado relativamente ao tipo de turbina que deve ser adotado.

O trabalho presente consiste no projeto da geometria de um andar de uma turbina de reação. Inicialmente, o projeto unidimensional permite obter os triângulos de velocidades do escoamento. A aplicação de um método de projeto inverso para escoamento potencial possibilita a iteração da linha média da geometria do perfil bidimensional até que as características impostas sejam satisfeitas. O escoamento axial e uniforme assumido a montante do estator permite a adoção de uma distribuição de espessura conhecida. Dada a larga gama de condições de funcionamento requerida, a distribuição de espessura do rotor é otimizada de forma apresentar uma distribuição de coeficiente de pressão que permita obter resultados de desempenho favoráveis quando o ângulo de entrada sofre um determinado desvio. O estudo numérico bidimensional e tridimensional é, posteriormente, requerido de forma a verificar a consistência do projeto realizado em escoamento viscoso. O software comercial ANSYS Fluent e ANSYS CFX são utilizados.

A curva de rendimento obtida com a geometria final revelou-se notavelmente apropriada para um dispositivo para conversão de energia das ondas dado que apresenta uma eficiência máxima elevada assim como uma gama de condições de funcionamento ampla e achatada.

Palavras-chave: Energia das ondas, Dispositivos Coluna de Água Oscilante, Turbina de Rotor Duplo Axial, Turbina de Reação, Mecânica de Flúidos Computacional

Abstract

The research and development of wave energy converters is encouraged by the current energy market tend to increase renewable energy sources quota due to the environmental impact of fossil energy sources. Although the concept of oscillating water column is well established as the most common method for wave energy conversion, the choice of turbine to be used on this device is still a relevant investigation topic.

This thesis consists in the design of a reaction turbine stage. From an initial one-dimensional analysis, it is possible to obtain the flow velocity triangles. Through an inverse design method on the assumption of potential flow, the two-dimensional blade mean line is iterated until the required flow characteristics are verified. The flow upstream the stator is assumed to be axial and uniform, consequently, a known thickness distribution is applied to this component. Since a wave energy device requires a wide range of operating conditions, the rotor thickness distribution is optimized for a certain pressure coefficient distribution which allows the deviation of the inlet flow angle without a significant impact on efficiency. A numerical analysis of the two-dimensional and three-dimensional viscous flow is, then, required to verify the previous design process. ANSYS Fluent and ANSYS CFX are used.

The performance map for the designed turbine successfully exhibited a high peak efficiency as predicted and, additionally, a wide flat operating range appropriate for a wave energy converter.

Keywords: Wave Energy, Oscillating Water Column, Twin-Rotor Axial-Inflow Turbine, Reaction Turbine, Computational Fluid Dynamics

Índice

Nomenclatura	ix
Lista de Tabelas	x
Lista de Figuras	xiii
1 Introdução	1
1.1 Objetivos do Trabalho	3
2 Revisão de Literatura	4
2.1 Energia das Ondas	4
2.2 Dispositivos Coluna de Água Oscilante	4
2.3 Tipos de Turbinas em Aplicações Coluna de Água Oscilante	6
2.4 Projeto de Turbinas Axiais com Recurso a Mecânica de Fluidos Computacional	8
3 Metodologia	11
3.1 Projeto Preliminar da Turbina	12
3.1.1 Características para o perfil médio	13
3.1.2 Teoria do Equilíbrio Radial e Teoria do Disco Atuante	16
3.2 Distribuição do Coeficiente de Pressão	19
3.3 Algoritmo para o Cálculo da Geometria do Perfil	22
3.3.1 Distribuição da Velocidade Tangencial Média	23
3.3.2 Método de Correção da Curvatura da Linha Média	25
3.3.3 Método de Cálculo do Escoamento em torno do Perfil	25
3.4 Método de Otimização da Espessura	28
3.4.1 Otimização Multi-Objetivo	29
3.5 Estudo Numérico do Escoamento	30
3.5.1 Definição do Problema e Condições Fronteira	31
3.5.2 Modelos Matemáticos	33
3.5.3 Malha	36
3.5.4 Avaliação do Erro Numérico	36
4 Projeto do Estator	38

4.1	Avaliação do erro de discretização espacial	39
4.2	Distribuições de espessura obtidas recorrendo ao algoritmo de otimização	41
4.3	Distribuições de espessura típicas em aplicações de turbomáquinas axiais	43
4.4	Influência do rácio entre o passo e a corda axial	45
4.5	Geometria tridimensional para o estator	47
5	Projeto do Rotor	49
5.1	Influência dos parâmetros do algoritmo de otimização	51
5.2	Erros e convergência dos resultados	52
5.3	Geometria com gradiente de pressão maioritariamente nulo	53
5.3.1	Influência do rácio passo-corda axial na optimização de espessura	53
5.4	Geometria com gradiente de pressão maioritariamente favorável	55
5.4.1	Influência do desvio de ângulo de entrada considerado para a otimização	55
5.4.2	Influência do número de pontos de espessura na otimização	57
5.4.3	Otimização com bordo de fuga arredondado	58
5.4.4	Geometria tridimensional com ângulos de saída corrigidos	59
5.4.5	Correção da espessura mínima junto ao bordo de fuga	60
6	Estudo Numérico do Escoamento Tridimensional	62
6.1	Projeto tridimensional da turbina	62
6.2	Avaliação do erro de discretização espacial	64
6.3	Características do escoamento tridimensional entre pás	66
6.4	Curva de rendimento da turbina	71
6.5	Efeito do modelo de turbulência adotado nas características do escoamento	72
6.6	Efeito do espaçamento entre o bordo marginal e o invólucro exterior conduta	74
7	Conclusões	75

Nomenclatura

a	constante
b	corda axial, constante
c	corda, posição complexa dos pontos dos painéis
C_d	coeficiente de resistência
C_f	coeficiente de tensão de corte superficial
C_l	coeficiente de sustentação
C_p	coeficiente de pressão
D	força de resistência, dimensão do domínio
E_r	energia fornecida pelo fluido ao rotor
F	função
h	entalpia, tamanho característico da malha
h_0	entalpia total
I	intensidade de turbulência
k	energia cinética de turbulência, ponto de controlo
L	força de sustentação
\dot{m}	caudal mássico
\bar{M}_y	média mássica da velocidade tangencial
N	número de elementos da malha
n	número da iteração
p	pressão estática, ordem de convergência da solução
P_k	produção de energia cinética
Q	coeficiente de indução
R	grau de reação
Re	número de Reynolds
r	raio
r_{ext}	raio da caixa
r_{int}	raio do cubo
r_{med}	raio médio
s	entropia
t	passo, espessura normal do perfil, tempo
T	temperatura
u	velocidade instantânea
\bar{u}	velocidade média
u'	flutuação da velocidade
u_τ	velocidade de fricção
U	velocidade de transporte da pá
V	módulo da velocidade absoluta
$V_{a,t,r}$	componentes axial, tangencial e radial da velocidade absoluta

V_m	velocidade média
U_m	velocidade de rotação no raio médio
w	velocidade complexa
W	módulo da velocidade relativa
y^+	coordenada da lei da parede
z	posição complexa do ponto de fronteira
Z	número de pás
α	ângulo absoluto do escoamento, ângulo do escoamento de aproximação
β	ângulo relativo do escoamento, ângulo dos painéis relativamente à direção horizontal
Δp	diferença de pressão entre o extradorso e o intradorso
δ	distância axial entre o bordo de fuga estator e o bordo de ataque do rotor, estimativa do erro da solução
γ	intensidade dos vórtices
Γ	circulação total gerada pela distribuição de vórtices
ν	viscosidade cinemática
ω	velocidade de rotação, frequência da turbulência, factor de relaxação
ϕ	coeficiente de caudal, variável genérica
ψ	coeficiente de altura
ρ	massa volúmica
θ	ângulo de inclinação da linha média
σ	intensidade de fonte
χ	rácio entre Er no raio interior e no raio exterior
Ω	velocidade de rotação angular

Lista de Tabelas

Tabela 1.1	Condições da instalação que restringem o projeto da turbina.	2
Tabela 3.1	Valor das constantes para o modelo de turbulência presente.	35
Tabela 4.1	Características do escoamento através do estator.	38
Tabela 4.2	Variação de parâmetros representativos do escoamento com o grau de refinamento da malha.	40
Tabela 4.3	Valor da incerteza do valor do coeficiente de sustentação e do valor do coeficiente de resistência para a malha mais refinada.	41
Tabela 4.4	Localização do ponto de separação previsto pelo critério de Stratford.	42
Tabela 4.5	Resultados do ângulo de saída, coeficiente de sustentação e coeficiente de resistência para o escoamento viscoso em torno do perfil em cascata.	42
Tabela 4.6	Comparação entre os coeficientes de sustentação e de resistência para as diferentes distribuições de espessura.	44
Tabela 4.7	Características do escoamento para os diferentes valores de rácio passo-corda axial.	46
Tabela 4.8	Características do escoamento para cada um dos três perfis bidimensionais projetados do estator.	48
Tabela 5.1	Características do escoamento para os perfis do rotor.	49
Tabela 5.2	Características do escoamento para os perfis com gradiente de pressão nulo com diferentes valores de rácio passo-corda axial.	54
Tabela 5.3	Características do escoamento para as diferentes gamas de ângulo de entrada utilizadas na otimização.	56
Tabela 5.4	Características do escoamento viscoso para os diferentes números de pontos de espessura adotados na otimização.	58
Tabela 5.5	Características do escoamento viscoso para o perfil obtido através da otimização com o valor da espessura no bordo de fuga não nulo.	59
Tabela 5.6	Características do escoamento para a geometria final com e sem modificação do bordo de fuga.	61
Tabela 6.1	Características da geometria tridimensional para o raio médio.	63

Tabela 6.2 Características das diferentes malhas utilizadas e resultado de rendimento total-total respectivo.	64
Tabela 6.3 Valor do rendimento total-total através do estator para cada um dos modelos de turbulência utilizados.	72
Tabela 6.4 Valor do rendimento total-total e da magnitude da velocidade tangencial à saída do rotor para o caso de distância entre o bordo marginal do rotor e a parede da conduta de 0,5mm e de 0,0mm.	74

Lista de Figuras

Figura 2.1	Tipos de configuração de dispositivos CAO. Retirado de [1].	5
Figura 2.2	Esquema com a variação da quantidade de energia em função da distância à costa. Retirado de [2].	6
Figura 2.3	Esquema da circulação de ar num dispositivo CAO equipado com uma turbina unidirecional. Retirado de [3].	7
Figura 2.4	Configuração de uma turbina Wells à esquerda, retirado de [4]. Configuração de uma turbina axial de impulso auto-retificadora com a representação da cascata de pás bidimensional respetiva à direita, retirado de [5].	7
Figura 2.5	Configuração de uma turbina axial de impulso auto-retificadora com a representação da cascata de pás bidimensional respetiva à esquerda. Comparação da variação da eficiência com o coeficiente de caudal para diversos tipos de turbina à direita. Retirados de [6].	8
Figura 3.1	Posição radial dos perfis bidimensionais, R_1 , R_2 e R_3 , relativamente ao eixo de axissimetria da turbomáquina.	11
Figura 3.2	Configuração do estator e rotor com os respectivos diagramas de velocidades. 1 corresponde à entrada do estator, 2 à saída do estator e entrada do rotor e, 3 à saída do rotor.	13
Figura 3.3	Gráfico de performance para uma turbina axial de um andar com grau de reacção de 0,5. Retirado de [7].	14
Figura 3.4	Representação do triângulo de velocidades que caracteriza o escoamento médio.	15
Figura 3.5	Interação das velocidades axiais resultantes do escoamento através do estator e do rotor.	18
Figura 3.6	Distribuição da velocidade tangencial à esquerda e distribuição da velocidade axial à direita em função da posição radial, ambas adimensionalizadas pelo valor da velocidade de rotação no raio médio, U_m	19
Figura 3.7	Variação dos ângulos do escoamento em função da posição radial.	19
Figura 3.8	Distribuição qualitativa de C_p pretendida para a) extradorso e b) intradorso com uma variação de c) carga entre as duas faces constante.	21
Figura 3.9	Representação do algoritmo de cálculo da geometria do perfil através de um diagrama de blocos.	23

Figura 3.10	Representação do volume finito utilizado para calcular \overline{M}_y .	24
Figura 3.11	Distribuição de \overline{M}_y .	25
Figura 3.12	Sobreposição de escoamentos.	26
Figura 3.13	Distribuição de painéis na superfície do perfil. Retirado de [8].	26
Figura 3.14	Algoritmo do método de evolução diferencial.	28
Figura 3.15	Distribuição de espessura com os respectivos pontos de controlo.	29
Figura 3.16	Domínio e condições fronteira para a cascata de pás do raio médio.	31
Figura 3.17	Distribuição de velocidade típica num escoamento turbulento. Retirado de [9].	33
Figura 3.18	Representação dos blocos e do respectivo tipo de malha utilizada para a construção da malha bidimensional.	36
Figura 4.1	Representação da variação do coeficiente de sustentação, à direita, e do coeficiente de resistência, à esquerda, com o refinamento de malha incluindo a respectiva função resultante do método de mínimos quadrados.	40
Figura 4.2	Representação das geometrias do perfil do raio médio do estator resultantes da otimização da distribuição de espessura, à esquerda, e das distribuições do coeficiente de pressão correspondentes, à direita.	41
Figura 4.3	Representação da geometria para as distribuições de espessura A3K7, B1E111, C4, NACA6510 e T6.	43
Figura 4.4	Representação da distribuição do coeficiente de pressão em escoamento potencial, à esquerda, e a distribuição de pressão total em escoamento viscoso, à direita, para os perfis A3K7, B1E111, C4, NACA6510 e T6.	44
Figura 4.5	Comparação entre a distribuição de pressão total as distribuições de espessura NACA6510 e T6.	45
Figura 4.6	Representação da variação do coeficiente de sustentação, à esquerda, e da variação do coeficiente de resistência, à direita, com o valor do rácio passo-corda axial.	46
Figura 4.7	Representação da variação do rácio $C_d \cdot (b/t)$ com o valor do rácio passo-corda axial.	47
Figura 4.8	Geometria final dos três perfis bidimensionais projetados do estator, à esquerda, e respectiva distribuição do coeficiente de pressão em escoamento potencial, à direita.	47
Figura 5.1	Variação da energia trocada entre o fluido e o rotor ao longo do raio adimensionalizada pelo valor no raio do bordo marginal da turbina.	50
Figura 5.2	Variação do erro relativo da função objetivo ao longo das cerca de 1700 avaliações realizadas.	52
Figura 5.3	Representação da geometria resultante da imposição de um gradiente de pressão nulo ao longo da corda para um valor de rácio entre o passo e a corda axial obtido pelo critério de Zweifel.	53
Figura 5.4	Representação da geometria resultante da imposição de um gradiente de pressão nulo ao longo da corda para um valor de rácio entre o passo e a corda axial de 0,5.	54

Figura 5.5 Geometria do perfil com um gradiente de pressão maioritariamente favorável para uma otimização do ângulo de saída numa gama de 2° e de 5°.	55
Figura 5.6 Distribuição do coeficiente de pressão em escoamento potencial em torno do perfil para uma otimização do ângulo de saída com um desvio de 5° e de 2°.	56
Figura 5.7 Geometria do perfil com um gradiente de pressão maioritariamente favorável para uma otimização com 4 pontos e com 5 pontos de espessura.	57
Figura 5.8 Distribuição do coeficiente de pressão em escoamento potencial em torno do perfil para uma otimização com 4 pontos e com 5 pontos de espessura.	58
Figura 5.9 Geometria do perfil obtido através da otimização com o valor da espessura no bordo de fuga não nulo e respectiva distribuição do coeficiente de pressão.	58
Figura 5.10 Geometria final dos três perfis bidimensionais projetados do rotor.	59
Figura 5.11 Distribuição do coeficiente de pressão para os três perfis bidimensionais projetados do rotor.	60
Figura 5.12 Representação da modificação da configuração bordo de fuga.	61
Figura 6.1 Representação da variação do rendimento total-total com o refinamento da malha e respectiva função resultante do método dos mínimos quadrados.	64
Figura 6.2 Representação da configuração da malha para o estator, à esquerda, e para o rotor, à direita.	65
Figura 6.3 Representação em pormenor do refinamento junto ao bordo de ataque para o estator, à esquerda, e para o rotor, à direita.	65
Figura 6.4 Representação em pormenor do refinamento junto ao bordo de fuga para o estator, à esquerda, e para o rotor, à direita.	66
Figura 6.5 Linhas de corrente para a geometria projetada em escoamento viscoso à esquerda e linhas de corrente na superfície das pás.	66
Figura 6.6 Variação da pressão estática e da pressão de estagnação ao longo do andar da turbina.	67
Figura 6.7 Variação da magnitude da velocidade tangencial ao longo do andar da turbina.	68
Figura 6.8 Variação da magnitude das diferentes componentes da velocidade, adimensionadas pelo valor da velocidade de rotação no raio médio, ao longo da envergadura numa posição a jusante do rotor.	69
Figura 6.9 Distribuição da pressão em torno dos três perfis localizados respectivamente a 10%, 50% e 90% da envergadura da pá para o estator, à esquerda, e para o rotor, à direita.	69
Figura 6.10 Representação dos contornos de magnitude da velocidade em torno do perfil da pá do estator e do rotor para 3 posições ao longo da envergadura.	70
Figura 6.11 Curva de rendimento total-total.	71
Figura 6.12 Comparação da curva de rendimento total-total resultante do estudo numérico com a curva de funcionamento de [7].	71

Figura 6.13 Distribuição do valor de y^+ para três perfis localizados respectivamente a 10%, 50% e 90% da envergadura da pá para o estator à esquerda e para o rotor à direita. . . .	72
Figura 6.14 Representação dos contornos de entropia através do andar da turbina.	73

Capítulo 1

Introdução

A presente dissertação consiste no projeto e estudo numérico do conjunto estator e rotor de uma turbina axial que irá ser incorporada num dispositivo coluna de água oscilante (CAO) para conversão de energia das ondas. Este dispositivo consiste num circuito aberto onde a duplicação do sistema composto pela turbina permite a circulação unidirecional do ar.

Nos últimos anos, dispositivos com turbinas bidirecionais que não requerem a utilização de um sistema de válvulas de direcionamento do escoamento, turbinas auto-retificadoras, têm sido alvo de grande investimento, dada a necessidade de redução dos custos fixos de produção e de manutenção em projetos de conversão de energia das ondas. No entanto, verifica-se que turbinas unidirecionais apresentam um valor de eficiência máxima superior assim como uma larga gama de elevada eficiência. Surge, desta forma, a necessidade de escolher entre o favorecimento de factores de desempenho do sistema em detrimento de factores económicos ou vice-versa. A motivação deste trabalho assenta, por conseguinte, na exploração desta vertente de examinar se a melhoria no desempenho desta presente configuração permite colmatar a desvantagem de custos inerente.

O dispositivo do projeto atual consiste na utilização de duas turbinas unidirecionais a funcionar em paralelo onde cada uma possui um sistema de canais de escoamento e de válvulas próprio. Esta configuração possibilita a utilização de um gerador para cada turbina ou de um gerador comum sendo que as turbinas estariam acopladas ao mesmo veio, embora este tópico e os seus efeitos no desempenho não estejam incluídos no âmbito deste trabalho. Por conveniência e porque a diferença entre as características do escoamento de entrada e de saída do dispositivo CAO são desprezadas, a geometria das duas turbinas é igual.

A turbina cuja geometria será projetada é, então, caracterizada por uma única direção do escoamento e está limitada às condições da instalação presentes na tabela 1.1.

Numa fase inicial será realizado o projeto unidimensional da turbina recorrendo a correlações existentes na literatura para escoamentos representativos de forma a obter os triângulos de velocidades que permitem a minimização das perdas.

Tabela 1.1: Condições da instalação que restringem o projeto da turbina.

Velocidade de rotação	Número de Reynolds	Diâmetro exterior da turbina	Razão entre o diâmetro interior e exterior
750 rpm	$1,3 \cdot 10^6$	1 m	0,68

O procedimento de projeto da geometria das pás assume que o escoamento pode ser considerado bidimensional, sendo que três secções da envergadura da pá são selecionadas e a geometria de cada uma é calculada independentemente. Posteriormente, a geometria tridimensional da pá é obtida por extrapolação destas.

O resultado do projeto unidimensional infere que a geometria do estator e do rotor não sejam semelhantes dadas as diferenças do escoamento através de cada um dos elementos. Consequentemente, haverá dois processos de cálculo da geometria apesar de ambos terem como base o mesmo método de projeto inverso que efetua o cálculo do escoamento potencial em torno do perfil da pá e que atualiza a geometria da linha média iterativamente até as características pretendidas para o escoamento serem verificadas.

A geometria do estator tem por base um estudo do resultado de diversas distribuições de espessura conhecidas, comuns em aplicações de escoamento axial, nas condições de escoamento presentes de forma a analisar a que permite minimização das perdas. Por outro lado, a distribuição de espessura do rotor será o resultado de uma otimização com determinados critérios para o escoamento resultante, nomeadamente a distribuição do coeficiente de pressão ao longo da corda.

Posteriormente, é realizado o estudo numérico do escoamento em condições de viscosidade não nula recorrendo a um software comercial de forma a avaliar quantitativamente o efeito das perdas não consideradas durante a fase de projeto. O estudo é inicialmente apenas realizado para os perfis bidimensionais. Após a análise destes resultados de desempenho, é realizada a simulação do escoamento tridimensional para a geometria da turbina.

O capítulo seguinte consiste num enquadramento deste trabalho no âmbito do desenvolvimento de tecnologias de conversão da energia das ondas e inclui um resumo do panorama histórico de projeto de turbomáquinas com recurso a ferramentas de mecânica de fluídos computacional até aos dias de hoje.

O capítulo três descreve a metodologia para o projeto do estator e do rotor desde o projeto unidimensional da turbina até à descrição dos algoritmos de cálculo de escoamento, de cálculo da geometria da pá e de otimização da espessura da pá do rotor. Este capítulo inclui também a descrição do modelo computacional utilizado para simular o escoamento através da turbina e apresenta a configuração dos parâmetros utilizados para obter resultados adequados nas simulações do escoamento.

Os capítulos posteriores apresentam a descrição do procedimento adotado para o projeto do estator e o rotor, respetivamente, onde são apresentados os vários critérios testados para a obtenção da geometria dos perfis bidimensionais. O desempenho dos perfis em escoamento viscoso determina a escolha de determinado critério em detrimento de outro e considera-se, então, que desta forma é

possível encontrar a geometria mais adequada para as condições de escoamento atuais.

O estudo do escoamento tridimensional é apresentado no capítulo seis para que a validade do projeto unidimensional e bidimensional realizado previamente possa ser comprovada.

O capítulo final contém as principais conclusões deste trabalho que refletem o resultado da concretização dos objetivos descritos abaixo. Propostas para trabalhos futuros também estão incluídas neste capítulo.

1.1 Objetivos do Trabalho

O produto final pretendido com este trabalho é uma geometria do rotor e do estator para uma nova turbina unidirecional compatível com as condições de funcionamento do dispositivo de coluna de água oscilante, onde esta irá ser aplicada, e é igualmente desejável que o desempenho destas geometrias se revele favorável.

Com base numa revisão de literatura extensa, a criação e aplicação do método de projeto da geometria das pás que mais se adequa à situação presente e ao poder computacional disponível é também um dos pontos relevantes deste trabalho. Posteriormente, a realização da análise das características do escoamento da geometria obtida recorrendo a um código comercial é pretendida.

Num panorama mais geral, o objetivo deste projeto é a contribuição para o desenvolvimento de novas tecnologias de conversão da energia das ondas mais eficazes e economicamente viáveis, com o intuito de a longo prazo permitir uma presença significativa desta fonte de energia na produção de energia elétrica mundial.

Capítulo 2

Revisão de Literatura

2.1 Energia das Ondas

Atualmente, o crescente consumo de eletricidade a nível mundial juntamente com a promoção de fontes de energia renováveis em detrimento de fontes de energia fósseis, devido ao seu impacto ambiental, torna conveniente o desenvolvimento de tecnologias de conversão da energia das ondas. Quando comparado com outros processos de produção de energia, reconhece-se que este é um conceito não explorado em todo o seu potencial e, conseqüentemente, é ainda pouco viável economicamente para possibilitar projetos de grande escala. Por outro lado, possui a vantagem competitiva de as ondas terem a maior densidade de energia de entre as fontes renováveis, [10].

A energia das ondas é originada pelo vento que afeta a superfície livre do mar que, por sua vez, tem origem na energia solar que causa variações de temperatura ao longo da superfície terrestre. O potencial deste recurso é evidente pela observação da ondulação em zonas costeiras, mais concretamente, pode satisfazer as necessidades energéticas mundiais em cerca de 10-25%, [11]. Logo, a previsão de que este recurso possa ser no futuro uma fonte de energia significativamente presente no panorama global de produção energética não é desmedida.

2.2 Dispositivos Coluna de Água Oscilante

O conceito de dispositivo de coluna de água oscilante surgiu publicado pela primeira vez na década de 70, tendo sido alvo de diversas investigações e construção de protótipos testados em condições reais ao longo dos anos. Esta é atualmente a principal tecnologia de conversão de energia das ondas pois destaca-se pela simplicidade do seu mecanismo e funcionamento. Uma descrição detalhada da evolução desta tecnologia pode ser encontrada em [5].

O corpo do dispositivo tem uma câmara de ar interior que, quando sujeita à ondulação marinha é alvo de variações de pressão, o que provoca o movimento da superfície livre da água. O princípio de funcionamento baseia-se, então, num simples sistema pneumático onde o ar é alternadamente comprimido e descomprimido enquanto é forçado a passar através de uma turbina acoplada a um

gerador elétrico.

Há dois tipos de instalação possíveis, fixos e flutuantes, representados de forma simplificada na Figura 2.1. O primeiro é possível em localizações junto à costa ou mesmo na costa, onde a quantidade de energia das ondas explorável é inferior relativamente à disponível longe da costa, como mostrado na Figura 2.2. É, no entanto, a acessibilidade, assim como, o custo da infraestrutura e manutenção da mesma que tornou este tipo de instalação bastante atrativo principalmente na década de 90. Colmatando o problema da baixa quantidade de energia disponível para conversão, os dispositivos flutuantes apresentam-se como uma solução com um funcionamento e mecanismo simples que não necessita de infraestruturas externas de fixação, apenas de cabos de amarração. A desvantagem evidente é o custo de manutenção e necessidade de uma elevada resistência do sistema a condições de funcionamento extremas, dado que podem ser sujeitos a alturas de onda superiores a 30 metros. Em conclusão, a escolha tem de ser ponderada com base nas vantagens de um tipo de instalação que se revelam como as desvantagens do outro tipo.

Atualmente, os projetos que estão a ser desenvolvidos e implementados como protótipos apresentam duas configurações que estão claramente a ganhar relevância pelas suas vantagens evidentes. Estas são a integração de dispositivos CAO em infraestruturas quebra-mar e a instalação de diversos dispositivos CAO numa única plataforma flutuante.

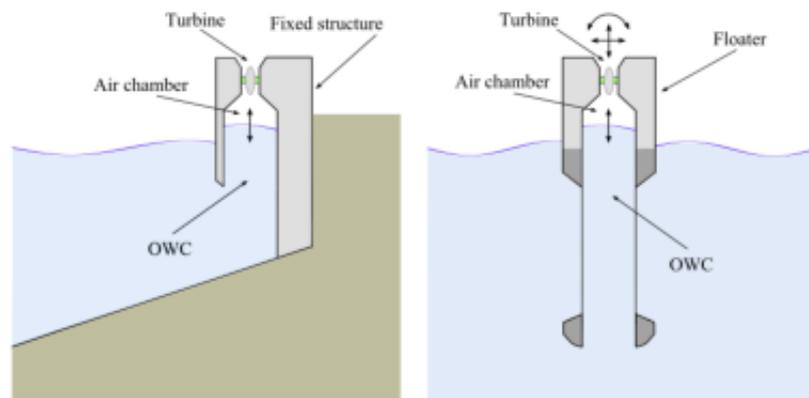


Figura 2.1: Tipos de configuração de dispositivos CAO. Retirado de [1].

O processo de conversão de energia consiste em três etapas: quando o movimento da superfície da água é convertido em pressão pelo dispositivo CAO, quando a energia pneumática do ar é convertida em energia mecânica de rotação pela turbina e, finalmente, quando esta é convertida em energia elétrica pelo gerador acoplado. Dada a eficiência bastante elevada do primeiro e último processo de cerca de 90% , conclui-se que atualmente a investigação de melhorias está centrada na escolha e na melhoria da eficiência da turbina instalada, [6].

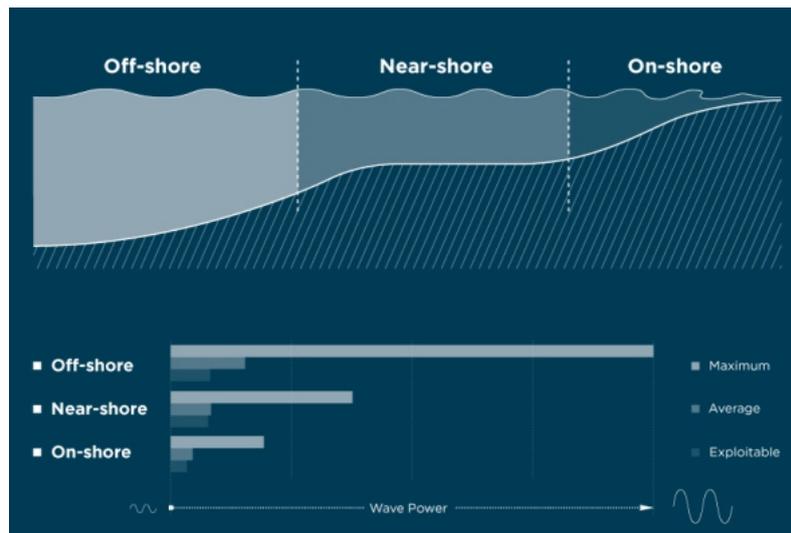


Figura 2.2: Esquema com a variação da quantidade de energia em função da distância à costa. Retirado de [2].

2.3 Tipos de Turbinas em Aplicações Coluna de Água Oscilante

Dada a fase de desenvolvimento em que se encontra a tecnologia em questão, não é possível afirmar que existe uma configuração ideal de turbina e canais de escoamento para um dispositivo de coluna de água oscilante. Destacam-se, no entanto, as turbinas Wells como o tipo de turbina mais testado em protótipos. Em [12], uma descrição detalhada dos diversos tipos de turbina aplicados em dispositivos CAO é apresentada, sendo que nesta secção, apenas os principais tipos de turbinas serão abordados.

Relativamente a dispositivos caracterizados por apenas uma única turbina, estas agrupam-se em duas categorias principais: turbinas unidireccionais e turbinas auto-retificadoras. Esta última é preferida em detrimento da primeira em instalações de dimensões significativas, pois dispensa a utilização de um sistema de válvulas de não retorno que não conseguem cumprir os curtos tempos de reacção exigidos por caudais elevados e cujo tempo de vida, em consequência, é curto. A Figura 2.3 apresenta a configuração de uma turbina unidireccional com o referido sistema de válvulas. Também a simplicidade do sistema mecânico associado a um menor custo da instalação, tornam a escolha de turbinas auto-retificadoras mais vantajosa.

A turbina Wells é um tipo de turbina auto-retificadora que, resumidamente, se caracteriza por possuir velocidade de rotação unidireccional num escoamento bidireccional. Composta por um rotor com pás de perfis simétricos cujas cordas se encontram alinhadas com o plano perpendicular à direcção do escoamento, Figura 2.4, a turbina Wells pode recorrer ou não a dois conjuntos de pás estáticas para guiar o escoamento, uma a montante do rotor e outra a jusante. Para a configuração com pás guia, a relação entre a queda de pressão através do rotor e o caudal é linear, o que é bastante vantajoso num dispositivo CAO, no entanto, a estreita gama de eficiência elevada quando o caudal é variado revela uma limitação na aplicação deste tipo de turbina, [4].

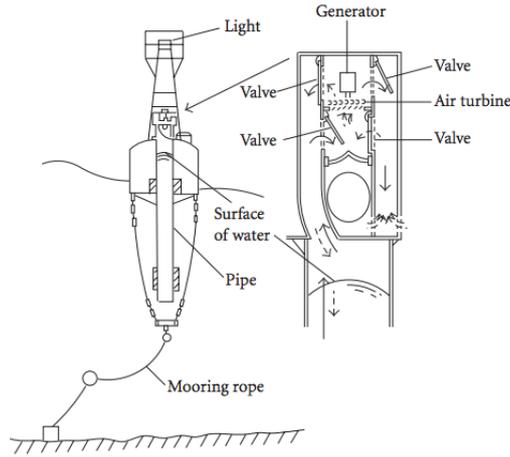


Figura 2.3: Esquema da circulação de ar num dispositivo CAO equipado com uma turbina unidirecional. Retirado de [3].

A turbina axial de impulso auto-retificadora surge como uma alternativa à turbina Wells, em que, de forma a permitir um escoamento bidirecional, o ângulo de entrada é igual ao ângulo de saída do escoamento, o que resulta num perfil simétrico em relação ao plano perpendicular ao eixo axial com dois conjuntos de pás guia também colocadas simetricamente, como é visualizado na Figura 2.4. Devido ao elevado ângulo de incidência do escoamento no segundo conjunto de pás, as perdas aerodinâmicas resultantes são a desvantagem mais determinante para este tipo de turbina. Quando comparado à turbina Wells, a turbina de impulso apresenta uma maior gama de eficiência elevada consoante o valor do caudal, contudo, o pico de eficiência é cerca de 30% inferior.

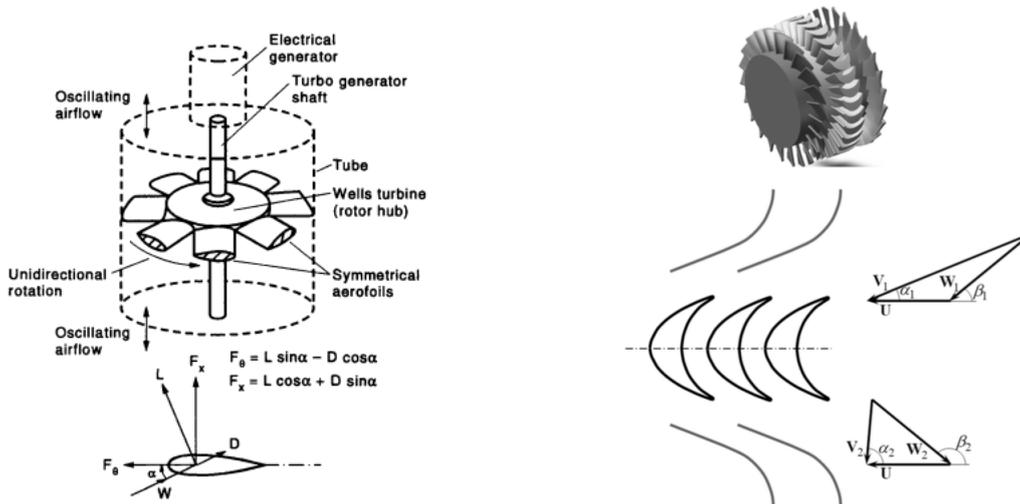


Figura 2.4: Configuração de uma turbina Wells à esquerda, retirado de [4]. Configuração de uma turbina axial de impulso auto-retificadora com a representação da cascata de pás bidimensional respetiva à direita, retirado de [5].

Em resposta às limitações de eficiência verificadas para as turbinas referidas anteriormente, a hipótese de recorrer a duas turbinas de um andar unidirecionais, usualmente aplicadas em turbinas

a gás e caracterizadas por elevados valores de eficiência, é apropriada. Estas turbinas idênticas são associadas em paralelo na medida em que o escoamento que entra na câmara de ar do dispositivo passa através de uma turbina, enquanto que o escoamento que sai atravessa a outra turbina, como demonstrado na Figura 2.5. Cada rotor da turbina tem a montante do escoamento um estator associado e pode existir um só gerador elétrico em que as duas turbinas estão fixas ao mesmo eixo ou alternativamente um gerador associado a cada turbina. Esta última opção é mais vantajosa pois não implica que as turbinas tenham idêntica velocidade de rotação, ou seja, não há uma percentagem do trabalho mecânico resultante da passagem do escoamento desperdiçada em vencer as forças de inércia da segunda turbina.

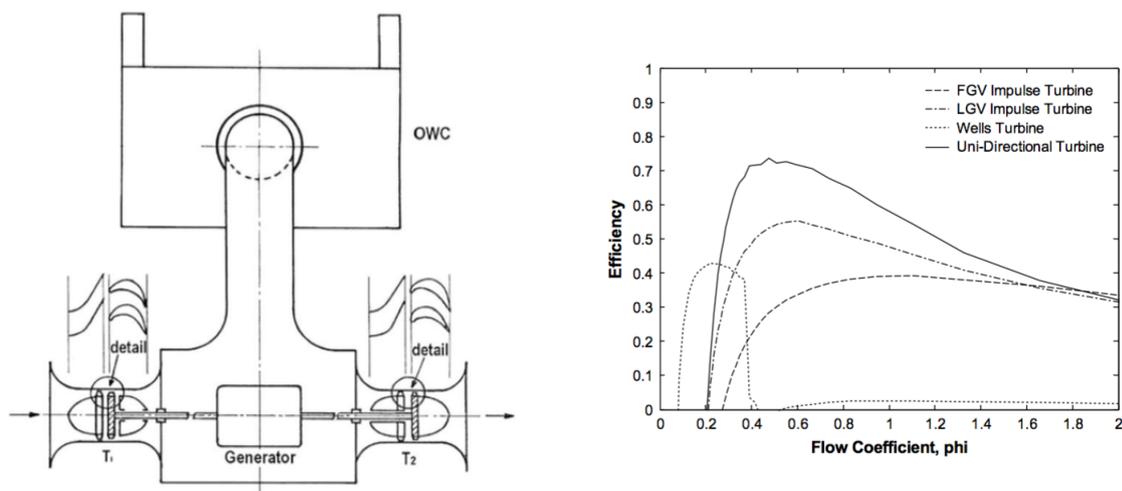


Figura 2.5: Configuração de uma turbina axial de impulso auto-retificadora com a representação da cascata de pás bidimensional respetiva à esquerda. Comparação da variação da eficiência com o coeficiente de caudal para diversos tipos de turbina à direita. Retirados de [6].

Com os resultados experimentais obtidos em [6], confirma-se a maior eficiência total, cerca de 50%, do dispositivo CAO equipado com duas turbinas unidireccionais quando comparada a resultados obtidos com outras configurações anteriormente referidas em condições de teste semelhantes. Este facto incentiva a investigação desta tecnologia, no entanto, os custos económicos da duplicação do sistema, composto por turbina, tubeira e gerador elétrico, representam claramente um entrave. Atualmente existe a necessidade de avaliar a razão custo-benefício deste tipo de configuração de forma a poder esclarecer qual a melhor configuração de turbina num dispositivo CAO.

2.4 Projeto de Turbinas Axiais com Recurso a Mecânica de Fluidos Computacional

No final da década de 1930, o National Advisory Committee for Aeronautics (NACA), impulsionado pela ameaça de uma possível Segunda Guerra Mundial, desenvolveu com recurso a testes em túneis de vento uma extensa base de dados de geometrias de perfis alares para asas e hélices.

Consequentemente, na década que se seguiu, o projeto de novas geometrias para perfis era dominado pela extrapolação da geometria de perfis conhecidos com base em características de desempenho desejadas, [13].

Com o crescente consumo energético, a investigação e desenvolvimento de turbinas a gás possibilitou a criação de métodos de desenho de perfis em cascata com melhores desempenhos. Nomeadamente o trabalho de Ainley e Mathieson em meados da década de 1950, [14] e [15], que com recurso a dados de testes de perfis em cascata desenvolveram correlações que permitem quantificar o efeito de perdas bidimensionais e tridimensionais na performance. Estes métodos tiveram desde aí uma aplicação bastante extensa no projeto de turbinas axiais até aos dias de hoje.

No entanto, a limitação das condições de funcionamento implícita em projetar perfis a partir de dados experimentais levou à necessidade do desenvolvimento de métodos de mecânica de fluídos computacional (CFD) para aplicação em turbomáquinas. Estes remontam à década de 1940 e podem ser divididos em duas vertentes, métodos diretos e inversos. Os métodos diretos consistem em analisar o escoamento em torno de uma geometria dada, em seguida, através de um processo iterativo, a geometria é alterada e o escoamento novamente calculado até que as características desejadas de escoamento sejam obtidas. Apesar de bastante eficiente, este tipo de método tem a desvantagem do tempo exigido pelo processo e de depender, não só do conhecimento de regras empíricas, mas também da experiência do projetista para obter a geometria desejada. Colmatando estas desvantagens, surgem os métodos inversos que requerem que características de desempenho desejadas sejam conhecidas inicialmente e que realizam o cálculo iterativo da geometria e do escoamento até à obtenção da geometria final.

Numa fase inicial do desenvolvimento de métodos inversos na década de 1950 destaca-se, particularmente, o trabalho de Stanitz que permite a obtenção da forma de um perfil com base numa distribuição de velocidade na superfície, descrito em [16]. O poder computacional limitado implicava que estes primeiros métodos realizassem o cálculo assumindo escoamento potencial.

No âmbito desta tese interessa explorar os métodos existentes na literatura de projeto de pás que permitem o cálculo do escoamento potencial. Para uma larga gama de condições de escoamento, os métodos de escoamento potencial apresentam resultados bastante coerentes com os resultados de escoamento real e, mesmo quando falham, são eficazes a prever alterações no escoamento que determinada mudança de geometria provocaria, [17]. O conhecido método de Hess e Smith, [18], amplamente utilizado e desenvolvido ao longo dos anos, recorre a uma distribuição de singularidades ao longo da superfície do corpo em estudo e através de uma equação integral linear ao longo da fronteira realiza o cálculo do escoamento. Prescindindo de uma malha computacional, este simples método permite a obtenção das características do escoamento em torno de geometrias arbitrárias.

A versatilidade aliada a uma ponderada precisão dos resultados de métodos de cálculo de escoamento potencial justificam a sua extensa aplicação a procedimentos inversos de projeto onde a geometria da pá é atualizada a cada iteração com base no desvio dos resultados em relação às características de funcionamento desejadas. Destacam-se nesta área os trabalhos de Lighthill, [19], com um processo iterativo de alteração de geometria até à obtenção da distribuição de pressão de

superfície pretendida; de Barron, [20], com um processo não iterativo baseado numa transformação de coordenadas von Mises; e de Selig, [21], com um processo baseado numa transformação conforme que permite o projeto para múltiplos pontos de funcionamento (i.e. ângulos de ataque) de uma cascata de pás infinita.

A par do desenvolvimento dos métodos anteriormente descritos, é de referir a importância que métodos para escoamento viscido foram ganhando pelo facto de permitirem o cálculo das perdas viscosas do escoamento. Nomeadamente, a resolução direta das equações de Navier-Stokes que inclui a modelação do crescimento da camada limite viscosa. No entanto, para a maioria das pás de turbinas, a fina espessura da camada limite torna razoável o facto de o cálculo da camada limite ser feito posteriormente à obtenção da distribuição de pressão na superfície em escoamento invíscido, [22].

Quando a distorção da pá ao longo da envergadura, o escoamento através da folga do bordo marginal do rotor e os escoamentos secundários são significativos, a utilização de métodos bidimensionais não é adequada e o cálculo do escoamento tridimensional é requerido. Por conseguinte, métodos de escoamento tridimensional começaram a ser desenvolvidos na década de 80. No entanto, o poder computacional requerido implica que tenham uma aplicação restrita apenas ao seu cálculo para a geometria final na maioria dos casos. Destaca-se neste âmbito o trabalho de Demeulenaere e de Braembussche, [23], que apresenta um processo que permite a alteração da geometria tridimensional das pás através do cálculo do escoamento usando um método baseado nas equações de Euler com vista à obtenção de uma distribuição de pressão prescrita inicialmente.

A evolução futura de técnicas de projeto de turbomáquinas assenta no desenvolvimento de dispositivos com múltiplos andares e, principalmente, na inclusão de efeitos não estacionários. Não obstante esta evolução, é de reforçar que um sólido projeto não descarta da análise prévia das características uni-dimensionais e bidimensionais do escoamento, [24].

Capítulo 3

Metodologia

Dados os objetivos do presente trabalho, é lógico deduzir que este se encontra assente em bases teóricas e experimentais que abrangem desde metodologias com décadas de utilização incluídas na fase de projeto uni-dimensional até métodos relativamente recentes adotados na fase de otimização da geometria. Neste capítulo são, então, apresentadas as metodologias utilizadas no projeto da turbina axial.

A geometria das pás é calculada com base em requisitos definidos para três perfis bidimensionais situados em diferentes posições radiais, sendo estes um perfil perto do cubo da turbomáquina, um perfil perto do invólucro exterior da mesma e um perfil no raio médio, como é ilustrado na Figura 3.1. Desta forma, a geometria da pá ao longo da envergadura é obtida por extrapolação das geometrias bidimensionais dos perfis. Os efeitos de parede determinam a posição relativa entre os diferentes raios, pois, para que o escoamento para o qual o perfil é projetado não seja significativamente afetado pela presença da parede, a posição do perfil tem de assegurar uma certa distância mínima. Com base na experiência em projetos anteriores, define-se que o perfil perto do cubo e o perfil perto do invólucro exterior distam de $\delta = 0,1(r_{ext} - r_{int})$ do raio interior e do raio exterior, respetivamente.

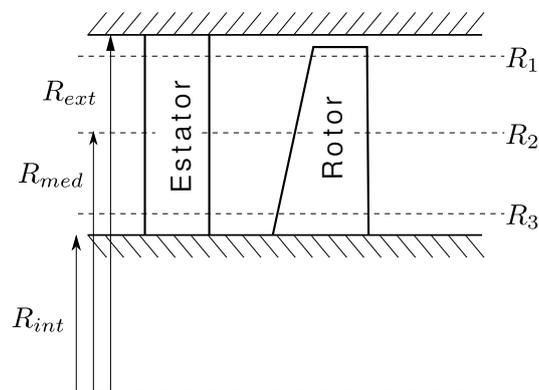


Figura 3.1: Posição radial dos perfis bidimensionais, R_1 , R_2 e R_3 , relativamente ao eixo de axissimetria da turbomáquina.

O capítulo presente começa por definir as condições de funcionamento para cada um dos perfis com base na previsão das características para o escoamento em torno dos perfis das pás. Particularmente, correlações para a previsão das perdas são usadas para determinar as características do perfil do raio médio que, pela sua posição, vai ser o perfil que mais influencia o desempenho da pá em toda a sua envergadura. Os ângulos de entrada e de saída do escoamento são determinados inicialmente através da teoria do equilíbrio radial que permite a determinação da variação de velocidade tangencial ao longo do raio e, de seguida, a teoria do disco atuante permite a correção da velocidade axial imediatamente a montante e a jusante da coroa de pás do estator e do rotor.

O processo de cálculo da geometria é descrito, nomeadamente o método de cálculo de escoamento potencial utilizado e o método de sucessiva alteração da curvatura da linha média com base no desvio entre as características calculadas e as pretendidas. Esta é a base de projeto dos perfis do estator pois o escoamento de entrada é exclusivamente axial e a distribuição de espessura adotada é conhecida previamente. No entanto, o projeto do rotor requer uma otimização multi-objetivo dado que a variação do valor do caudal mássico através da turbina induz a alteração do ângulo de saída do estator devido a efeitos viscosos. A distribuição de espessura é, então, otimizada através de um algoritmo de evolução genética de forma a que o escoamento em torno da geometria obtida apresente uma determinada distribuição de coeficiente de pressão. O referido algoritmo, assim como a escolha do critério para a distribuição do coeficiente de pressão, são apresentados no presente capítulo.

Para o estudo da performance da turbina, o projeto realizado em escoamento potencial é necessário mas não suficiente. As perdas que ocorrem no escoamento real precisam de ser analisadas e, para tal, recorre-se a um software comercial que permita o cálculo das características do escoamento viscido através da cascata de pás em escoamento bidimensional e da turbina em escoamento tridimensional. A geração da malha bidimensional e tridimensional foi realizada recorrendo a um código Python e ao software ANSYS TurboGrid, respetivamente. Enquanto que, o cálculo do escoamento bidimensional e tridimensional é efetuado através do software ANSYS Fluent e ANSYS CFX, respetivamente. A metodologia para o estudo numérico do escoamento é apresentada no final do capítulo.

3.1 Projeto Preliminar da Turbina

Esta secção inicia-se com a determinação dos critérios uni-dimensionais para o perfil do raio médio com base em recomendações para projeto de turbinas e em correlações para a minimização das perdas no escoamento em torno de perfis em cascata.

Para turbomáquinas axiais com elevados valores de rácio entre o raio do cubo e o raio do invólucro exterior, as velocidades radiais podem ser desprezadas, [25]. Por conseguinte, no caso presente, um valor de rácio de 0,68 justifica a validade do projeto bidimensional embora não seja descurada a necessidade de confirmar o desempenho da geometria final em situação de escoamento tridimensional.

3.1.1 Características para o perfil médio

O perfil médio representa a zona da envergadura da pá que apresenta a máxima eficiência da transferência de trabalho do escoamento para o rotor, dado que a influência da camada limite causada pelas paredes é mínima nesta localização. O raio médio define-se pelo valor de raio que divide uma secção de passagem de escoamento numa determinada posição axial em duas áreas iguais, Equação 3.1.

$$r_{med} = \sqrt{\frac{r_{ext}^2 + r_{int}^2}{2}} \quad (3.1)$$

Um dos parâmetros importantes no projeto preliminar de uma turbina é o grau de reação que relaciona a queda de entalpia no rotor com a queda de entalpia do andar da turbina, Equação 3.2. O valor definido para o grau de reação no raio médio é 0,5 devido às suas vantagens descritas em [26]. Nomeadamente, implica que os triângulos de velocidades à entrada e à saída da pá sejam simétricos relativamente à direção axial da turbomáquina.

$$R = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3} \quad (3.2)$$

Na Figura 3.2, uma configuração bidimensional representativa para os perfis do raio médio é apresentada com os respetivos triângulos de velocidades. Evidencia-se a simetria entre os triângulos de velocidades à saída do estator e à saída do rotor.

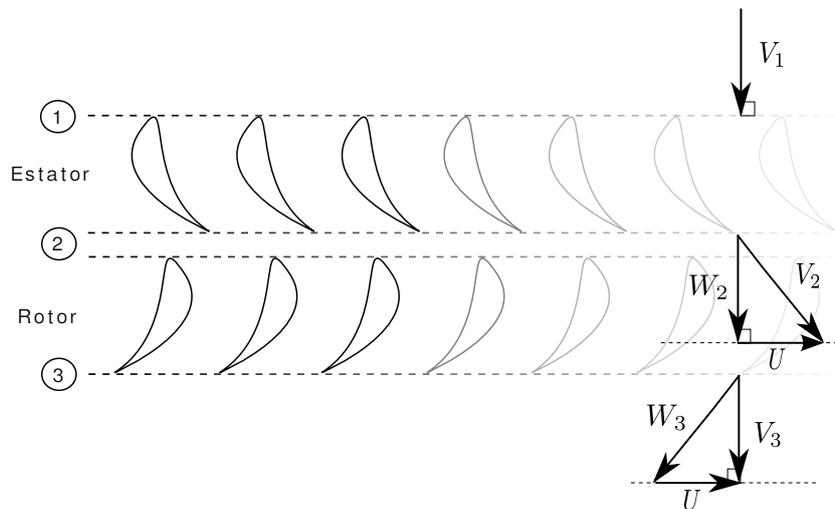


Figura 3.2: Configuração do estator e rotor com os respectivos diagramas de velocidades. 1 corresponde à entrada do estator, 2 à saída do estator e entrada do rotor e, 3 à saída do rotor.

Como referido anteriormente, o objetivo do projeto é que a turbina trabalhe com eficiência máxima nas condições de escoamento a que está sujeita. Existem diversas correlações que permitem estimar a relação dos pontos de funcionamento do escoamento, caracterizados por um determinado valor do coeficiente de caudal, ϕ , e de coeficiente de altura, ψ , com a eficiência total, [25]. Neste projeto são adoptados os resultados de Craig e Cox, [7], para os contornos de eficiência de uma turbina axial com 0,5 de grau de reação, visíveis na Figura 3.3.

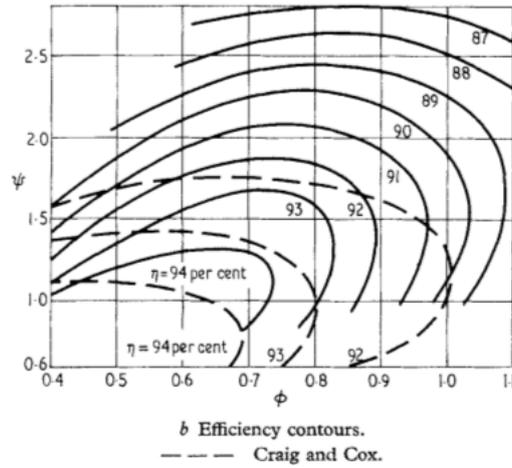


Figura 3.3: Gráfico de performance para uma turbina axial de um andar com grau de reacção de 0,5. Retirado de [7].

Para escoamento adiabático através de uma turbina axial com raio constante e velocidade axial constante, a equação de Euler para a conservação de energia permite concluir que o coeficiente de altura depende diretamente da variação de velocidade tangencial absoluta do escoamento através do rotor, Equação 3.3. Dado que o escoamento de saída no raio médio é axial, $V_{3t} = 0$, o coeficiente de altura tem obrigatoriamente valor unitário, como é demonstrado na Equação 3.4.

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{U^2} = \frac{\Delta V_t}{U} \quad (3.3)$$

$$\psi = \frac{V_{2t} - V_{3t}}{U} = \frac{V_{2t}}{U} = [\text{triângulo de velocidades}] = 1 \quad (3.4)$$

O critério de escolha do ponto de funcionamento baseia-se, por um lado, na escolha do maior valor de eficiência possível mas, também, em conciliar este valor com o maior valor de coeficiente de caudal possível. Isto porque, quanto menor for este valor, menor será a velocidade axial e, consequentemente, maior terá de ser o diâmetro da turbina para o mesmo caudal. Desta forma, o ponto funcionamento escolhido caracteriza-se por $\phi = 0,7$.

Posteriormente à escolha do ponto de funcionamento, o valor dos ângulos de entrada e de saída do escoamento são facilmente calculados recorrendo às relações trigonométricas dos triângulos de velocidades da Figura 3.2. Note-se que a convenção adotada neste projeto é a convenção utilizada em [27].

$$\phi = \frac{V_a}{U} = \tan(\alpha_2) \Leftrightarrow \alpha_2 = \arctan(0,7) = 34,99^\circ \approx 35^\circ \quad (3.5)$$

A razão entre o passo entre pás e a corda de cada pá é, também, um factor determinante para a eficiência da turbomáquina. Por um lado, no caso de o número de pás ser elevado (uma razão passo-corda pequena) as perdas são maioritariamente devidas às forças de fricção nas paredes e, por outro lado, no caso de o número de pás ser reduzido, o escoamento é propício a separar pois o guiamento do escoamento entre pás é menos eficaz.

Vários critérios de projeto de turbomáquinas são propostos na literatura, como o critério de Zweifel para reduzidos números de Mach, apresentado na Equação 3.6 onde t corresponde ao valor do passo entre dois perfis consecutivos e b corresponde à corda axial do perfil. Na execução deste projeto, a solução da geometria para o raio médio com critério de Zweifel será apresentada. De acordo com [28], o critério de Zweifel apenas prevê o valor ótimo de passo corda para ângulos de saída de 20° a 30° , logo, no projeto do estator serão efetuadas alterações a este parâmetro de forma a manter ou melhorar as características do escoamento.

$$\frac{t}{b} = \frac{0,4}{\sin^2 \alpha_2 (\cot \alpha_1 + \cot \alpha_2)} \quad (3.6)$$

É relevante introduzir a definição do ângulo médio, α_m , pois este vai ser particularmente importante nas secções seguintes. Dado que, no presente caso, se considera que a velocidade axial é constante, pela análise do triângulo das velocidades à entrada e à saída de uma cascata de pás, representados na Figura 3.4, é possível deduzir as definições para a velocidade média e para o ângulo médio recorrendo a relações trigonométricas, Equação 3.7 e 3.8, respetivamente.

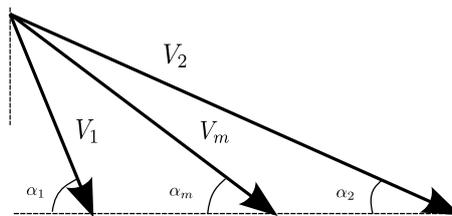


Figura 3.4: Representação do triângulo de velocidades que caracteriza o escoamento médio.

$$V_a = V_1 \sin \alpha_1 = V_2 \sin \alpha_2 = V_m \sin \alpha_m \quad (3.7)$$

$$\cot \alpha_m = \frac{1}{2} (\cot \alpha_1 + \cot \alpha_2) \quad (3.8)$$

Neste trabalho, as fórmulas utilizadas para o cálculo do coeficiente de sustentação e do coeficiente de resistência para uma cascata de pás bidimensional dependem destes dois últimos parâmetros de acordo com a Equação 3.9 e com a Equação 3.10, respetivamente. Nestas equações a variável L corresponde à força de sustentação, D corresponde à força de resistência e c corresponde ao valor do comprimento da corda.

$$C_l = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho V_m^2 c} \quad (3.9)$$

$$C_d = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho V_m^2 c} \quad (3.10)$$

Em síntese, estão nesta fase definidas as condições para que a geometria do perfil do estator e do rotor no raio médio seja calculada, falta no entanto concluir quais as condições para os perfis nas outras duas posições de raio a ser projetadas.

3.1.2 Teoria do Equilíbrio Radial e Teoria do Disco Atuante

O projeto bidimensional dos diferentes perfis em cascada de pás para determinadas condições de escoamento não garante que a componente radial da velocidade não nula, que se verifica principalmente junto à coroa de pás, seja contabilizada. É, por isso, necessário recorrer à teoria do equilíbrio radial de forma a prever o efeito da componente radial da velocidade na variação da velocidade tangencial e axial, que por sua vez, definem os ângulos de entrada e de saída do escoamento ao longo da envergadura das pás.

Assumindo que o escoamento na turbina é axissimétrico, a teoria do equilíbrio radial considera que o desvio radial ocorre apenas na coroa de pás e que, imediatamente a montante e a jusante desta, o escoamento encontra-se em equilíbrio radial. Como demonstrado em [27], para escoamento permanente e invíscido a Equação de Euler na situação de equilíbrio radial é dada pela Equação 3.11.

$$\frac{dh_0}{dr} - T \frac{ds}{dr} = \frac{d}{dr} \frac{V_a^2}{2} + \frac{V_t}{r} \frac{d}{dr} (rV_t) \quad (3.11)$$

Neste estudo considera-se que a geometria da conduta a montante da turbina, cuja análise não é incluída neste estudo, garante que a velocidade de entrada no estator é composta apenas por uma componente axial e tem valor constante ao longo do raio. Outro critério adotado é forçar que a velocidade à saída do rotor seja também axial, $V_{3t} = 0$, o que implica que a energia fornecida pelo fluido ao rotor, cuja definição é apresentada na Equação 3.12, é maximizada.

$$E_r = \Omega r (V_{2t} - V_{3t}) \quad (3.12)$$

Por conseguinte, as condições de projeto definem que a velocidade tangencial à entrada do estator e à saída do rotor têm valor nulo, Equação 3.13. No entanto resta definir a distribuição da velocidade tangencial entre a saída do estator e a entrada do rotor, que se considera descrita pela Equação 3.14 onde a e b são constantes.

$$V_{1t}(r) = V_{3t}(r) = 0 \quad (3.13)$$

$$V_{2t}(r) = ar + \frac{b}{r} \quad (3.14)$$

Para obter esta última distribuição de velocidade é necessário recorrer às condições de projeto previamente apresentadas de forma a solucionar as incógnitas presentes. Consequentemente, utilizam-se as características impostas ao raio médio sendo que uma delas é o grau de reação com o valor de 0,5. É, desta forma, possível obter o resultado para a constante a como demonstrado na Equação 3.15. A partir desta definição pode-se concluir que o grau de reação aumenta desde o raio interior até ao raio exterior.

$$R(r) = 1 - \frac{V_{2t} + V_{3t}}{2\Omega r} \Rightarrow \left[\begin{array}{l} R(r_m) = 0,5 \\ V_{3t} = 0 \\ V_{2t}(r) = ar + \frac{b}{r} \end{array} \right] \Rightarrow \frac{a}{\Omega} = 1 - \frac{b}{r_m^2 \Omega} \quad (3.15)$$

O coeficiente de caudal imposto no raio médio é também uma condição, Equação 3.16.

$$\phi(r_m) = \frac{V_{2a}(r_m)}{r_m \Omega} = 0,7 \quad (3.16)$$

Finalmente, para controlar o nível de torção da pá é conveniente impor uma relação entre a energia trocada entre o fluido e a pá no raio interior, $E_r(r_i)$, e no raio exterior, $E_r(r_e)$, da turbina, Equação 3.17. Esta relação é a última condição necessária para resolver o problema e o valor deste rácio é variado até que as condições de escoamento verificadas sejam as desejadas.

$$\frac{E_r(r_i)}{E_r(r_e)} = \chi \quad (3.17)$$

Recorrendo à definição da energia trocada, $E_r = \Omega r(V_{2t} - V_{3t})$, é possível deduzir a fórmula para a constante b exposta na Equação 3.18.

$$\frac{b}{\Omega} = \frac{r_m^2 (r_e^2 \chi - r_i^2)}{(r_e^2 - r_m^2) \chi + (r_m^2 - r_i^2)} \quad (3.18)$$

Com a definição das incógnitas a e b , a velocidade tangencial é agora apenas uma função do valor de χ escolhido. Para o cálculo da velocidade axial, a Equação de Euler é usada.

Na passagem do escoamento através das pás fixas do estator não há troca de energia com o fluido e, considerando que as perdas de atrito não variam com a coordenada radial, os termos do lado esquerdo da Equação 3.11 são ambos nulos. Integrando a equação resultante é possível obter a distribuição da velocidade axial a jusante do estator que, em conformidade com a teoria do equilíbrio radial, é igual à velocidade axial imediatamente antes do rotor.

Quando o fluido atravessa o rotor, pelo contrário, há troca de energia com o fluido, $\Delta h_0 = E_r$ e, novamente considerando as perdas de atrito constantes, a Equação de Euler reduz-se à Equação 3.19.

$$\frac{dh_0}{dr} = \frac{d}{dr} \frac{V_{3a}^2}{2} \quad (3.19)$$

Ao integrar a equação anterior surge uma incógnita que é determinada através de um processo iterativo até que a condição de continuidade do caudal mássico, Equação 3.20, seja satisfeita.

$$\dot{m} = 2\rho\pi \int_{r_i}^{r_e} V_{1a}(r)r dr = 2\rho\pi \int_{r_i}^{r_e} V_{3a}(r)r dr \quad (3.20)$$

Assume-se, então, que as regiões imediatamente a montante e a jusante da coroa de pás se encontram em equilíbrio radial. No entanto, em escoamento real isto só se verifica a uma distância teoricamente infinita e, conseqüentemente, a teoria do equilíbrio radial deduz uma distribuição da velocidade pouco precisa nestas zonas. Uma forma de contornar este problema é recorrer à teoria do disco atuante.

Como aprofundado em [29], a teoria do disco atuante considera que a coroa de pás é reduzida a uma dimensão axial infinitesimal, daí a denominação de disco, mas que afeta o escoamento da mesma forma que a coroa de pás original. A velocidade tangencial através do disco é descontínua, mas a velocidade axial e radial são contínuas através do mesmo.

Devido à proximidade entre as coroas de pás do estator e do rotor, a interação mútua entre as duas não pode ser desprezada e o modelo adotado coloca dois discos em diferentes posições axiais. A combinação dos resultados que cada um dos discos provocaria individualmente, ilustrada na Figura 3.5, resulta na distribuição de velocidade axial ao longo da coordenada axial dada pela Equação 3.21 onde V_{1a} , V_{2a} e V_{3a} são as componentes axiais da velocidade resultantes da teoria do equilíbrio radial.

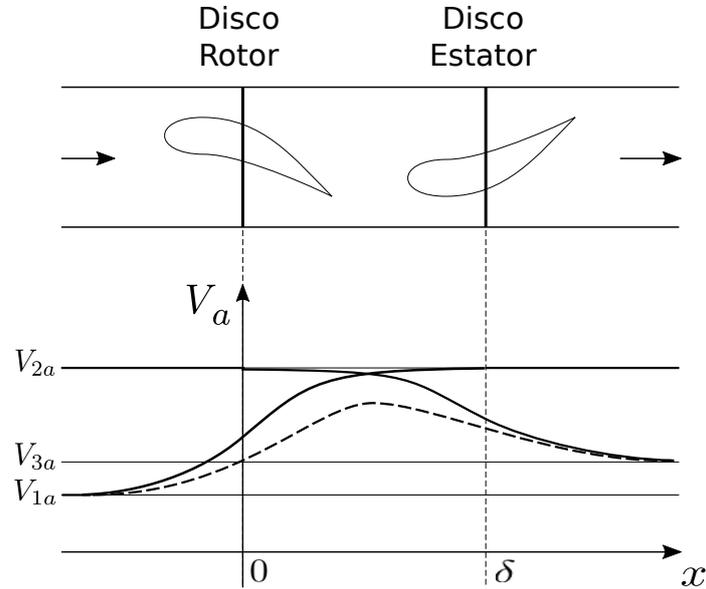


Figura 3.5: Interação das velocidades axiais resultantes do escoamento através do estator e do rotor.

$$\begin{cases} V_a = V_{1a} - \frac{1}{2}(V_{1a} - V_{2a}) \exp \frac{-\pi|x|}{r_e - r_i} - \frac{1}{2}(V_{2a} - V_{3a}) \exp \frac{-\pi|x-\delta|}{r_e - r_i} & , x < 0 \\ V_a = V_{2a} + \frac{1}{2}(V_{1a} - V_{2a}) \exp \frac{-\pi|x|}{r_e - r_i} - \frac{1}{2}(V_{2a} - V_{3a}) \exp \frac{-\pi|x-\delta|}{r_e - r_i} & , 0 < x < \delta \\ V_a = V_{3a} + \frac{1}{2}(V_{1a} - V_{2a}) \exp \frac{-\pi|x|}{r_e - r_i} + \frac{1}{2}(V_{2a} - V_{3a}) \exp \frac{-\pi|x-\delta|}{r_e - r_i} & , x > \delta \end{cases} \quad (3.21)$$

Com todas as variáveis definidas, exceto o rácio entre a troca de energia com o fluído no raio interior e no raio exterior, χ , é agora necessário estudar o impacto do valor desta variável nos resultados de forma a poder definir o valor adequado para este parâmetro.

O valor de χ influencia a amplitude da gama de variação do grau de reação e da gama de variação da velocidade axial contrariamente. Concretamente, quando o valor de χ é aumentado, a variação do grau de reação entre o raio interior e exterior é superior, sendo que o contrário acontece à variação da velocidade axial. A consequência de uma vasta gama de grau de reação ao longo da envergadura é a torção acentuada da pá, o que é indesejável na medida em que torna o processo de fabrico difícil e reduz a resistência estrutural da pá. Por outro lado, a variação da velocidade axial deve ser minimizada de forma a não comprometer a eficiência por incitar uma maior variação das condições do escoamento ao longo do raio. Pela sua definição, este parâmetro é necessariamente uma variável com sinal positivo e, após a análise dos resultados para diferentes valores de magnitude, conclui-se que o valor mais adequado é de $\chi = 0,75$.

A variação das velocidades tangencial e axial é apresentada na Figura 3.6, na qual é visível a influência da componente radial da velocidade, onde se verifica que a condição de projeto para o raio

médio é respeitada.

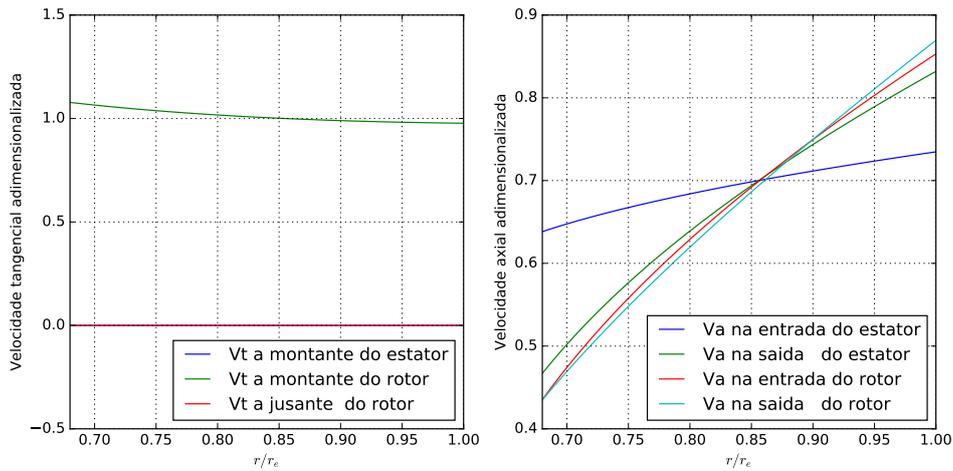


Figura 3.6: Distribuição da velocidade tangencial à esquerda e distribuição da velocidade axial à direita em função da posição radial, ambas adimensionalizadas pelo valor da velocidade de rotação no raio médio, U_m .

Finalmente, o resultado de toda a metodologia anteriormente descrita é refletida nos parâmetros que irão ser diretamente aplicados no projeto da geometria das pás, os ângulos de entrada e de saída do escoamento através do estator e do rotor. Através da análise dos resultados da Figura 3.7, é possível confirmar que no raio médio os triângulos de velocidade do estator e do rotor são simétricos dado que o projeto do rotor recorre aos ângulos relativos do escoamento.

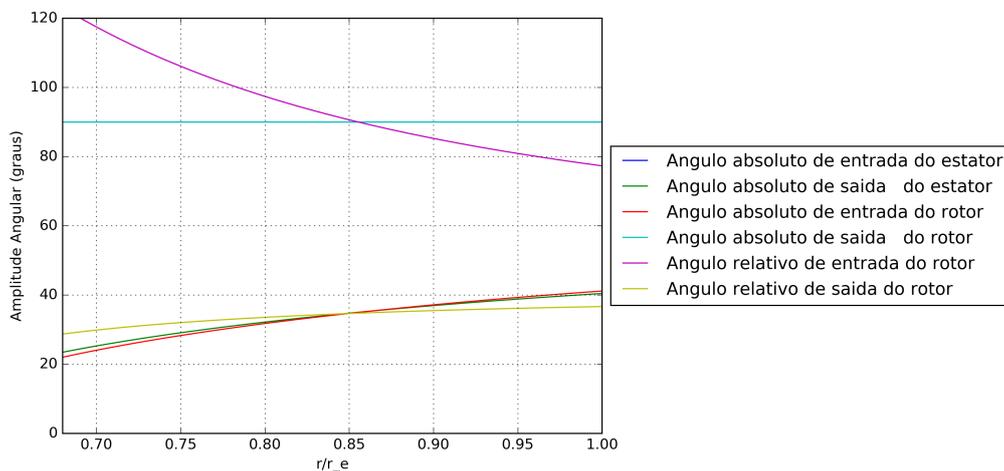


Figura 3.7: Variação dos ângulos do escoamento em função da posição radial.

3.2 Distribuição do Coeficiente de Pressão

A definição do coeficiente de pressão em escoamento potencial, Equação 3.22, é necessária para o projeto da geometria dos perfis da turbina.

$$C_p = 1 - \left(\frac{V}{V_\infty} \right)^2 \quad (3.22)$$

Embora a distribuição do coeficiente de pressão ao longo da corda do perfil da pá para o estator seja implícita pela imposição da distribuição da espessura, o perfil do rotor requer a definição de um critério para esta variação. Este é um dos principais critérios de projeto para a geometria das pás. O aumento da eficiência da turbina tem de ser naturalmente refletido neste critério e, no caso presente, passa pela minimização das perdas devido à viscosidade na camada limite e devido à separação no escoamento.

As perdas na camada limite contabilizam acima de 50% das perdas bidimensionais em turbinas subsônicas, isto é, perdas verificadas no estudo das pás em cascata, [25]. Estas perdas manifestam-se devido à condição de não escorregamento do fluido real viscoso imediatamente junto à parede sólida, sendo que a diminuição da velocidade dos elementos de fluido à medida que a distância à parede diminui induz tensões de corte viscosas entre os elementos a diferentes velocidades. A região em torno do perfil da pá onde este efeito não é desprezável designa-se por camada limite, cujo desenvolvimento ao longo do escoamento depende fortemente da distribuição do coeficiente de pressão na superfície da pá. Existem correlações que permitem prever as perdas nas camadas limite em gradiente de pressão nulo. No entanto, para gradientes de pressão não nulos, uma análise não quantitativa é necessária.

O efeito qualitativo do gradiente de pressão na camada limite pode ser considerado independente do regime do escoamento, laminar ou turbulento. Como demonstrado em [30], o coeficiente de tensão de corte superficial, C_f , é inferior em gradiente adverso relativamente ao gradiente nulo e o contrário acontece para escoamento favorável. Seria pois de esperar que um gradiente adverso ao longo da corda da pá fosse uma boa condição de projeto, visto que diminui as forças de atrito. No entanto, a taxa de crescimento da camada limite é também um factor a considerar pois, quanto maior for a camada limite, maior resistência ao avanço enfrentará o escoamento ao atravessar o canal entre duas pás. Sendo que a taxa de crescimento da camada limite é superior para gradiente adverso e inferior para gradiente favorável, comparativamente à situação de gradiente nulo.

Quando o gradiente de pressão adverso na superfície da pá é bastante intenso, pode acontecer que os elementos de fluido junto à parede são desacelerados de forma a que começam a fluir na direção oposta. O ponto da superfície em que esta situação ocorreu designa-se por ponto de separação e é caracterizado por ter valor nulo de coeficiente de tensão de corte superficial. Após este ponto, forma-se uma região, denominada de esteira, com reduzida quantidade de movimento que afeta negativamente a força de sustentação. Apesar de difíceis de quantificar, é possível associar as perdas de separação significativas, a dimensões de esteira elevadas, [31].

É relevante referir que, no caso presente, o elevado número de Reynolds permite concluir que a transição de regime da camada limite de laminar a turbulenta é dada numa posição bastante perto do bordo de ataque. Logo, comparativamente à situação de camada limite laminar, perto da parede sólida ter-se-á uma maior tensão de corte superficial, ou seja, uma maior força de atrito mas, por outro lado, a separação é retardada devido a uma maior quantidade de movimento junto à parede.

Diversos métodos de previsão do ponto de separação da camada limite em perfis bidimen-

sionais e axissimétricos são apresentados em [32], onde se destaca o método de Stratford para escoamentos turbulentos que irá ser utilizado neste projeto. Dada a conveniência de prever o ponto de separação apenas recorrendo à distribuição do coeficiente de pressão ao longo do perfil sem calcular as características da camada limite, o critério de Stratford, [33], é conhecido por apresentar resultados bastante conservativos e é dado pela Equação 3.23.

$$C'_p \sqrt{x' \frac{dC'_p}{dx'}} = k \left(\frac{Re}{10^6} \right)^{0,1} \quad (3.23)$$

A variável C'_p representa a distribuição de pressão canónica dada pela Equação 3.24 onde U_{max} corresponde ao valor da velocidade máxima imediatamente antes do início da recuperação de pressão no extradorso do perfil. O número de Reynolds, Re , é calculado com base neste valor de velocidade e no comprimento efetivo de camada limite, x' .

$$C'_p = 1 - \left(\frac{V}{V_{max}} \right)^2 \quad (3.24)$$

A constante k toma o valor de 0,39 pois, para o presente projeto, apenas serão usadas superfícies de recuperação de pressão convexas junto ao bordo de fuga do extradorso do perfil. Apesar do elevado desempenho de uma superfície côncava, explorado em [34], a ampla gama de condições de funcionamento pretendida para este projeto não é compatível com este tipo de geometrias.

Distribuições de pressão usualmente aplicadas em turbinas axiais associadas a elevadas deflexões do ângulo do escoamento são apresentadas em [35]. Nesta referência, é dada preferência a um gradiente de pressão nulo no intradorso e um gradiente favorável significativo perto do bordo de ataque e moderado na restante superfície no extradorso do perfil. No entanto, um critério universalmente aceite para esta distribuição é inexistente, o que se justifica dada a variedade de condições de escoamento e requisitos para o desempenho das instalações. A necessidade de uma análise de diversas distribuições do coeficiente de pressão torna-se então evidente.

Inicialmente, será realizado um estudo da distribuição representada na Figura 3.8, onde o gradiente de pressão nulo aplicado à maior percentagem possível da corda permite o controlo da camada limite aliado com a garantia válida de que a separação do escoamento só irá afetar uma pequena percentagem da corda perto do bordo de fuga.

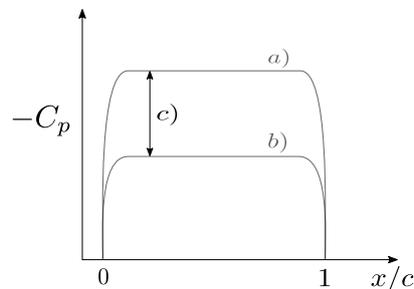


Figura 3.8: Distribuição qualitativa de C_p pretendida para a) extradorso e b) intradorso com uma variação de c) carga entre as duas faces constante.

Torna-se evidente a vantagem que este critério tem em termos computacionais pois, dado que

o gradiente só é desfavorável perto do bordo de fuga, a eventual separação que se verifica nesta zona é pouco significativa e a hipótese de escoamento potencial é razoável.

Posteriormente, é analisada uma distribuição do coeficiente de pressão, semelhante à apresentada em [35], onde o gradiente de pressão é favorável em toda a extensão à exceção da região perto do bordo de fuga onde uma recuperação de pressão é necessária.

É de frisar que, ao impor o critério descrito nesta secção, a variação do coeficiente de pressão entre o extradorso e o intradorso da pá ao longo da corda é limitada mas não definida. Este valor é imposto pelas condições do escoamento à entrada e à saída da cascata de pás, como explicado abaixo na Secção 3.3.1.

3.3 Algoritmo para o Cálculo da Geometria do Perfil

Quando os requisitos de desempenho da turbina são conhecidos, a utilização de métodos inversos para o cálculo do escoamento e da geometria da pá é bastante vantajosa em termos de tempo de computação. Ao contrário de um método direto em que é feito um estudo com uma geometria inicial teoricamente apropriada e consoante os resultados são feitas alterações na geometria com base em regras empíricas ou até mesmo na experiência do utilizador, um método inverso consiste num processo executado de forma a que o desvio das características de escoamento resultantes da geometria atual em relação às características requeridas permite uma alteração concreta da geometria.

Baseado no trabalho apresentado em [36], o processo para calcular a geometria das pás consiste em dois métodos a correr alternadamente até que a geometria obtida cumpra as condições de funcionamento impostas, como esquematizado na Figura 3.9. Estes dois métodos são o método dos painéis e um método de atualização da linha média.

O algoritmo é iniciado com a imposição de uma espessura obtida através de um método de evolução diferencial que, resumidamente, começa por arbitrar um vetor com determinados valores de pontos de espessura localizados ao longo da linha média e vai sucessivamente evoluindo até à obtenção de um vetor que releva uma melhor concordância com os requisitos de projeto. O método de otimização de espessura é descrito detalhadamente na Secção 3.4.

Além da distribuição de espessura, o algoritmo representado tem como condição inicial três parâmetros cujo valor ou distribuição é inicialmente desconhecido, portanto terão de ser arbitrados e posteriormente calculados iterativamente. Estes parâmetros são o valor de ângulo médio do escoamento, a curvatura da linha média e o valor da velocidade tangencial média no bordo de fuga.

O método dos painéis utilizado permite o cálculo da velocidade em cada ponto de controlo da superfície da pá, o que se revela bastante satisfatório pois não é necessário realizar o cálculo para os diversos pontos situados no canal formado entre duas pás. Como qualquer outro método de escoamento potencial, possui também a vantagem da rapidez computacional verificada. Os argumentos de entrada para este processo são a geometria da pá na iteração atual, o ângulo do escoamento médio e os valores do passo e da corda predefinidos para a pá. Relativamente aos argumentos de saída relevantes, estes são a variação da velocidade tangencial e do coeficiente de pressão ao longo da

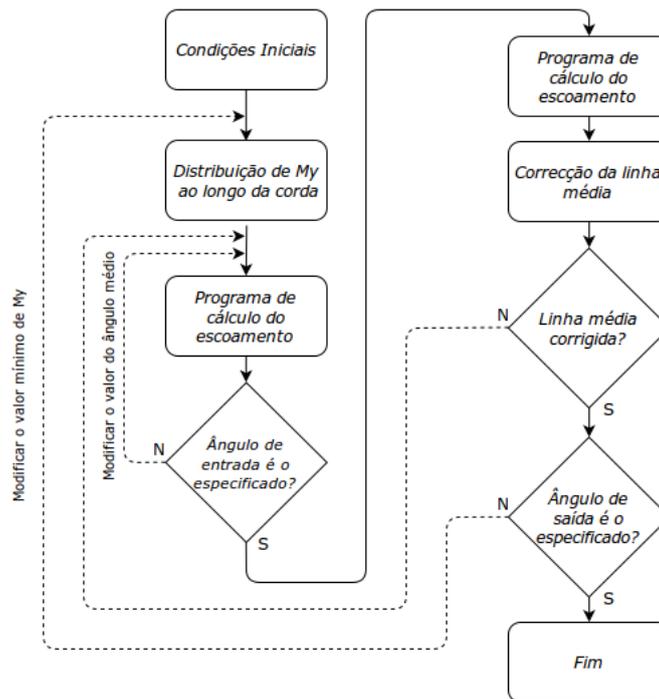


Figura 3.9: Representação do algoritmo de cálculo da geometria do perfil através de um diagrama de blocos.

superfície da pá, assim como, o ângulo de entrada e de saída do escoamento.

O ângulo do escoamento médio é o primeiro parâmetro a ser iterado dada a sua influência nos resultados do escoamento. O cálculo do escoamento é, então, efetuado e o ângulo médio iterado até que o ângulo de entrada obtido seja aproximadamente o pretendido. Seguidamente, é realizada a correção da curvatura da linha média até que esta cumpra a distribuição de velocidade tangencial média requerida, descrita na Secção 3.3.1. O método de alteração da geometria da linha média do perfil de acordo com o desvio das características atuais da pá em relação às características pretendidas de funcionamento é apresentado na Secção 3.3.2. Finalmente, com a curvatura da linha média corrigida, o ângulo de saída obtido no cálculo do escoamento é comparado com o valor desejado e, caso não haja correspondência, o valor da velocidade tangencial média no bordo de fuga tem de ser atualizado e todo o processo anteriormente descrito é repetido.

3.3.1 Distribuição da Velocidade Tangencial Média

A definição do valor médio do momento ao longo da direção tangencial, \overline{M}_y , é obtida através da aplicação do princípio de conservação do momento ao longo da direção y , Equação 3.25, a um volume finito entre duas pás adjacentes em escoamento permanente, representado na Figura 3.10.

$$\int_{\partial\Omega} (\rho W_y \mathbf{W} \cdot \mathbf{n} + p n_y) dl = 0 \quad (3.25)$$

Assumindo o escoamento como incompressível, a diferença de pressão entre os dois lados da superfície da pá define-se por $\Delta p = p_{ss} - p_{ps}$, o caudal mássico, \dot{m} , pela Equação 3.26 e o valor

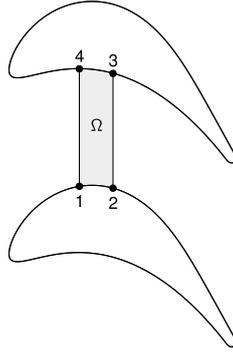


Figura 3.10: Representação do volume finito utilizado para calcular \overline{M}_y .

médio do momento ao longo da direção tangencial, \overline{M}_y , pela Equação 3.27. Por conseguinte e como demonstrado em [36], a equação da conservação do momento ao longo da direção y é dada pela Equação 3.28.

$$\dot{m} = \rho \int_{23} W_x dy = \rho \int_{41} W_x dy \quad (3.26)$$

$$\overline{M}_y = \frac{\rho \int_{y_{ss}}^{y_{ps}} W_y W_x dy}{\dot{m}} \quad (3.27)$$

$$-\frac{\Delta p}{\dot{m}} = \frac{d\overline{M}_y}{dx} \quad (3.28)$$

Dada a definição de \overline{M}_y , resta agora estabelecer uma variação deste parâmetro ao longo da corda que permita o respeito das condições de projeto, particularmente da distribuição imposta ao coeficiente de pressão.

De acordo com a variação do coeficiente de pressão descrita anteriormente e caracterizada por ser maioritariamente constante no intradorso e no extradorso do perfil, é possível concluir que a variação da diferença de pressão, Δp , tem um valor negativo e constante ao longo da corda. No entanto, é necessário ter em consideração que esta diferença tem de ser nula nas extremidades para que a continuidade no bordo de ataque e de fuga seja respeitada. Consequentemente e tendo em conta a relação da Equação 3.28, onde se verifica que o declive da função \overline{M}_y é diretamente proporcional à diferença de pressão para um caudal mássico constante, é evidente que a melhor forma de impor a variação de \overline{M}_y é através de uma função composta por 3 troços como representado na Figura 3.11.

O valor máximo da velocidade tangencial média é dado pela Equação 3.29, no entanto, o valor mínimo depende do ângulo de saída do escoamento à medida que a curvatura da linha média é sucessivamente alterada. Desta forma, o seu valor inicial tem de ser arbitrado e sucessivamente atualizado a cada iteração até que o ângulo de saída do escoamento obtido com a geometria da pá atual corresponda ao especificado.

$$\overline{M}_{y,max} = \frac{V_a}{U_m} \tan \alpha_{entrada} \quad (3.29)$$

Quando os valores extremos de \overline{M}_y são definidos no início de cada iteração, é efetuada a

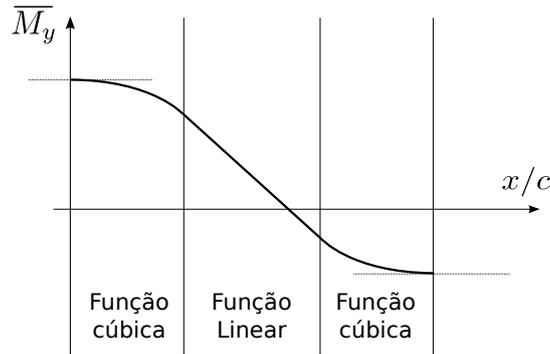


Figura 3.11: Distribuição de \overline{M}_y .

função de distribuição deste parâmetro ao longo da corda para que, posteriormente, possa ser feita a alteração da linha média que é arbitrada inicialmente.

3.3.2 Método de Correção da Curvatura da Linha Média

A modificação da linha média da pá é feita com base no desvio entre o valor médio do momento ao longo da direção tangencial, \overline{M}_y , da iteração atual, n , e o valor desejado, sp . A linha média é, assim, discretizada em segmentos com diferentes inclinações e em que a inclinação corrigida para um determinado segmento é dada pela Equação 3.30 onde ω corresponde a um factor de relaxação com o valor de 0,5.

$$\tan \theta^{n+1} = \tan \theta^n + \omega(\overline{M}_y^{sp} - \overline{M}_y^n) \quad (3.30)$$

De forma a permitir uma curvatura da linha média suave que não origine perturbações indesejadas no escoamento, a função da inclinação resultante é forçada a ter as características de um spline unidirecional. A nova posição dos pontos da linha média, y_{lm} , é, então, facilmente calculada a partir da integração da Equação 3.31.

$$\frac{dy_{lm}}{dx} = \tan \theta \quad (3.31)$$

3.3.3 Método de Cálculo do Escoamento em torno do Perfil

Assumindo que o escoamento bidimensional é incompressível e irrotacional, a função potencial, ϕ , tem de satisfazer a Equação de Laplace para que a Equação da Continuidade seja também satisfeita, Equação 3.32, como demonstrado detalhadamente em [37].

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (3.32)$$

A Equação de Laplace pela sua propriedade de linearidade permite o cálculo das velocidades do escoamento em torno da pá como uma sobreposição de dois escoamentos simples, como esquematizado na Figura 3.12. O primeiro consiste num escoamento uniforme não circulatório e o segundo

num escoamento circulatório puro de forma a satisfazer a condição de Kutta-Joukowski. Este método baseia-se no trabalho apresentado em [18].

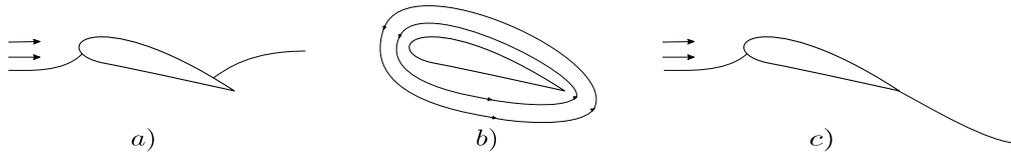


Figura 3.12: Sobreposição de escoamentos.

As duas condições fronteira a ser impostas para a resolução do problema são que a velocidade normal à superfície é nula e que a perturbação no escoamento causada pela presença da superfície é nula no infinito.

Seguindo a metodologia descrita em [38], o escoamento uniforme é modelado como uma distribuição de fontes de intensidade constante ao longo da superfície da pá discretizada em N segmentos retos e, por sua vez, o escoamento circulatório é simulado pela distribuição de vórtices de intensidade igualmente constante na linha média da pá discretizada em M segmentos. A Figura 3.13 apresenta a distribuição de painéis na superfície do perfil descrita.

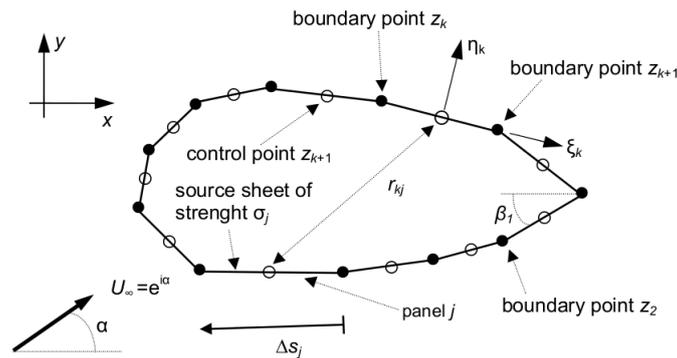


Figura 3.13: Distribuição de painéis na superfície do perfil. Retirado de [8].

Para o escoamento não circulatório, a velocidade complexa em cada ponto de controle k da superfície é, como demonstrado em [8], uma combinação da velocidade complexa de uma distribuição de folhas de fontes de intensidade constante, σ_j , na superfície de cada painel j , Equação 3.33, e da velocidade complexa de um escoamento uniforme com um ângulo de α e velocidade unitária, Equação 3.34.

$$w_k = -\frac{i}{2}\sigma_k + \sum_{j=1, j \neq k}^N Q_{kj}\sigma_j \quad (3.33)$$

$$w_k^\infty = e^{(-\alpha + \beta_k)i} \quad (3.34)$$

A variável Q_{kj} corresponde ao coeficiente de indução para uma cascata de pás dado pela Equação 3.35.

$$Q_{kj} = \frac{e^{\beta_k - \beta_j}}{2\pi} \ln \frac{\sinh \left[\frac{\pi}{S} (z_k - c_{j1}) \right]}{\sinh \left[\frac{\pi}{S} (z_k - c_{j2}) \right]} \quad (3.35)$$

A imposição de velocidade normal à superfície nula nos pontos de controlo permite obter um sistema linear de N equações, Equação 3.36, que permite o cálculo das intensidades das fontes em cada ponto de controlo, σ_j .

$$\text{imag}(w_k) + \text{imag}(w_k^\infty) = 0 \quad (3.36)$$

Para o escoamento circulatório, por sua vez, a velocidade complexa nos pontos de controlo resulta da combinação da velocidade complexa induzida pela folha de vórtices na linha média, w_k^* , e igualmente da velocidade induzida pela folha de fontes na superfície, w_k^c . Dado que não existem condições de fronteira para a linha média, é imposta uma distribuição de intensidade de vórtices hiperbólica, como recomendada em [38], dada por $\gamma_l = \gamma^0 S_l^{0,4}$. Considerando a simples relação que existe entre a velocidade complexa de uma folha de vórtices e de uma folha de fontes, $w_v(z) = iw_f(z)$, a velocidade complexa induzida pela folha de vórtices na linha média é dada pela Equação 3.37.

$$w_k^* = \gamma^0 \sum_{l=1}^M iQ_{kl} S_l^{0,4} \quad (3.37)$$

Novamente, a imposição da condição de fronteira, Equação 3.38, permite o cálculo da intensidade das fontes nos painéis, σ_j^c .

$$\text{imag}(w_k^c) + \text{imag}(w_k^*) = 0 \quad (3.38)$$

A condição de Kutta-Joukowski é imposta pela variável γ^0 , que através da Equação 3.39 garante que a velocidade nos dois pontos de controlo mais próximos do bordo de fuga têm igual velocidade tangencial, que é dada pela Equação 3.40.

$$\gamma^0 = \frac{\text{real}(w_1^\infty + w_N^\infty + w_1 + w_N)}{\text{real}(w_1^* + w_N^* + w_1^c + w_N^c)} \quad (3.39)$$

$$\left(\frac{V_t}{V_\infty} \right)_k = \left(\text{real}(w_k^\infty + w_k + (w_k^c + w_k^*)\gamma^0) \right) \quad (3.40)$$

Dado que a circulação total é conhecida por integração da equação da distribuição da intensidade dos vórtices, Equação 3.41, o coeficiente de sustentação pode ser determinado através da teoria de escoamento potencial através da Equação 3.42.

$$\frac{\Gamma}{V_\infty} = \gamma^0 \sum_{l=1}^M S_l^{0,4} \Delta s_l \quad (3.41)$$

$$C_l = \frac{2}{c} \frac{\Gamma}{V_\infty} \quad (3.42)$$

O valor do ângulo de entrada, β_{in} , e do ângulo de saída, β_{out} , do escoamento são dados pela equações seguintes.

$$\beta_{entrada} = \arg \left(e^{i\beta_m} + \frac{i\Gamma}{2S} \right) \quad \beta_{saida} = \arg \left(e^{i\beta_m} - \frac{i\Gamma}{2S} \right) \quad (3.43)$$

Finalmente, é agora possível calcular a distribuição do coeficiente de pressão ao longo da superfície da pá, Equação 3.44.

$$C_{p,k} = 1 - \left(\frac{V_t}{V_\infty} \right)_k^2 \quad (3.44)$$

3.4 Método de Otimização da Espessura

Apesar de impor uma carga constante ao longo da linha média, a atualização da linha média não permite garantir que a velocidade tangencial na superfície da pá é constante. É, por isso, necessário realizar uma otimização de espessura.

Um método de evolução genética descrito em [39] é utilizado neste processo e esquematicamente representado na Figura 3.14. A vantagem deste tipo de método é que, para além de necessitar de poucas variáveis de controlo, existe a possibilidade de correr processos em paralelo, o que diminui significativamente o tempo de convergência.

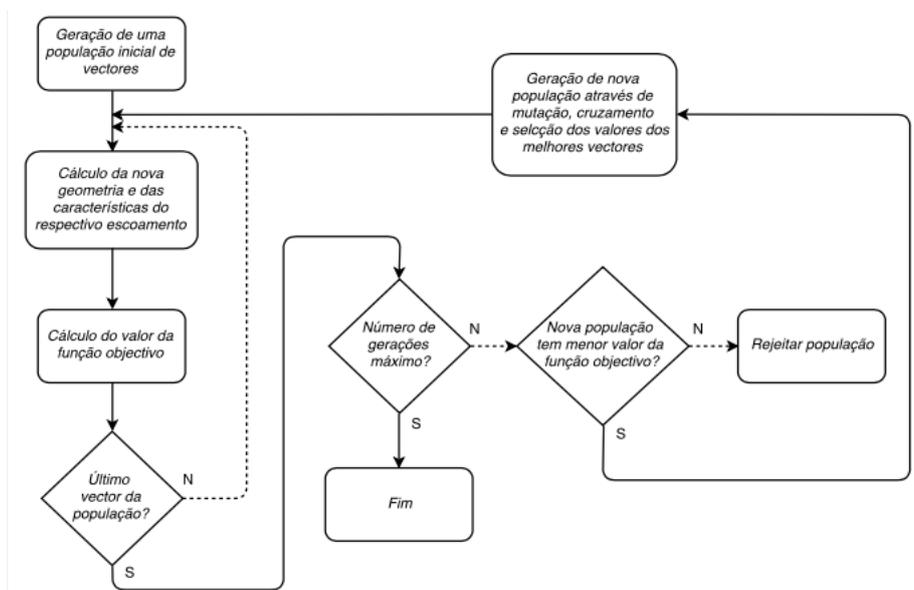


Figura 3.14: Algoritmo do método de evolução diferencial.

Para que o método seja eficaz e robusto, a função objetivo tem de refletir corretamente o objetivo da otimização e o efeito das variáveis de controlo têm de ser significativo para o resultado da função objetivo. Assim sendo, com base no trabalho apresentado em [1], a função objetivo utilizada atribui um peso de 60% ao desvio da velocidade tangencial num determinado ponto da superfície em relação ao valor médio e um peso de 40% ao desvio da velocidade tangencial num determinado ponto da superfície em relação ao valor máximo da velocidade tangencial de forma a evitar picos de velocidade no bordo de ataque. Apenas é considerada a variação de velocidade tangencial no extradorso dado que variação do intradorso está necessariamente implícita pela curvatura da linha média.

O funcionamento do método de evolução genética é bastante intuitivo, pois é baseado na própria teoria da evolução genética. Para o problema atual, as variáveis de controle são valores de espessura em 4 pontos da corda, como representado na Figura 3.15, e estas compõem um vetor que vai ser alterado a cada iteração. Através do algoritmo de geração de geometria no qual o vetor de espessura é uma entrada e a distribuição da velocidade tangencial é uma saída, a função objetivo é calculada. Posteriormente, o método trata da aprovação ou rejeição do vetor se o valor da função objetivo for inferior ou superior, respectivamente, ao dos vetores anteriormente analisados. A geração de novos vetores tem como base mutações e cruzamento entre vetores com valores da função objetivo favoráveis.

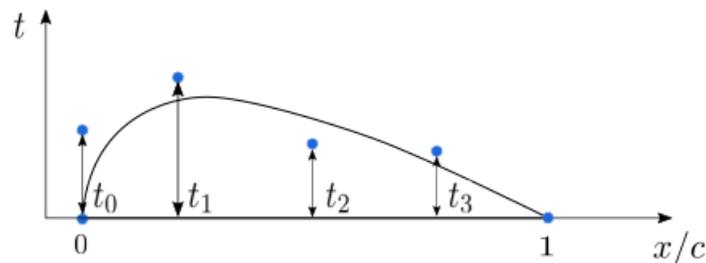


Figura 3.15: Distribuição de espessura com os respectivos pontos de controle.

Pretende-se que a pá apresente características aerodinâmicas sem oscilações indesejadas, por isso a distribuição de espessura obtida é aproximada por uma curva de Bézier, descrita em [40].

3.4.1 Otimização Multi-Objetivo

A variação das características das ondas ao longo do tempo implica que a turbina tenha de estar projetada para operar com eficiência máxima para uma gama razoavelmente larga de parâmetros de funcionamento, nomeadamente a diferentes ângulos de entrada do escoamento no rotor. Embora a velocidade de entrada no estator seja sempre axial, a variação das condições do escoamento de entrada pode afetar a deflexão do escoamento realizada pelo estator e, conseqüentemente, o ângulo relativo do escoamento à entrada do rotor pode sofrer uma ligeira variação. De forma a garantir esta flexibilidade da geometria das pás ao ângulo de entrada, evitando as conseqüências de uma incidência não nula no bordo de ataque, uma alteração é efetuada à função objetivo usada no método de otimização de espessura.

Após a atualização da geometria do perfil da pá a cada iteração, o cálculo do escoamento é feito para dois ângulos adicionais que resultam de um desvio positivo e negativo de δ do ângulo de entrada considerado inicialmente. Obtém-se desta forma três valores para a função objetivo e a função objetivo final consiste no somatório das três funções objetivo em que cada uma é associada a um peso que vai influenciar o efeito de cada ângulo de entrada na geometria final. A Equação 3.45 apresenta esta função onde se verifica necessariamente $\omega_1 + \omega_2 + \omega_3 = 1$

$$F_{principal} = \omega_1 F(\alpha_{entrada} - \delta) + \omega_2 F(\alpha_{entrada}) + \omega_3 F(\alpha_{entrada} + \delta) \quad (3.45)$$

Dado que a turbina vai funcionar em condições bastante próximas do ponto de funcionamento devido à presença de válvulas retificadoras, a otimização multi-objetivo serve apenas como um factor de segurança para o caso de haver perturbações no escoamento. Desta forma, o peso para o ângulo de entrada de projeto é de 0,5 e o restante é dividido.

3.5 Estudo Numérico do Escoamento

O estudo numérico do escoamento é dividido numa fase inicial para o escoamento bidimensional em torno do perfil do raio médio para o estator e para o rotor, seguida de uma fase final para o escoamento tridimensional através da turbina. Evidencia-se a vantagem de realizar a fase inicial de projeto, onde diversas hipóteses de geometria são testadas, em escoamento bidimensional pois o tempo computacional exigido é significativamente inferior. O estudo das perdas no escoamento permanente através do raio médio permite uma avaliação quantitativa para cada geometria e, por conseguinte, permite a seleção da geometria que apresenta o melhor desempenho nas condições de funcionamento requeridas em detrimento das restantes. Após a finalização desta fase de projeto da geometria do estator e do rotor, é necessário avaliar as perdas no escoamento tridimensional como forma de verificar o projeto bidimensional realizado.

O estudo bidimensional é realizado recorrendo ao software comercial ANSYS Fluent 6.3, enquanto que o estudo tridimensional é realizado no software comercial ANSYS CFX 18.0. Estes dois softwares diferem, nomeadamente, na forma como integram as equações do escoamento, embora a diferença entre os resultados obtidos com cada software não seja explorada no âmbito deste trabalho.

As simulações computacionais de um escoamento não são replicações exatas do escoamento real e os seus resultados são altamente dependentes dos modelos físicos e matemáticos escolhidos. O desvio da solução em relação ao valor exato pode dever-se a erros na definição do problema, a erros no modelo adotado para o cálculo do escoamento, a erros numéricos e a erros no código de cálculo e de utilizador. É, por isso, necessário mitigar este desvio ao máximo tendo em conta que a capacidade computacional não permite uma total mitigação.

A definição de um modelo adequado para simular o escoamento através da turbina é, então, essencial para que o escoamento simulado consiga refletir as características do escoamento real. Desta forma, o capítulo presente inicia-se com a descrição do modelo utilizado, nomeadamente o domínio e as condições de fronteira adotadas.

Seguidamente, o modelo matemático adotado é descrito onde é dada ênfase à escolha de um modelo de turbulência apropriado para o problema em questão. O modelo de turbulência utilizado neste estudo é o $k - \omega$ SST, [41], a sua metodologia e a forma como o software comercial aplica este modelo é abordada.

As malhas bidimensional e tridimensional utilizadas são, também, descritas neste capítulo. As características da malha, incluindo o grau de refinamento, têm um impacto significativo na precisão dos resultados e, por outro lado, têm impacto no tempo de computação requerido. É, assim, necessário conciliar estes dois factores determinantes aquando da escolha da malha.

Dada a ausência de resultados experimentais para cada geometria nas condições de funcionamento desejadas, uma avaliação do erro numérico é requerida. Assim sendo, o método de verificação dos resultados obtidos é apresentado no final do capítulo.

3.5.1 Definição do Problema e Condições Fronteira

O domínio utilizado para simular a cascata de pás do perfil médio é ilustrado na Figura 3.16 com as respectivas fronteiras. Note-se que, embora a representação mencionada apresente duas passagens entre duas pás consecutivas para facilitar a visualização, o estudo numérico é realizado apenas com uma passagem.

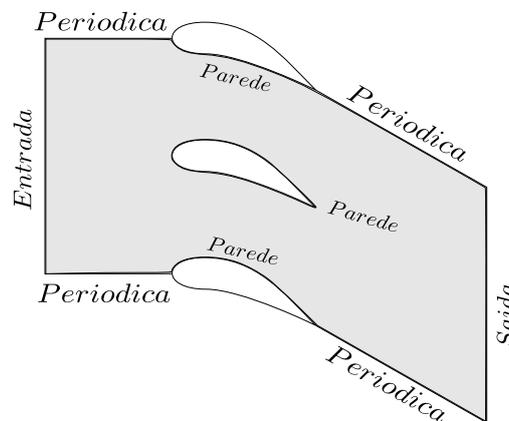


Figura 3.16: Domínio e condições fronteira para a cascata de pás do raio médio.

Aquando da escolha do tamanho do domínio, o tipo de condições fronteira a aplicar são determinantes. A montante da cascata foi apenas usado um comprimento equivalente a cinco vezes a corda da pá, no entanto, dado que a influência da presença da pá é mais intensa a jusante, é necessário um maior comprimento. Um comprimento de dez vezes a corda da pá foi adotado, ou seja, considera-se que neste ponto o escoamento já se encontra desenvolvido e os gradientes de todas as variáveis são nulos na direção do escoamento.

Na fronteira de entrada é utilizada uma condição que fixa a magnitude da velocidade do escoamento calculada na fase preliminar do projeto. Recorde-se que a velocidade absoluta e relativa à entrada do estator e do rotor, respectivamente, apresenta apenas uma componente normal à fronteira de entrada. Dada a natureza turbulenta do escoamento presente é de igual forma necessário estabelecer o valor da energia cinética turbulenta e o valor da frequência da turbulência. Na ausência de dados experimentais ou de resultados de simulações do escoamento a montante da turbina, a utilização de valores uniformes para estes parâmetros na fronteira de entrada é necessária. O valor da energia cinética turbulenta é calculado através da Equação 3.46, em conformidade com [42], e o valor da frequência da turbulência através da equação 3.47.

$$k = \frac{3}{2} (IV_{média})^2 \quad (3.46)$$

$$\omega = \frac{0,09k}{\beta\nu} \quad (3.47)$$

De acordo com [43], para escoamentos completamente desenvolvidos no interior de condutas a intensidade turbulenta no núcleo da conduta pode ser estimada pela Equação 3.48 e o valor aceitável para β é de 100.

$$I = 0,16Re^{-1/8} \quad (3.48)$$

Dado que as condições do escoamento na fronteira de saída são desconhecidas, é utilizada uma condição que fixa a pressão estática nesta secção. A validade da condição de pressão estática uniforme à saída é sustentada por uma elevada distância da fronteira de saída ao bordo de fuga do perfil. Considera-se, então, no projeto bidimensional que uma distância equivalente a dez vezes a corda é suficiente para que o escoamento de saída seja uniforme.

Às paredes sólidas correspondentes ao contorno do perfil da pá é atribuída a condição de impermeabilidade e o cálculo da tensão de corte na parede depende do modelo de turbulência adotado, logo, encontra-se detalhado na respetiva secção.

A condição de fronteira periódica define que o escoamento apresenta um padrão que dita que as condições do escoamento são iguais nas duas fronteiras associadas com esta condição. A conveniência desta condição é perceptível pois reduz drasticamente o número de pás que é necessário simular para obter uma solução precisa. O método de cálculo do escoamento nestas fronteiras assume que a célula adjacente à fronteira superior é vizinha da célula adjacente à fronteira inferior.

Para a simulação do escoamento tridimensional em regime permanente, é necessário definir a condição de fronteira para a interface entre o domínio do estator e do rotor que permita modelar o movimento relativo destes dois domínios. Descrita detalhadamente em [44], a condição denominada de plano de mistura aplica à interface uma média circunferencial das características do escoamento. Apesar de não refletir os efeitos transientes do escoamento e de o efeito de mistura do escoamento inferir uma perda de pressão através da interface, esta condição produz resultados satisfatórios, [45]. O cálculo da velocidade a jusante da interface é efetuado através da média circunferencial da pressão total e da direção do escoamento de forma a permitir que esta seja influenciada pelas condições do escoamento a jusante.

Como o escoamento através da turbina é subsónico e a ordem de grandeza do número de Mach previsto é reduzida, a consideração de escoamento de ar incompressível para o caso bidimensional e de escoamento de ar com propriedades de gás ideal para o caso tridimensional é admissível.

Como boa prática recomendada, inicia-se a solução de todo o domínio com as condições definidas para a fronteira de entrada do escoamento com o objetivo de aumentar a rapidez da convergência da solução.

3.5.2 Modelos Matemáticos

O escoamento através da turbina realiza-se com um número de Reynolds elevado, $Re = 1,3 \cdot 10^6$, o que permite concluir que o regime é predominantemente turbulento. A turbulência define-se pelo movimento caótico e aleatório do escoamento ao longo do tempo. A Figura 3.17 apresenta a variação da velocidade típica de um escoamento turbulento num determinado ponto fixo, cujo padrão justifica a decomposição da velocidade instantânea em duas componentes, a velocidade média e a flutuação da velocidade. Denominada de decomposição de Reynolds, esta é definida pela Equação 3.49.

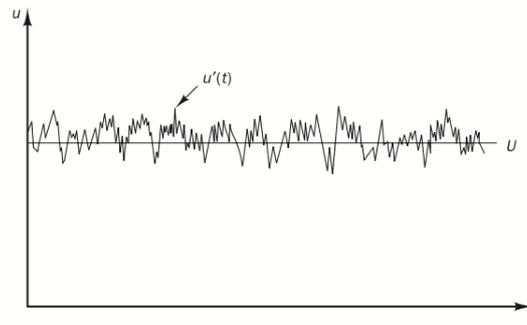


Figura 3.17: Distribuição de velocidade típica num escoamento turbulento. Retirado de [9].

$$u(t) = \bar{u}(t) + u'(t) \quad (3.49)$$

Aplicações em engenharia são frequentemente caracterizadas por escoamentos turbulentos e, dadas as características deste tipo de escoamento, a inibição ou promoção da turbulência é normalmente imposta como critério de projeto. O método de cálculo do escoamento turbulento mais preciso é a Simulação Numérica Direta (DNS) que permite a obtenção da variação da velocidade instantânea. Este método requer uma malha suficientemente refinada e intervalos de tempo curtos, consequentemente, o poder computacional necessário é bastante elevado. Surge, assim, a alternativa mais comum em aplicações práticas, a resolução das equações de Navier-Stokes em média temporal que apenas realiza o cálculo dos efeitos da turbulência nas características médias do escoamento.

Média Temporal das Equações Navier-Stokes

A introdução da decomposição de Reynolds nas equações que governam o escoamento em conjunto com as propriedades das médias temporais das características da velocidade permitem a obtenção das equações de Navier-Stokes em média temporal para escoamento incompressível em regime permanente. A equação da continuidade é dada pela Equação 3.50 e a equação de transporte da quantidade de movimento do campo médio é dada pela Equação 3.51 onde p representa o valor médio da pressão estática.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.50)$$

$$\bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\rho \overline{u'_i u'_j} \right) \quad (3.51)$$

O efeito das flutuações turbulentas no escoamento médio é contabilizado nas equações de movimento através das tensões de Reynolds, $-\rho \overline{u'_i u'_j}$, que resultam da aceleração e desaceleração das partículas do escoamento resultantes do movimento caótico e aleatório do mesmo. A dedução das equações para o estudo do escoamento pode ser encontrado em [9].

Modelo de Turbulência

Com base nas características do escoamento previstas aquando da fase de projeto, o modelo de turbulência para quantificar as tensões de Reynolds adotado neste projeto é o modelo $k - \omega$ com transporte de tensão de corte turbulenta (SST) de Menter, [41]. Este é um modelo híbrido que visa combinar os resultados razoavelmente precisos obtidos do modelo $k - \omega$ para o escoamento na camada limite com a formulação do escoamento fora da camada limite do modelo $k - \epsilon$, que releva boas propriedades de convergência partindo de parâmetros iniciais aleatórios. A vantagem mais significativa deste modelo para o caso em estudo é a capacidade de uma previsão relativamente precisa do comportamento do escoamento em gradiente adverso, nomeadamente em situação de separação. Esta característica verifica-se pois o transporte da tensão de corte turbulenta é quantificado neste modelo, o que, de acordo com [46], é um factor determinante em escoamentos com gradientes de pressão adversos severos.

A equação de transporte para a energia cinética turbulenta, k , e para a frequência turbulenta, ω , são dadas pelas Equações 3.52 e 3.53, respetivamente.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.52)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (3.53)$$

De forma a fechar o problema a viscosidade turbulenta, ν_T , é dada pela Equação 3.54, a produção de energia cinética turbulenta, P_k , é dada pela equação 3.55 e as funções que determinam o peso de cada modelo conjugado são dadas pelas Equações 3.56 e 3.57. Por fim, a Equação 3.58 apresenta o método de cálculo para o valor das constantes apresentadas na Tabela 3.1.

$$\nu_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (3.54)$$

$$P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right) \quad (3.55)$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (3.56)$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad \text{onde} \quad CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (3.57)$$

$$\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1) \quad (3.58)$$

Tabela 3.1: Valor das constantes para o modelo de turbulência presente.

$\sigma_{k,1}$	$\sigma_{k,2}$	$\sigma_{\omega,1}$	$\sigma_{\omega,2}$	β_1	β_2	β^*	α_1	α_2	a_1
0,85	1	0,5	0,856	0,075	0,0828	0,09	0,(5)	0,44	0,31

A função F_1 que define o peso de cada um dos modelos, modelo $k - \omega$ e modelo $k - \epsilon$, na solução do cálculo do escoamento depende do rácio de turbulência, da distância à parede e do número de Reynolds turbulento em determinado ponto do escoamento. Esta função, cujo valor é unitário junto à parede e nulo longe desta, é introduzida no termo de difusão cruzada e no cálculo das constantes do modelo.

Para que o método de cálculo das condições do escoamento junto à parede seja detalhado, é necessário começar por definir a velocidade de fricção, Equação 3.59 onde U_e representa a velocidade do escoamento exterior e C_f o coeficiente de tensão de corte superficial, e a distância à parede adimensional, Equação 3.60 onde y representa a distância à parede.

$$u_\tau = U_e \sqrt{\frac{C_f}{2}} \quad (3.59)$$

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (3.60)$$

Em conformidade com [30], a camada interior de uma camada limite turbulenta encontra-se dividida em três regiões: uma sub-camada linear caracterizada por $y^+ < 1$ e por tensões de corte de origem laminar; uma camada da parede caracterizada por $y^+ > 30 - 50$ e por tensões de corte de origem maioritariamente turbulenta e; uma camada tampão intermédia onde coexistem os dois tipos de tensões de corte. Consequentemente, dependendo da distância adimensional da primeira célula à parede, y_2^+ , o método de cálculo da tensão de corte na parede vai variar. Nomeadamente, para $y_2^+ < 1$ é aplicada a definição para a tensão de corte na parede, para uma distância correspondente à camada de parede uma lei de parede é utilizada, enquanto que para a região intermédia é usada uma função de interpolação dos dois métodos anteriores.

Como consequência, a opção de tratamento do escoamento junto à parede automático é empregada dado que possibilita uma transição entre os métodos de cálculo das condições do escoamento junto à parede adequados consoante a distância da primeira célula à parede, cujo valor é desconhecido aquando da execução da malha.

3.5.3 Malha

O esquema para a malha adotada no caso de escoamento bidimensional em cascata de pás é apresentada na Figura 3.18. A malha junto à parede é estruturada caracterizada por uma topologia C-O e não estruturada no restante domínio. Esta malha híbrida permite conjugar a vantagem de ter uma malha estruturada em torno do perfil da pá de forma a possibilitar uma melhor resolução da camada limite através do controlo da dimensão da primeira célula junto à parede e a vantagem de ter uma malha não estruturada no restante domínio irregular de forma a permitir uma melhor distribuição das células e a evitar células com elevadas distorções e rácios entre as arestas de cada célula.

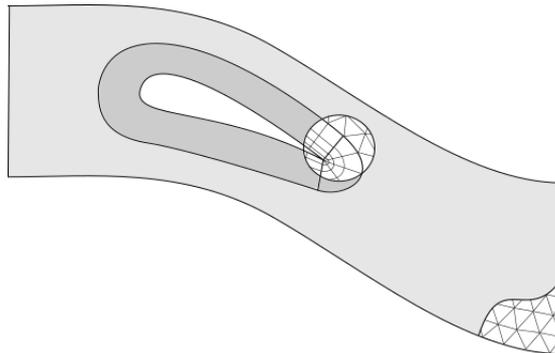


Figura 3.18: Representação dos blocos e do respectivo tipo de malha utilizada para a construção da malha bidimensional.

Os requisitos de qualidade da malha incluem o rácio entre o tamanho de duas células consecutivas na malha não deve exceder o valor de 1,25 principalmente na malha estruturada da camada limite e na zona de transição entre diferentes tipos de malha. Como referido anteriormente, também a avaliação da distorção e do rácio entre as arestas de cada célula é importante.

Adicionalmente, para o modelo de turbulência adotado, é aconselhada uma resolução da camada limite de pelo menos dez pontos, [44].

3.5.4 Avaliação do Erro Numérico

O erro numérico é usualmente dividido em três tipos: erro de discretização espacial e temporal, erro iterativo e erro de arredondamento.

O erro de discretização resulta da transformação de um domínio contínuo descrito por equações diferenciais num domínio discretizado descrito por equações algébricas. Examinar este erro é de elevada importância pois, este é geralmente o maior contribuidor para o erro numérico.

O erro iterativo surge da não linearidade do sistema de equações diferenciais que caracteriza o escoamento. Este não será analisado detalhadamente pois a simplicidade do caso bidimensional em estudo permite que a solução seja convergida até ao mínimo resíduo possível. Independentemente deste facto, o critério de resíduo de 10^{-5} é adotado, o que implica que se considera que, abaixo deste resíduo, o erro iterativo é desprezável em relação ao erro de discretização. Todos os estudos numéricos de escoamento bidimensional foram convergidos até um resíduo inferior ao mencionado.

O erro de arredondamento resulta da precisão finita dos computadores e tende a aumentar com o grau de refinamento da malha. Para as simulações bidimensionais realizadas neste trabalho não é requerido um estudo aprofundado deste tipo de erro sendo que o critério adotado para a minimização deste é a utilização de precisão dupla, dado que o tamanho da malha o permite sem um aumento significativo do tempo computacional.

Erro de Discretização Espacial

O aumento do refinamento de malha é associado a uma diminuição assintótica do erro de discretização espacial até ao valor nulo. Torna-se então necessária a realização de simulações para mais do que uma malha de forma a ser possível examinar a variação de determinados parâmetros com o refinamento da mesma.

O grau de refinamento é medido através do rácio entre o número de células da malha mais refinada e o número de células da malha em questão elevado ao inverso da dimensão do domínio em que o escoamento é calculado, Equação 3.61.

$$r_i = \left(\frac{N_1}{N_i} \right)^{1/D} \quad (3.61)$$

O critério que permite avaliar se a malha é refinada o suficiente para permitir obter resultados precisos consiste em verificar o desvio do valor da solução obtido em relação ao valor assintótico. Ao conseguir definir uma relação assintótica entre a solução de três malhas é possível calcular o valor para o qual tende a função tende à medida que a malha é refinada. É de notar que o valor assintótico não corresponde ao valor exato da solução do problema, a diferença entre estes dois valores é no entanto desprezada com base na suposição de que o erro tende para zero com a diminuição do tamanho da malha.

Baseado em [47], o erro da solução pode ser estimado pela Equação 3.62 obtida pela teoria da Extrapolação de Richardson. O erro depende, então, do valor da solução numérica do parâmetro em análise para uma determinada malha, ϕ_i , do valor exato da solução, ϕ_0 , de uma constante α , do tamanho característico da malha r_i e da ordem de convergência da solução, p . Caso o valor da solução seja conhecido para três malhas com diferentes níveis de refinamento, é possível obter o valor das incógnitas da Equação 3.62 através da aplicação do Métodos dos Mínimos Quadrados.

$$\phi_i - \phi_0 = \delta_{RE} = \alpha r_i^p \quad (3.62)$$

Capítulo 4

Projeto do Estator

Aquando do projeto da geometria para uma turbomáquina, é importante ter em atenção que não existe a geometria perfeita. O resultado consiste, então, na geometria que, através da consideração de diversas hipóteses de simplificação do escoamento, se prevê que respeite as condições de escoamento pretendidas com a maior eficiência possível.

A desempenho do estator é determinante no desempenho global da turbomáquina pois as condições do escoamento a jusante deste elemento vão influenciar diretamente a quantidade de energia trocada entre o fluido e o rotor. O estator deve, desta forma, garantir que as características do escoamento apresentadas na Tabela 4.1 são verificadas e que o efeito da esteira é mínimo a jusante do escoamento.

Tabela 4.1: Características do escoamento através do estator.

Raio	Ângulo de entrada	Ângulo de saída
Cubo	90°	26,06°
Médio	90°	35°
Bordo Marginal	90°	39,25°

No início do presente capítulo é apresentado um estudo de convergência para verificar a precisão dos resultados obtidos com a configuração de malha e com o modelo adotados para a simulação computacional do escoamento.

Os principais resultados da geometria das pás do estator em situação de escoamento bidimensional são apresentados nesta secção. Adicionalmente, o efeito das variações dos parâmetros de projeto adotados e a comparação entre as diversas geometrias alternativas são também abordados. Ao longo desta secção é dada especial ênfase às consequências da hipótese de escoamento potencial considerada no presente projeto, nomeadamente na geometria final e na quantificação do desvio relativamente ao escoamento real.

A primeira geometria considerada recorre à imposição da distribuição de coeficiente de pres-

são constante, no entanto, a quantificação das perdas no escoamento levou à necessidade de adotar uma distribuição de espessura característica de aplicações semelhantes. Consequentemente, é realizado um estudo numérico para diversas distribuições de espessura que permitiu a seleção da mais favorável para as condições do escoamento requeridas através do estator.

O impacto do valor do rácio entre o passo e a corda axial na eficiência do escoamento entre pás não é desprezável, nomeadamente quando a minimização de perdas de fricção, de perdas de separação e de escoamentos secundários é desejável. Assim, um estudo da variação da potência dissipada estimada com o valor do referido rácio é apresentado.

O final do capítulo consiste na apresentação do projeto para os perfis das extremidades da envergadura. A geometria destes é obtida com base na extrapolação dos critérios de geometria adotados para o perfil do raio médio, que se revelaram como os mais adequados para as condições de escoamento presentes.

4.1 Avaliação do erro de discretização espacial

A avaliação do erro de discretização espacial é necessário dada a sua contribuição dominante para o erro global da solução.

A minimização do erro de discretização é obtida pela utilização de discretização de segunda ordem para as equações da pressão, da quantidade de movimento, do transporte de energia cinética turbulenta e de taxa de dissipação da turbulência aquando da configuração do modelo matemático para a resolução do escoamento. Esta definição implica que o erro é proporcional ao espaçamento entre células consecutivas ao quadrado, [48]. Para casos em que a direção do escoamento não está alinhado com a malha, a escolha deste tipo de discretização é determinante para a precisão dos resultados, [42].

No entanto, é necessário quantificar o erro de discretização resultante da malha escolhida para modelar a cascata de pás. A reduzida dimensão do domínio em questão, possível graças à utilização de fronteiras periódicas, permite o estudo de mais de três graus de refinamento da malha dado o tempo computacional necessário para a obtenção de uma solução convergida para cada caso.

A distribuição de espessura NACA6510 é utilizada para o estudo atual e o refinamento sucessivo de cada malha foi obtido mantendo a altura normal à parede do primeiro elemento de forma a garantir que o valor de y^+ é inferior à unidade. Naturalmente, esta condição é aconselhada pelo modelo de turbulência utilizado e implica que a condição de não-escorregamento será utilizada. O valor máximo de y^+ na superfície da pá, verificado nos resultados das simulações computacionais, é aproximadamente de 0,2, logo, está em conformidade com as condições requeridas.

O método de execução dos diferentes graus de refinamento de malha para o estudo de convergência é agora descrito. O número de elementos na superfície do perfil, assim como o número de elementos nas fronteiras que delimitam o domínio e o número de camadas da malha estruturada em torno do perfil é variado com base na multiplicação por um determinado factor que permite uma progressão entre dois graus de refinamento, r , consecutivos correspondente a $\sqrt{2}$.

Os resultados de ângulo de saída do escoamento viscoso, de coeficiente de sustentação e de

coeficiente de resistência para cada grau de refinamento de malha são apresentados na Tabela 4.2 e a convergência assintótica dos mesmos pode ser observada na Figura 4.1.

Tabela 4.2: Variação de parâmetros representativos do escoamento com o grau de refinamento da malha.

Número de elementos	Rácio $\sqrt{h_1/h_i}$	Ângulo de saída do escoamento	Coeficiente de Sustentação	Coeficiente de Resistência
14082	3,9142	38,23	1,8385	0,0302
27712	2,7902	38,28	1,8362	0,0298
54822	1,9838	38,29	1,8357	0,0299
109400	1,4043	38,32	1,8342	0,0297
215748	1	38,30	1,8349	0,0298

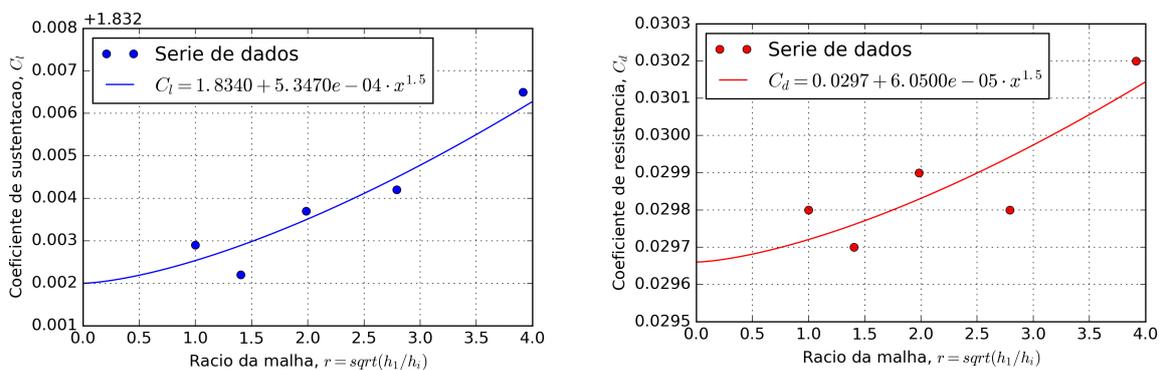


Figura 4.1: Representação da variação do coeficiente de sustentação, à direita, e do coeficiente de resistência, à esquerda, com o refinamento de malha incluindo a respectiva função resultante do método de mínimos quadrados.

De acordo com [49], os resultados anteriores permitem concluir que a convergência verificada é monotônica e, conseqüentemente, dada a precisão de segunda ordem dos resultados, a incerteza da solução é dada pela Equação 4.1 onde U_s corresponde ao desvio padrão obtido da regressão polinomial efectuada e o valor 1,25 corresponde ao valor do factor de segurança escolhido. A Tabela 4.3 apresenta o valor da incerteza calculada para a configuração de malha mais refinada que será utilizada para todos os estudos numéricos realizados.

$$U^d = 1,25 \cdot \delta_{RE} + U_s \quad (4.1)$$

Dada a ordem de grandeza dos valores de incerteza relativamente à ordem de grandeza dos coeficientes em questão, é possível concluir que o valor relativo da incerteza do coeficiente de resistência, aproximadamente 1%, é uma ordem de grandeza superior ao do coeficiente de sustentação, aproximadamente 0,1%. Apesar disso, o valor de incerteza é pouco significativo para o resultado final.

Tabela 4.3: Valor da incerteza do valor do coeficiente de sustentação e do valor do coeficiente de resistência para a malha mais refinada.

	Coeficiente de sustentação	Coeficiente de resistência
RMSE	$6,322 \cdot 10^{-4}$	$1,418 \cdot 10^{-4}$
Incerteza	$1,757 \cdot 10^{-3}$	$2,668 \cdot 10^{-4}$

4.2 Distribuições de espessura obtidas recorrendo ao algoritmo de otimização

Dado que o algoritmo de otimização permite o controlo do coeficiente de pressão em escoamento potencial, é de grande interesse a capacidade de inferir as perdas no escoamento através da distribuição deste parâmetro ao longo do perfil.

O resultado da otimização do coeficiente de pressão com a função objetivo, descrita na Secção 3.4, para um valor de rácio passo-corda axial de 0,5 é representado na Figura 4.2. Verifica-se que a geometria obtida está associada a elevadas velocidades do escoamento e a um gradiente adverso intenso junto ao bordo de fuga do perfil o que permite deduzir, sem a realização de um estudo numérico, que as perdas de fricção e de separação, respetivamente, serão elevadas.

Com o intuito de minimizar as perdas, o algoritmo foi alterado de forma a otimizar a espessura tendo como objetivo a obtenção de um determinado valor de coeficiente de pressão mínimo. Os resultados são também visíveis na Figura 4.2. É de notar que a otimização para um valor de coeficiente de pressão constante mínimo de $-1,0$ não permite a obtenção de uma geometria válida, dado que a espessura é nula junto ao bordo de fuga, pois o valor de velocidade requerido é igual ao valor da velocidade do escoamento de aproximação.

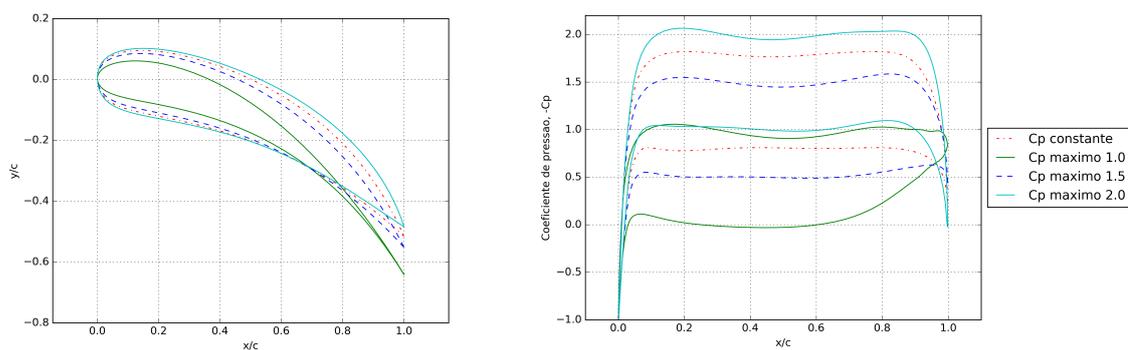


Figura 4.2: Representação das geometrias do perfil do raio médio do estator resultantes da otimização da distribuição de espessura, à esquerda, e das distribuições do coeficiente de pressão correspondentes, à direita.

Embora a variação das perdas de fricção com o quadrado da velocidade em escoamento turbulento torne este parâmetro relativamente fácil de deduzir, a quantificação das perdas por separação

requer a seleção de um critério adequado. Desta forma, a utilização do critério de Stratford permite uma estimativa do ponto de separação na superfície do perfil e, conseqüentemente, uma estimativa das perdas. Esta estimativa baseia-se na premissa de que a contribuição das perdas por separação será considerada tanto maior, quanto maior for a distância do ponto de separação ao bordo de fuga. A posição do ponto de separação relativamente à corda resultante da aplicação do critério de Stratford a cada uma das geometrias anteriores é apresentada na Tabela 4.4.

Tabela 4.4: Localização do ponto de separação previsto pelo critério de Stratford.

Cp Constante	Cp mínimo de $-1,5$	Cp mínimo de $-2,0$
96,2%	97,7%	96,8%

Ao contrário do resultado previsto, verifica-se que a geometria correspondente à otimização para coeficiente de pressão constante representa o escoamento para o qual são previstas maiores perdas de separação. Este resultado verifica-se embora esta não seja a geometria com o gradiente adverso mais intenso junto ao bordo de fuga. No entanto, a diferença absoluta relativamente ao resultado obtido para a geometria com coeficiente de pressão mínimo de $-2,0$ não é significativa, Tabela 4.4, e a posição de início de recuperação de pressão é localizada numa posição mais a montante para o caso de coeficiente de pressão constante, visível na Figura 4.2. Estes dois factores podem justificar o resultado obtido.

De forma a garantir a veracidade dos resultados anteriores e a avaliar a contribuição de cada tipo de mecanismo de perda para as perdas globais no escoamento através da cascata de pás, a simulação computacional do escoamento viscoso em torno de cada perfil foi realizada e os resultados são apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5: Resultados do ângulo de saída, coeficiente de sustentação e coeficiente de resistência para o escoamento viscoso em torno do perfil em cascata.

Otimização	Ângulo de saída do escoamento	Coeficiente de Sustentação	Coeficiente de Resistência
Cp Constante	38,41	1,0927	0,0408
Cp mínimo de $-1,5$	37,21	1,1240	0,0330
Cp mínimo de $-2,0$	41,43	1,0193	0,0571

Como é possível verificar pela variação do coeficiente de resistência, o resultado anterior para a posição do ponto de separação anteriores confirma-se. Revela-se, no entanto, a significativa contribuição das perdas de fricção, dado que as geometrias correspondentes a um coeficiente de pressão constante e a um coeficiente de pressão mínimo de $-2,0$, para as quais se estimava perdas de separação semelhantes, apresentam agora valores de coeficiente de resistência bastante díspares.

4.3 Distribuições de espessura típicas em aplicações de turbomáquinas axiais

Dado que os requisitos específicos do escoamento presente não se encontram explorados na literatura e, conseqüentemente, a avaliação das características de desempenho é restringida à comparação entre resultados de geometrias projetadas no decorrer deste trabalho, torna-se conveniente comparar o desempenho das geometrias anteriores com geometrias cuja distribuição de espessura seja utilizada frequentemente em aplicações axiais semelhantes, [28]. O estudo presente foi realizado com um valor de rácio passo-corda axial calculado através do critério de Zweifel.

As distribuições de espessura analisadas neste projeto são as seguintes: A3K7, B1E111, C4, NACA6510 e T6. Estas são representadas na Figura 4.3 na sua configuração final que permite a obtenção do ângulo de saída desejado em escoamento potencial.

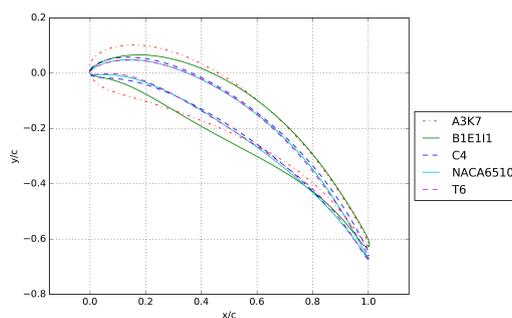


Figura 4.3: Representação da geometria para as distribuições de espessura A3K7, B1E111, C4, NACA6510 e T6.

Aquando do cálculo do escoamento potencial em torno dos perfis, verifica-se uma distribuição irregular do coeficiente de pressão junto ao bordo de fuga, Figura 4.4. Esta resulta do facto de o bordo de fuga ser arredondado, daí que, a localização do ponto de estagnação não é conhecido à priori como no caso anterior em que o bordo de fuga era pontiagudo. Dada a importância do gradiente de pressão junto ao bordo de fuga para as perdas de separação, é apresentada na Figura 4.4 a distribuição de pressão total para o caso de escoamento viscoso.

Os valores do coeficiente de sustentação e do coeficiente de resistência, apresentados na Tabela 4.6, permitem uma avaliação quantitativa das forças que atuam no perfil em cascata.

Verifica-se que as distribuições de espessura NACA6510 e T6 revelam um valor de ângulo de saída do escoamento mais próximo do valor necessário para as condições do projeto de 35° e, adicionalmente, apresentam valores de coeficiente de resistência reduzidos quando comparados com os restantes.

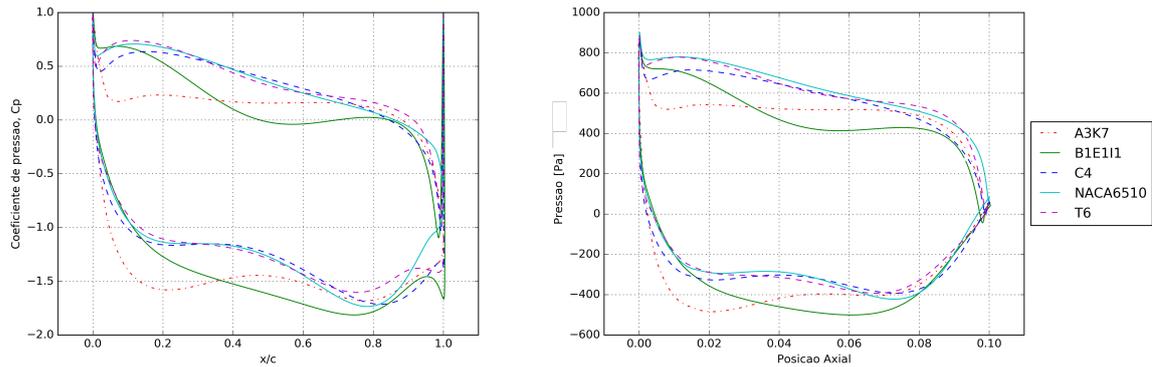


Figura 4.4: Representação da distribuição do coeficiente de pressão em escoamento potencial, à esquerda, e a distribuição de pressão total em escoamento viscoso, à direita, para os perfis A3K7, B1E111, C4, NACA6510 e T6.

Tabela 4.6: Comparação entre os coeficientes de sustentação e de resistência para as diferentes distribuições de espessura.

Distribuição de Espessura	Ângulo de saída do escoamento	Coefficiente de Sustentação	Coefficiente de Resistência
A3K7	39,07°	1,8049	0,0341
B1E111	39,75°	1,7776	0,0364
C4	39,17°	1,7988	0,0319
NACA6510	38,30°	1,8349	0,0298
T6	38,71°	1,8142	0,0297

Posteriormente, a escolha da distribuição de espessura mais adequada para o caso presente é feita com base na distribuição de pressão total no extradorso do perfil junto ao bordo de fuga. Como é possível observar na Figura 4.5, a recuperação de pressão para a distribuição de espessura T6 é realizada com um gradiente adverso inferior ao da distribuição de espessura NACA6510. Como a intensidade do gradiente de pressão adverso está associado a maiores perdas de separação, o perfil T6 é escolhido como o mais favorável para as condições de funcionamento desejadas.

Quando comparados com os resultados para as distribuições de espessura obtidos com o algoritmo de otimização, verifica-se que estes últimos resultados são bastante mais favoráveis. O aumento do valor do rácio passo-corda axial aliado com a predominância de um gradiente favorável, e não constante, ao longo da corda resultou num melhor desempenho do estator.

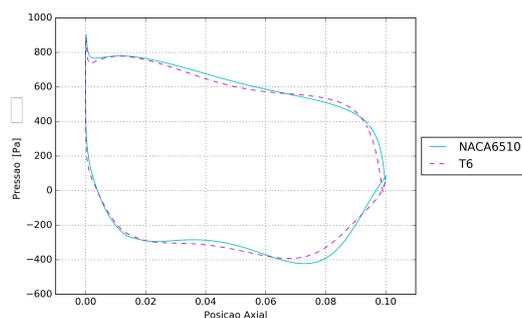


Figura 4.5: Comparação entre a distribuição de pressão total as distribuições de espessura NACA6510 e T6.

4.4 Influência do rácio entre o passo e a corda axial

Durante o processo de otimização de espessura, verificou-se a vantagem de ter um rácio passo-corda axial reduzido de forma a obter uma distribuição de espessura esbelta. Apesar de este estudo ter sido feito para o estator, o impacto do valor do rácio no resultado da geometria só será demonstrado, por conveniência, no capítulo do projeto do rotor, Secção 5.3.1.

A fim de avaliar o efeito da variação deste rácio no desempenho do perfil em cascata, é apresentado nesta secção um estudo dos resultados para o escoamento viscoso em torno da geometria obtida com a distribuição de espessura T6 para diferentes valores de rácio passo-corda axial.

Dado o desvio entre o escoamento potencial e o escoamento viscoso à saída da cascata de pás, é necessário iterar o valor do ângulo de saída introduzido como condição no algoritmo, cuja definição permite a obtenção da curvatura da linha média do perfil, de forma a que o resultado do ângulo em escoamento viscoso seja o requerido pelo projeto. Isto verifica-se, particularmente, para valores de rácio elevados pois a deflexão do escoamento é mais eficaz para valores de rácio reduzidos. Os resultados são apresentados na Tabela 4.7 onde o valor de 0,851 corresponde ao critério de Zweifel.

Apesar do aumento do valor do coeficiente de resistência com o rácio, um valor de rácio reduzido implica um maior número de pás para a mesma dimensão da corda axial, logo, as perdas no escoamento através da totalidade do estator seriam maiores. Torna-se, assim, necessário adotar um critério de escolha mais adequado para o projeto da presente turbina. Este é deduzido pela definição da potência dissipada através de uma coroa de pás que resulta do produto entre o valor da força de resistência total, isto é da soma das forças de resistência para cada perfil que compõe a coroa, e o valor da velocidade. Com a definição de coeficiente de resistência, Equação 3.10, é possível calcular a potência dissipada através da Equação 4.2 onde Z corresponde ao número total de pás dado pelo rácio entre o perímetro da turbina e o valor passo, Equação 4.3.

$$P_{dissipada} = DZc_m = \left(\frac{1}{2} \rho c_m^3 l \right) C_d Z \quad (4.2)$$

$$Z = \frac{2\pi r_m b}{b t} \quad (4.3)$$

Tabela 4.7: Características do escoamento para os diferentes valores de rácio passo-corda axial.

Rácio passo-corda axial	Ângulo de saída em escoamento potencial	Ângulo de saída em escoamento viscoso	Coefficiente de sustentação	Coefficiente de resistência	Rácio $C_d \cdot (b/t)$
0,50	33,25°	34,98°	1,1817	0,0252	0,0504
0,68	32,40°	34,95°	1,6013	0,0261	0,0385
0,77	31,75°	35,01°	1,8096	0,0278	0,0361
0,80	31,51°	34,94°	1,8828	0,0283	0,0354
0,851	31,10°	34,92°	2,0057	0,0293	0,0344
0,90	30,87°	34,97°	2,1158	0,0306	0,0340
1,00	30,00°	34,87°	2,3556	0,0337	0,0337

Dado que as únicas variáveis não constantes são o coeficiente de resistência e o rácio passo-corda axial, o critério escolhido é o valor de $C_d \cdot (b/t)$. A representação gráfica da variação dos parâmetros anteriores é apresentada na Figura 4.6 e na Figura 4.7.

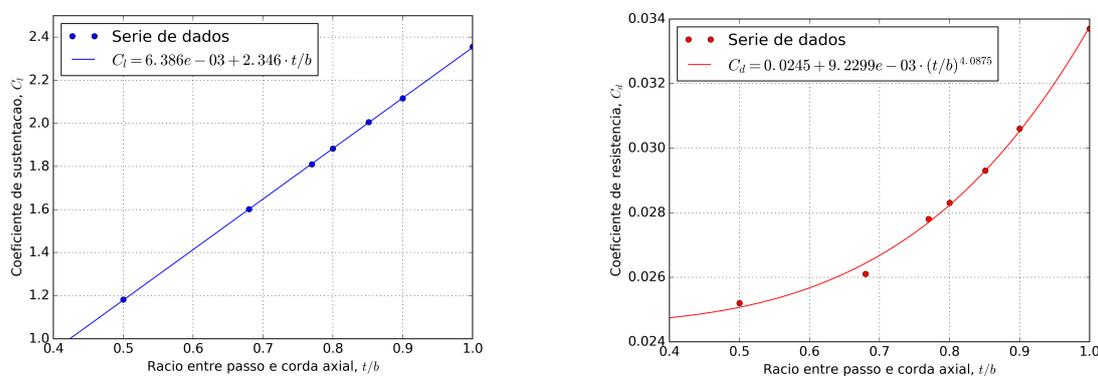


Figura 4.6: Representação da variação do coeficiente de sustentação, à esquerda, e da variação do coeficiente de resistência, à direita, com o valor do rácio passo-corda axial.

A variação do coeficiente de sustentação reflete a relação linear com o rácio passo-corda, [27]. Por sua vez, o coeficiente de resistência apresenta um aumento com o valor do rácio elevado a aproximadamente 4. Os resultados para o coeficiente de resistência favorecem valores de rácio passo-corda axial reduzidos, não só porque as perdas por separação tendem a aumentar com o valor do rácio, mas também porque as forças exercidas em cada perfil aumentam, igualmente, com o valor do rácio. Por último, quando as características do escoamento são comparadas em termos da potência dissipada, a influência das perdas por fricção é evidente e, conseqüentemente, valores de rácio passo-corda axial elevados são favorecidos.

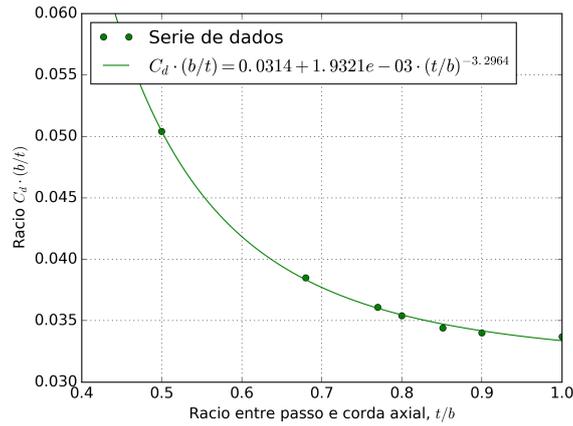


Figura 4.7: Representação da variação do rácio $C_d \cdot (b/t)$ com o valor do rácio passo-corda axial.

Dado que no presente estudo são apenas consideradas perdas bidimensionais, com os resultados obtidos não é possível apurar se o rácio passo-corda axial obtido com o critério de Zweifel é o mais adequado para as características requeridas para o escoamento. Embora não apresente o menor valor de rácio $C_d \cdot (b/t)$, este critério é escolhido para a geometria final do estator. Esta decisão baseia-se no aumento das forças exercidas na pá com o aumento do rácio passo-corda axial, o que é indesejável em termos estruturais.

4.5 Geometria tridimensional para o estator

Em resumo, o projeto do estator para o raio médio permitiu concluir que a distribuição de espessura T6, juntamente com o espaçamento entre pás no raio médio determinado pelo critério de Zweifel, são as condições mais adequadas para o presente caso. A dimensão da corda axial é imposta como constante ao longo da envergadura por motivos de fabrico. O facto de não ser necessário recorrer à otimização de espessura permite poupar bastante tempo computacional na obtenção da geometria dos perfis do raio junto ao cubo e junto ao bordo marginal, apresentados na Figura 4.8 com a respetiva distribuição do coeficiente de pressão em escoamento potencial.

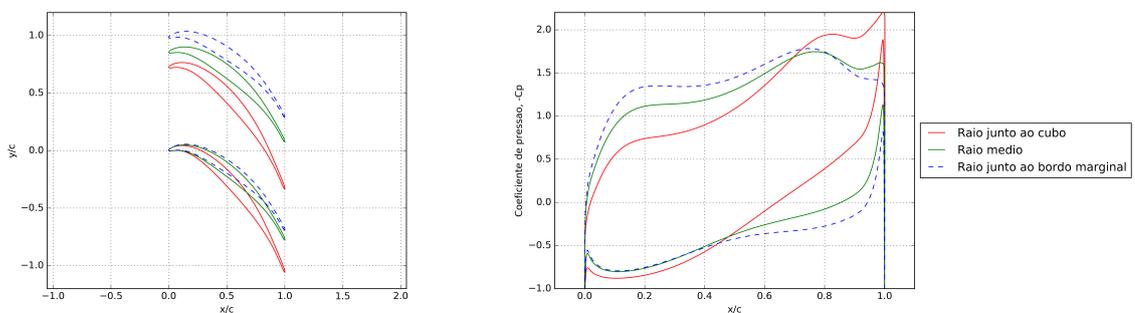


Figura 4.8: Geometria final dos três perfis bidimensionais projetados do estator, à esquerda, e respetiva distribuição do coeficiente de pressão em escoamento potencial, à direita.

Antes de prosseguir com o estudo do escoamento tridimensional, é de interesse avaliar as características do escoamento viscoso em torno de cada um dos três perfis bidimensionais, Tabela 4.8.

Tabela 4.8: Características do escoamento para cada um dos três perfis bidimensionais projetados do estator.

Raio	Ângulo de saída em esc. potencial	Ângulo de saída em esc. viscoso	Coefficiente de Sustentação	Coefficiente de Resistência
Cubo	22,85	26,03	2,0962	0,0315
Médio	31,10	34,92	2,0057	0,0293
Bordo Marginal	34,70	39,22	2,0708	0,0329

Os valores elevados do coeficiente de sustentação e do coeficiente de resistência para o perfil junto ao cubo são inerentes da elevada deflexão inferida ao escoamento. Por sua vez, o resultado para os coeficientes do perfil junto ao bordo marginal devem-se aos efeitos do aumento do rácio passo-corda axial descritos na secção anterior.

Capítulo 5

Projeto do Rotor

Evidentemente, o objetivo principal deste projeto é maximizar a troca de energia entre o fluido e o rotor, daí que é necessário garantir que o escoamento através do canal formado pelas pás do rotor se realiza com o mínimo de perdas e que o escoamento de saída tenha o mínimo de energia rotacional possível. Este último ponto é assegurado caso o perfil apresente as características de escoamento expostas na Tabela 5.1, dado que estas garantem que o escoamento à saída é puramente axial, em concordância com o projeto uni-dimensional.

Tabela 5.1: Características do escoamento para os perfis do rotor.

Raio	Ângulo relativo de entrada, β_1	Ângulo relativo de saída, β_2
Cubo	111,54°	31,26°
Médio	90°	35°
Bordo marginal	78,07°	36,40°

Primeiramente, é relevante analisar a variação da energia trocada entre o fluido e o rotor ao longo da envergadura da pá, Figura 5.1. Pela definição de momento de força, quanto maior o raio a que a força tangencial é aplicada maior é o momento por esta causado, ou seja, a força tangencial necessária para manter o rotor a rodar a determinada velocidade diminui com o aumento da sua posição radial. É por este motivo que perto do cubo da turbina existe uma deflexão bastante alta mas o valor da energia trocada com o fluido é bastante reduzida. O oposto acontece perto do bordo marginal da turbina onde a deflexão exigida é reduzida mas a energia trocada é elevada.

À semelhança do estator, o projeto do rotor consiste na consideração de diversos critérios de projeto em escoamento potencial, nomeadamente de inúmeras distribuições do coeficiente de pressão, e na seleção da geometria que revela a melhor performance em escoamento viscoso em detrimento das restantes.

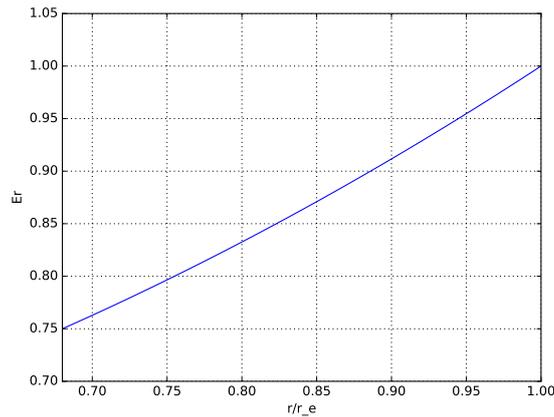


Figura 5.1: Variação da energia trocada entre o fluido e o rotor ao longo do raio adimensionalizada pelo valor no raio do bordo marginal da turbina.

O capítulo presente inicia-se com a descrição da influência de parâmetros que, embora não afetem diretamente o escoamento em torno do perfil, determinam a precisão e a qualidade dos resultados do algoritmo de projeto da geometria. Na sequência desta análise, é posteriormente apresentado o estudo de convergência do algoritmo referido. Como a configuração da malha nesta fase é semelhante à adotada aquando do projeto do estator, um novo estudo de convergência de malha é dispensado.

As restantes secções do capítulo presente consistem nos dois principais critérios de projeto para a distribuição do coeficiente de pressão estudados. O primeiro critério corresponde a um gradiente de pressão nulo imposto ao longo da corda, enquanto que o segundo corresponde a um gradiente de pressão favorável ao longo da corda. É de notar que, nas proximidades do bordo de ataque e do bordo de fuga, estes critérios não são respeitados. Consequentemente, o critério é imposto de forma a que o gradiente desejado seja verificado na maior percentagem de corda possível.

A distribuição constante do coeficiente de pressão, inicialmente considerada como a mais adequada para o projeto dadas as considerações apresentadas na Secção 3.2, é analisada para diferentes valores do rácio passo-corda axial. Todavia, os resultados de desempenho desfavoráveis, conduziram à necessidade de optar por critérios alternativos.

O requisito de elevada eficiência do perfil do rotor para escoamentos de entrada com um certo desvio do ângulo determina que a utilização de distribuições de espessura típicas de aplicações axiais semelhantes não seja adequada. Isto é, visto que estas são caracterizadas por pequenos raios de bordo de ataque, um desvio do ângulo de entrada provocaria necessariamente um pico de velocidade no extradorso ou no intradorso dependendo do sentido do desvio. É, então, considerada a condição de gradiente de pressão favorável ao longo da pá.

Relativamente ao critério anterior, um gradiente de pressão favorável tem a principal vantagem de apresentar uma magnitude da velocidade em torno do perfil significativamente inferior e, consequentemente, apresenta menores perdas por fricção. Consequentemente, o interesse em explorar geometrias obtidas com este critério como base levou à realização dos estudos apresentados na última secção deste capítulo. O impacto da variação do desvio do ângulo de entrada considerado, o número

de pontos de espessura utilizados no algoritmo de otimização e o impacto da geometria do bordo de fuga são os tópicos abordados.

5.1 Influência dos parâmetros do algoritmo de otimização

O algoritmo de cálculo de geometria integra parâmetros que, apesar de não serem definidos pelos critérios de performance do projeto, influenciam significativamente o resultado final. Estes parâmetros incluem o número de pontos em que a linha média e a superfície da pá são discretizadas, o tipo de interpolação utilizada para criar curvas suaves e o factor de relaxação da Equação 3.30.

Numa situação ideal, o número de pontos seria infinito de modo que o efeito da curvatura da superfície da pá fosse totalmente contabilizado e que a linha média fosse alterada a cada iteração de forma suave. É necessário, então, escolher um número de pontos suficientemente grande de forma a permitir que a atualização da geometria seja realizada de acordo com o desvio da velocidade tangencial média ao longo da corda mas, também, suficientemente pequeno de forma a ser compatível com a precisão numérica da máquina e a garantir um tempo computacional aceitável.

Dada a série de pontos discretizados obtida, é necessário criar curvas suaves que permitam um escoamento com propriedades aerodinâmicas apropriadas, embora com a restrição de que estas têm de refletir as características de escoamento calculadas com o domínio discretizado. O número de pontos referido tem grande influência no tipo de interpolação escolhida.

A partir do vetor com os pontos de espessura, a distribuição de espessura é interpolada através de uma curva de Bézier que permite a criação de uma curva suave e que, aquando da aplicação desta distribuição para gerar a geometria final da superfície da pá, garante boas propriedades para o bordo de ataque e para o bordo de fuga. Para o caso presente, a principal vantagem da utilização de uma curva de Bézier é que esta permite a obtenção de uma geometria adequada com um número reduzido de pontos de espessura, o que diminui significativamente o tempo computacional despendido pelo algoritmo de otimização.

Um elevado número de pontos na linha média causa uma superfície irregular para o perfil bidimensional da pá quando um simples spline cúbico é utilizado. Por conseguinte, é utilizada uma função do pacote SciPy que permite a interpolação através de um spline univariado, [50]. Este spline permite a criação de uma curva suave recorrendo à alteração de certos valores dos pontos discretizados. É de notar que este facto não altera a validade dos resultados pois, em caso de convergência da solução, a alteração é bastante pequena.

A influência do valor do factor de relaxação usado na atualização da geometria da linha média é notada na velocidade de convergência do algoritmo de otimização. Para o mesmo número de gerações, um valor inferior do factor permite obter um valor da função objetivo mais baixo mas num maior espaço de tempo quando comparado a um valor superior.

5.2 Erros e convergência dos resultados

Aquando da avaliação de erros, há que considerar que as hipóteses simplificativas adotadas para o projeto são o maior contribuinte para o desvio em relação à solução exata do problema. Nomeadamente, os efeitos da viscosidade no escoamento real que são desprezados. Não obstante, como foi dito anteriormente, a distribuição do gradiente de pressão utilizada juntamente com o tempo de computação necessário, tornam este método bastante atrativo em termos de projeto. Também a aproximação bidimensional da cascata de pás que, por um lado não é apropriada devido à separação do escoamento, é apoiada pelo facto de o rácio de raio do cubo e do bordo marginal ser elevado, [25]. Deste modo, os erros presentes nesta secção são relativos à solução de escoamento potencial e não à solução em escoamento real.

A convergência dos resultados é avaliada analisando individualmente a convergência do algoritmo de atualização da geometria do perfil da pá e a convergência do algoritmo de evolução diferencial.

O algoritmo, que permite a obtenção de uma geometria que respeita as condições de escoamento impostas, baseia-se num processo que realiza o cálculo do desvio entre as características do escoamento da geometria atual relativamente às requeridas e que, com base num critério para este desvio, designado de resíduo, rejeita ou aceita a geometria. O resíduo deve apresentar o menor valor possível mas, devido a limitações de tempo computacional, é necessário escolher um valor cujos desvios equivalentes sejam desprezáveis aquando da produção do modelo real. Mais concretamente, desvios angulares relativos da ordem de 10^{-5} são o critério adotado.

A convergência do algoritmo de evolução diferencial para o perfil do raio médio, Figura 5.4, é representada na Figura 5.2. É notável que a partir da 500ª avaliação o resultado da função objetivo não sofre grandes variações, o que permite concluir que a solução convergiu corretamente e que foi encontrado o valor mínimo da função objetivo. A variação dos parâmetros do algoritmo realizada permite garantir que o valor da função objetivo não fique estagnado num mínimo local.

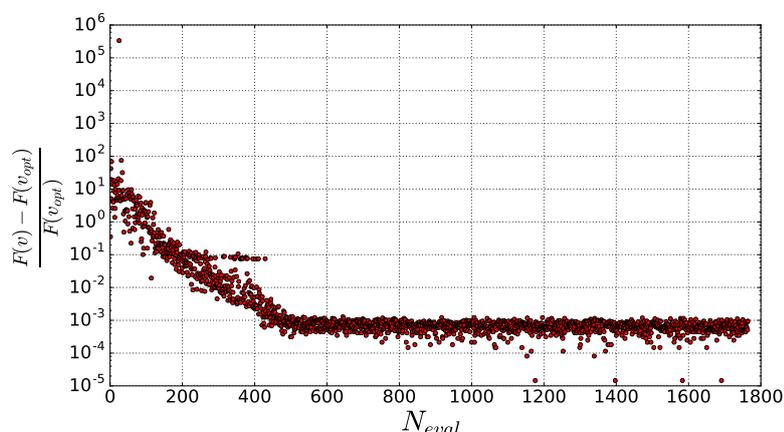


Figura 5.2: Variação do erro relativo da função objetivo ao longo das cerca de 1700 avaliações realizadas.

5.3 Geometria com gradiente de pressão maioritariamente nulo

Como critério inicial de projeto, a geometria caracterizada por um valor de coeficiente de pressão constante é apresentada nesta secção. A geometria é obtida através do algoritmo de otimização com o objetivo de garantir que o gradiente de pressão é nulo na maior percentagem possível da corda para diferentes ângulos de ataque e de suprimir os picos de velocidade junto ao bordo de ataque. O estudo presente consiste na análise da influência do valor de rácio passo-corda axial adotado na geometria obtida.

5.3.1 Influência do rácio passo-corda axial na otimização de espessura

O resultado da geometria do perfil do raio médio usando o critério de Zweifel para valor do rácio passo-corda axial é mostrado na Figura 5.3.

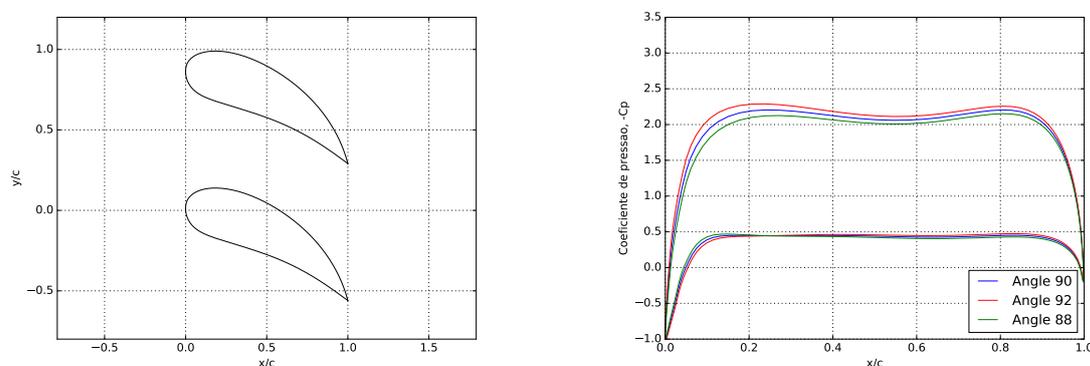


Figura 5.3: Representação da geometria resultante da imposição de um gradiente de pressão nulo ao longo da corda para um valor de rácio entre o passo e a corda axial obtido pelo critério de Zweifel.

Verifica-se que a distribuição do coeficiente de pressão obtida está de acordo com os requisitos e que, aquando da alteração do ângulo de entrada do escoamento, o desvio verificado na distribuição é bastante reduzido. Este último ponto expõe uma vantagem relevante da presente geometria.

Contudo, a recuperação de pressão junto ao bordo de fuga da pá apresenta um gradiente de pressão adverso bastante intenso, o que será uma desvantagem quando a viscosidade do fluido é considerada. Sem realizar uma análise numérica, é possível prever pela observação da distribuição do coeficiente de pressão que ocorre uma separação a cerca de 90% da corda e que, conseqüentemente, se forma uma esteira com dimensões consideráveis que irá diminuir a performance do perfil. Por outro lado, deve notar-se também que, por comparação da espessura do perfil com a de perfis usados em aplicações semelhantes, a geometria presente é pouco convencional.

A diminuição do valor do rácio passo-corda axial é, então, evidentemente necessária para que haja um melhor guiamento do escoamento, que resulta na diminuição das perdas por separação do escoamento em troca de um aumento das perdas de fricção. Após a exploração de várias alternativas para os valores do passo-corda axial, o resultado mais relevante é apresentado na Figura 5.4 e corresponde a um valor de rácio de 0,5.

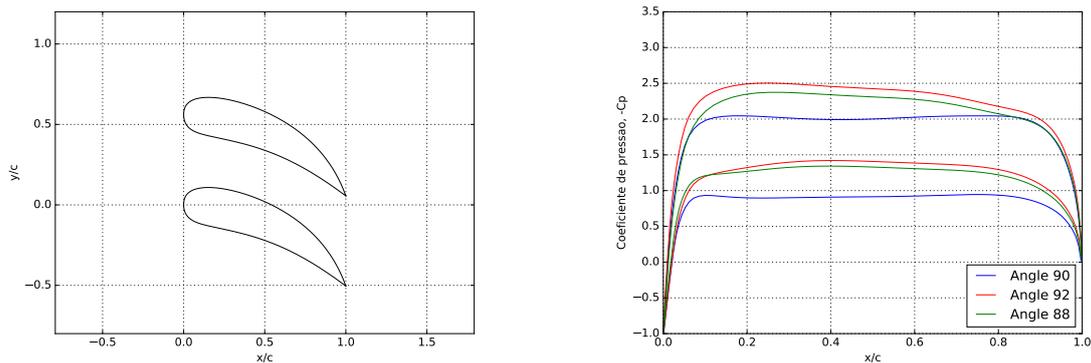


Figura 5.4: Representação da geometria resultante da imposição de um gradiente de pressão nulo ao longo da corda para um valor de rácio entre o passo e a corda axial de 0, 5.

Ao observar a área do gráfico conclui-se que o coeficiente de sustentação desta nova geometria é consideravelmente inferior ao verificado com a geometria anterior nas mesmas condições. Adicionalmente, verifica-se uma recuperação de pressão mais suave junto ao bordo fuga no caso desta última geometria.

Embora mais esbelta que a anterior, a geometria atual apresenta uma espessura bastante elevada junto ao bordo de ataque de forma a evitar picos de velocidade quando o ângulo de entrada sofre um desvio. Consequentemente, as velocidades ao longo da superfície do perfil são bastante elevadas o que se reflete num indesejável desempenho devido a elevadas perdas por fricção em escoamento viscoso.

Conforme a análise do escoamento viscoso em torno dos perfis apresentados demonstra, Tabela 5.2, apesar de estar associado a uma maior potência dissipada, a geometria com o valor de rácio passo-corda axial de 0, 5 permite uma melhor deflexão do escoamento.

Tabela 5.2: Características do escoamento para os perfis com gradiente de pressão nulo com diferentes valores de rácio passo-corda axial.

Razão Passo-corda	Ângulo de saída em esc. viscoso	Coeficiente de Sustentação	Coeficiente de Resistência	Coeficiente $C_d \cdot (b/t)$
Zweifel	43, 54	1, 6142	0, 0633	0, 0744
0, 5	40, 72	1, 1542	0, 0510	0, 1020

Em conclusão, verifica-se que um valor de rácio passo-corda axial de 0, 5 é mais apropriado para as condições de escoamento presentes, daí que as geometrias apresentadas nas secções seguintes adotam este critério.

5.4 Geometria com gradiente de pressão maioritariamente favorável

Quando comparado com os resultados para o raio médio do estator, os resultados de desempenho em escoamento bidimensional para o caso em que o coeficiente de pressão é constante são bastante desfavoráveis. Porém, o requisito de uma geometria para o perfil do rotor que permita uma determinada gama de ângulos de entrada sem impacto significativo na eficiência do escoamento não é consistente com a utilização de uma distribuição de espessura típica para aplicações semelhantes, como referido anteriormente.

Em alternativa, é utilizado um novo critério para o coeficiente de pressão que impõe um gradiente favorável ao longo de toda a corda exceto na porção imediatamente antes do bordo de fuga. Este critério visa diminuir as perdas por fricção diminuindo a velocidade na superfície do perfil junto ao bordo de ataque e permitir uma aceleração suave do escoamento até à proximidade do bordo de fuga.

5.4.1 Influência do desvio de ângulo de entrada considerado para a otimização

A variação da velocidade de rotação do rotor e a variação da velocidade do escoamento de entrada afetam as condições de funcionamento da turbina, nomeadamente, o ângulo do escoamento à saída do estator pode variar. A otimização da distribuição de espessura é, então, realizada com vista a impor constrangimentos à distribuição do coeficiente de pressão, não só para o ângulo de entrada do ponto de funcionamento, como também para condições em que existem desvios do ângulo de entrada no rotor.

Considera-se que uma variação de 2° e de 5° do ângulo de entrada no sentido positivo e de igual amplitude no sentido negativo é adequada, os resultados da geometria obtida são apresentados na Figura 5.5.

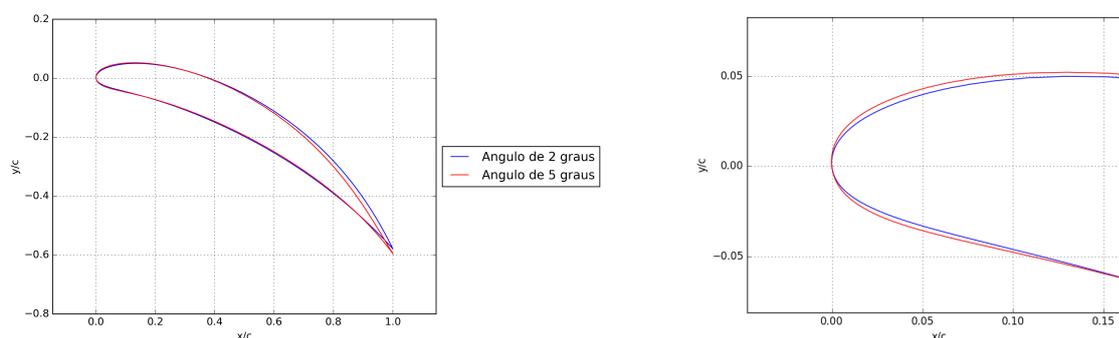


Figura 5.5: Geometria do perfil com um gradiente de pressão maioritariamente favorável para uma otimização do ângulo de saída numa gama de 2° e de 5° .

Como esperado, a espessura perto do bordo de ataque aumenta com o aumento da gama de variação do ângulo de entrada. No entanto, a variação das geometrias é bastante pouco significativa.

A variação do coeficiente de pressão em escoamento potencial, Figura 5.6, revela que a geo-

metria obtida para um desvio de 5° apresenta um pico de velocidade inferior junto ao bordo de fuga para o ângulo de entrada nulo. O facto de a geometria correspondente apresentar uma espessura inferior na segunda metade da corda justifica a referida distribuição do coeficiente de pressão.

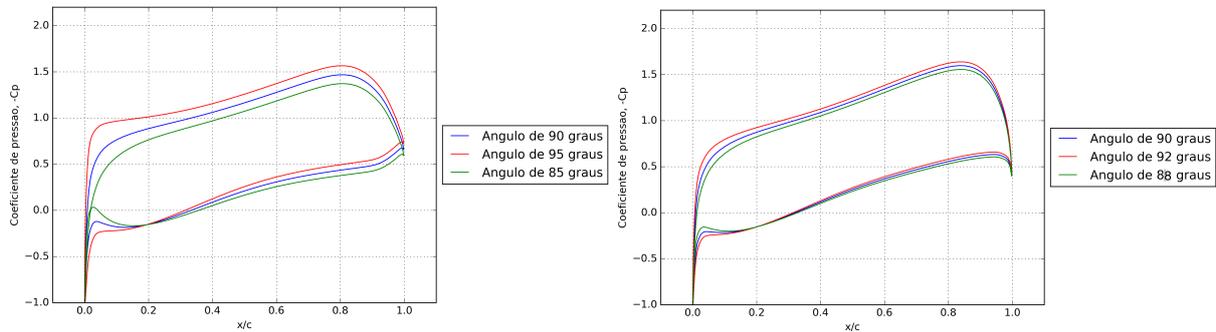


Figura 5.6: Distribuição do coeficiente de pressão em escoamento potencial em torno do perfil para uma otimização do ângulo de saída com um desvio de 5° e de 2° .

Dadas as características da distribuição do coeficiente de pressão verificadas, não é intuitivo determinar qual a geometria com o melhor desempenho em escoamento viscoso. O estudo do escoamento viscoso é, então, apresentado na Tabela 5.3.

Os resultados apresentados, que revelam um menor coeficiente de resistência para a geometria obtida para um desvio de 5° , podem ser explicados pelo facto de esta geometria apresentar velocidades inferiores e, conseqüentemente, perdas por fricção inferiores.

Contudo, verifica-se que a deflexão da linha média observada na Figura 5.5 é diferente para os dois perfis. O cálculo em escoamento potencial previa que a distribuição de espessura obtida para um desvio de ângulo de 5° necessitava de uma maior curvatura da linha média para que o ângulo de saída fosse o desejado, daí que o resultado do ângulo de saída em escoamento viscoso seja superior para esta geometria, conseqüentemente esta pode ser considerada como mais adequada. Todavia, o facto de o ângulo de saída não ser igual para as duas geometrias torna a comparação dos valores dos coeficientes do escoamento inapropriada.

Tabela 5.3: Características do escoamento para as diferentes gamas de ângulo de entrada utilizadas na otimização.

Desvio do ângulo de entrada	Ângulo de saída em esc. viscoso	Coeficiente de Sustentação	Coeficiente de Resistência
5°	36, 39	1, 1435	0, 0248
2°	37, 27	1, 1157	0, 0271

Apesar de nesta fase de projeto a gama total de condições de funcionamento não ser ainda conhecida, um estudo numérico do impacto da alteração do ângulo de saída do escoamento viscoso do estator com a variação da magnitude da velocidade de entrada revela que uma otimização para um desvio do ângulo de entrada para o rotor de 2° é suficiente para a situação presente. O referido estudo

permitted to conclude that a 50% variation of the axial inlet velocity in a stator causes a variation of $0,1^\circ$ in the outlet angle. Considering a safety margin that allows for the impact of the variation of the rotor rotation speed, it can be concluded that a deviation of 2° is quite reasonable.

5.4.2 Influência do número de pontos de espessura na otimização

The selection of the number of thickness points, whose values are the object of optimization, significantly influences the resulting geometry. On one hand, the number of points must be sufficient to allow for the creation of a smooth geometry that respects the desired pressure coefficient distribution, and on the other hand, the number of points is limited by the computational time required for the optimization. In this study, the optimization is performed for a number of points equal to 4 and 5, whose resulting geometry is presented in Figure 5.7.

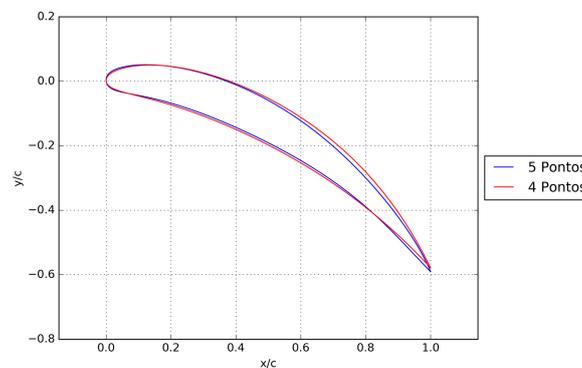


Figure 5.7: Geometry of the profile with a pressure gradient mostly favorable for optimization with 4 points and with 5 points of thickness.

The impact of the number of points is clearly visible in the distribution of thickness in the second half of the chord. As was verified in the previous study, this fact justifies the difference between the minimum value for the pressure coefficient obtained for each of the geometries, Figure 5.8. In the same way, by observing the profiles obtained, it is noted that a larger number of thickness points results in a greater deflection of the curvature of the mean line, a characteristic that was revealed as advantageous in the previous section.

The lowest maximum velocity obtained for optimization with 5 points of thickness is reflected in the results of the viscous flow around the profiles, Table 5.4.

Although the use of 5 points of thickness allows for the obtention of a geometry with the best aerodynamic performance, the geometry obtained with 4 points is quite reasonable and this number of points is used during the project phase in which a significant diversity of criteria were tested to obtain the best geometry in order to reduce the computation time. In view of the improvement of the aerodynamic characteristics, the final geometry result is obtained with 5 points of thickness.

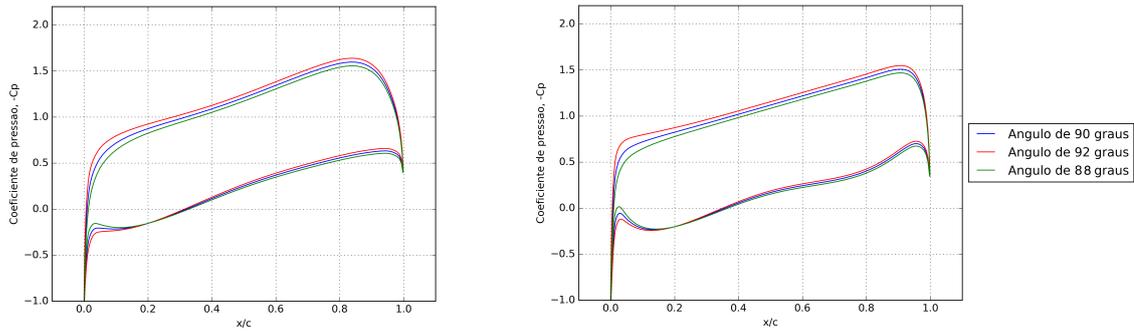


Figura 5.8: Distribuição do coeficiente de pressão em escoamento potencial em torno do perfil para uma otimização com 4 pontos e com 5 pontos de espessura.

Tabela 5.4: Características do escoamento viscoso para os diferentes números de pontos de espessura adotados na otimização.

Número de pontos de espessura	Ângulo de saída em esc. viscoso	Coeficiente de Sustentação	Coeficiente de Resistência
4	37,26	1,1157	0,0271
5	37,54	1,1095	0,0266

5.4.3 Otimização com bordo de fuga arredondado

De uma análise superficial dos perfis anteriormente apresentados, é possível concluir que a geometria do bordo de fuga não é apropriada para o processo de manufatura da pá. A espessura nula é uma situação hipotética que não é possível obter com os processos e materiais disponíveis actualmente. Por conseguinte, é realizada uma otimização com os mesmos requisitos de distribuição do coeficiente de pressão mas com um dos pontos de otimização de espessura no bordo de fuga, possibilitando então que a espessura nesta localização não seja nula. O resultado da geometria obtida é apresentado na Figura 5.9.

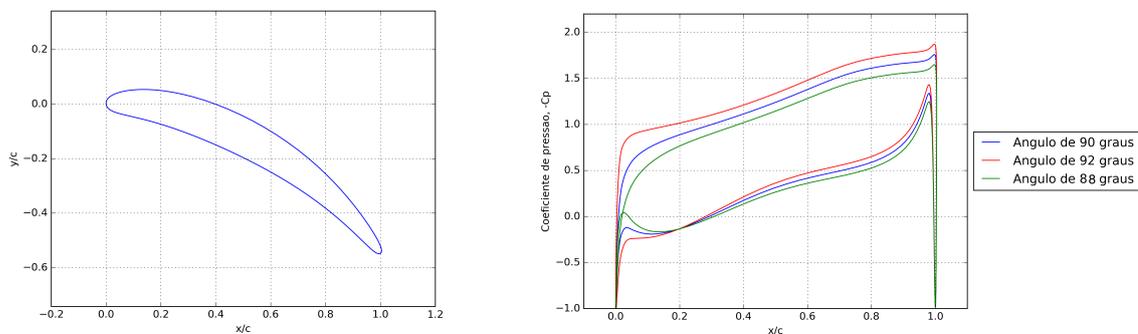


Figura 5.9: Geometria do perfil obtido através da otimização com o valor da espessura no bordo de fuga não nulo e respectiva distribuição do coeficiente de pressão.

A geometria resultante é bastante pouco convencional, principalmente junto ao bordo de fuga. Um bordo de fuga com um valor de raio relativamente elevado causa efeitos transientes significativos no caso de escoamento turbulento em torno do perfil devido à movimentação do ponto de estagnação. A criação de vórtices consequente conduz a um escoamento não uniforme indesejável para o desempenho do rotor. O resultado do escoamento viscoso é apresentado da Tabela 5.5.

Tabela 5.5: Características do escoamento viscoso para o perfil obtido através da otimização com o valor da espessura no bordo de fuga não nulo.

Ângulo de saída em esc. viscoso	Coefficiente de Sustentação	Coefficiente de Resistência
38,77	1,0802	0,0372

O elevado valor de coeficiente de pressão associado a um desvio significativo do ângulo de saída do escoamento em relação ao valor desejado, justifica a rejeição desta geometria.

5.4.4 Geometria tridimensional com ângulos de saída corrigidos

Em resumo, o projeto do rotor permitiu concluir que a adoção do critério de gradiente de pressão favorável é o mais adequado para as condições de escoamento requeridas. A otimização com 5 pontos de espessura revela-se também como um critério promotor de características aerodinâmicas desejáveis. Por último, a otimização para um desvio do ângulo de entrada de 2° verificou-se relevante.

Como foi referido durante o projeto do estator, existe um desvio significativo entre o ângulo de saída previsto pelo projeto em escoamento potencial e o ângulo obtido com estudo numérico do escoamento viscoso em torno do perfil bidimensional. É, desta forma, necessário iterar o ângulo de saída utilizado como critério na fase de projeto. Com vista a diminuir o tempo despendido na otimização da distribuição da espessura ao longo da corda, utiliza-se a distribuição de espessura obtida com a otimização para os ângulos de escoamento iniciais e, em seguida, é executado o algoritmo de modificação da linha média de forma a permitir a iteração do ângulo de saída. A geometria resultante para cada um dos perfis bidimensionais é apresentada na Figura 5.10.

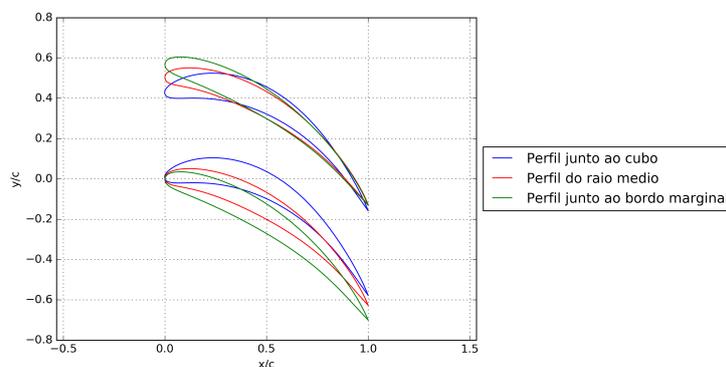


Figura 5.10: Geometria final dos três perfis bidimensionais projetados do rotor.

Apesar do reduzido valor para o passo, os perfis apresentados não distam excessivamente do que pode ser considerado como um perfil convencional para aplicações axiais semelhantes. A distribuição do coeficiente de pressão é apresentada para cada um dos perfis bidimensionais na Figura 5.11.

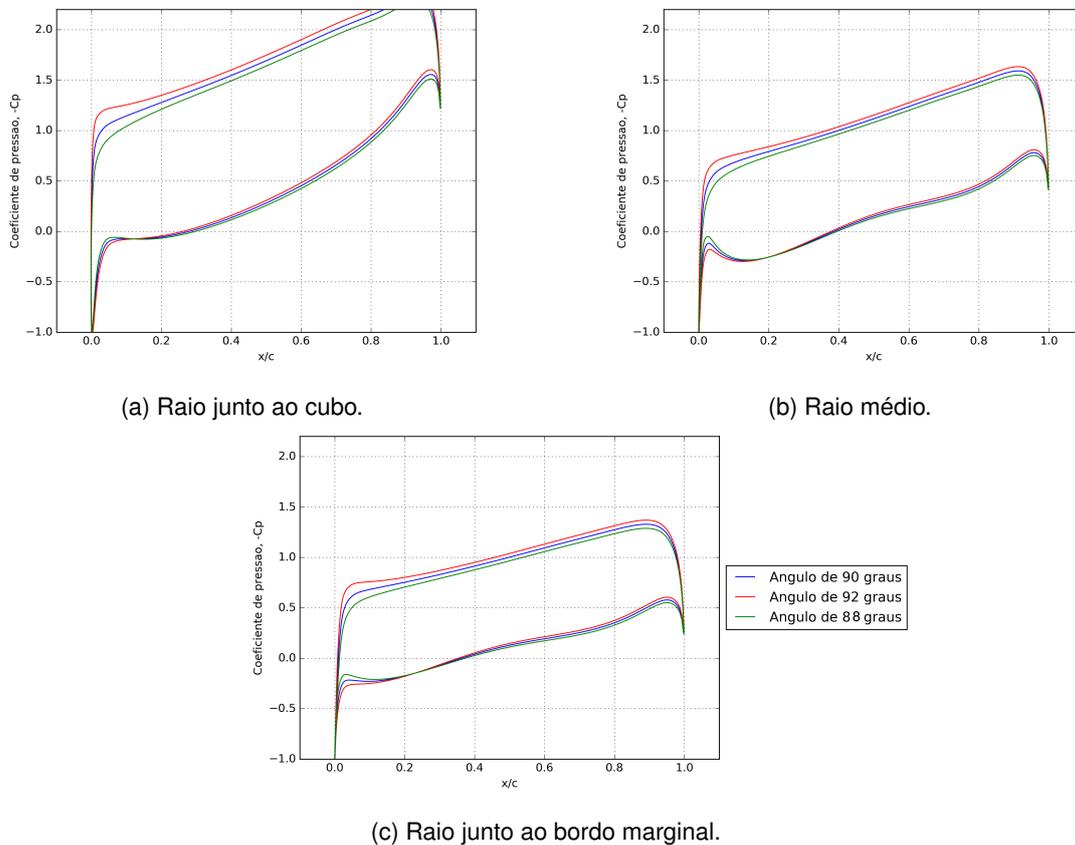


Figura 5.11: Distribuição do coeficiente de pressão para os três perfis bidimensionais projetados do rotor.

5.4.5 Correção da espessura mínima junto ao bordo de fuga

Como referido anteriormente, a manufacturabilidade da pá deve ser avaliada durante a fase de projeto e, para o caso presente, a espessura do bordo de fuga é o factor mais crítico. Baseado no estudo apresentado em [51], a alteração do bordo de fuga mais adequada consiste em impor uma espessura constante na percentagem final da corda, garantindo uma transição adequada entre esta e a distribuição de espessura a montante. Adicionalmente, o bordo de fuga deve ser arredondado.

Considerando o critério de que o valor da espessura mínima não pode ser inferior a 1% da dimensão da corda, a modificação do bordo de fuga é representada na Figura 5.12.

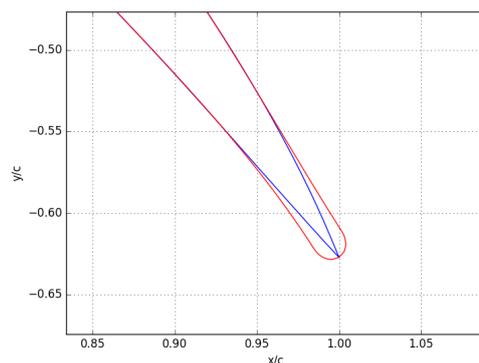


Figura 5.12: Representação da modificação da configuração bordo de fuga.

Interessa agora analisar o impacto que esta alteração tem em condições de escoamento viscoso, Tabela 5.6. É de realçar que, dado o desvio no ângulo de saída em escoamento viscoso, a geometria obtida com a correção anterior teve de ser modificada de forma a que o ângulo de saída em escoamento viscoso com o bordo fuga modificado correspondesse ao ângulo requerido. São, então, comparadas estas duas últimas geometrias.

Tabela 5.6: Características do escoamento para a geometria final com e sem modificação do bordo de fuga.

Caso	Ângulo de saída em esc. viscoso	Coefficiente de Sustentação	Coefficiente de Resistência
Sem correção do bordo de fuga	36,77	1,1379	0,0378
Com correção do bordo de fuga	34,49	1,2027	0,0351

Os resultados de coeficiente de resistência obtidos permitem verificar que o valor é inferior para a geometria com correção do bordo de fuga. No entanto, o ângulo de saída difere em ambos os resultados daí que uma comparação directa não seja adequada.

Capítulo 6

Estudo Numérico do Escoamento Tridimensional

Com o projeto uni-dimensional e bidimensional concluído, resta validar as condições de projeto adotadas previamente em escoamento tridimensional.

Primeiramente, é necessário definir critérios adequados para as restantes características da geometria com base em estudos para aplicações semelhantes. Seguidamente e antes da análise do estudo do escoamento tridimensional, é necessário avaliar o erro da solução. Logo, à semelhança do projeto bidimensional, é realizada uma estimativa do erro de discretização espacial.

O estudo do escoamento viscoso tridimensional através da turbina é, posteriormente, apresentado onde é dada relevância a determinadas características do escoamento consideradas importantes.

Seguidamente, após a análise detalhada do escoamento para o ponto de funcionamento para o qual a turbina foi projetada, a curva de desempenho para diferentes valores de caudal mássico é apresentada.

Embora a configuração do modelo utilizada para simular o escoamento através da turbina seja considerada, neste trabalho, a mais adequada dadas as condições do escoamento, é relevante estudar o impacto de certas considerações no desempenho da mesma. Nomeadamente, o efeito do modelo de turbulência adotado e o efeito do espaçamento entre o bordo marginal e a conduta considerado são abordados.

6.1 Projeto tridimensional da turbina

O projeto bidimensional foi realizado com vista à minimização das perdas de fricção e por separação através da cascata de pás, resta agora garantir que as restantes perdas são também minimizadas. As perdas resultantes de escoamentos secundários e as perdas resultantes do escoamento indesejado através do intervalo entre o bordo marginal do rotor e a conduta estacionária que circunda o rotor são características do escoamento tridimensional abordadas neste capítulo.

Em primeiro lugar, a definição do número de pás para o estator e para o rotor é requerida.

A escolha do número de pás depende essencialmente das dimensões que restringem a turbina, dado que é necessário garantir uma adequada resistência mecânica do sistema. Geometrias com elevados rácios entre a dimensão da envergadura e a dimensão da corda axial são indesejadas dado que as tensões de corte e vibrações a que a pá estará sujeita serão superiores. No entanto, o valor do rácio não deve ser excessivamente reduzido para que o efeito da camada limite das paredes não afete o desempenho da troca de energia. Os efeitos de escoamentos secundários e vazamento no bordo marginal são, também, intensificados por valores de rácio reduzidos. Desta forma, restringe-se o valor do rácio referido à gama de 1 a 4, [13].

A interação entre o estator e o rotor, descrita detalhadamente em [52], tem impacto significativo no desempenho global do sistema, nomeadamente a relação entre o número de pás entre estas componentes é determinante. É necessário evitar a combinação das frequências de ressonância resultantes da passagem do escoamento através de uma turbomáquina axial em que o número de pás do estator e do rotor têm um divisor em comum. Logo, com o propósito de minimizar as vibrações e, consequentemente, o ruído, o número de pás de cada componente deve ser diferente e, preferencialmente, deve ser um número primo.

Conforme os requisitos mencionados nos dois últimos parágrafos, o número de pás adotado para o estator é de 43 e para o rotor é de 41. Uma pequena diferença entre os dois números é desejada e o número de pás do estator é superior com vista a facilitar a manutenção futura da turbina. Por motivos de fabrico, a dimensão da corda axial é mantida constante para cada componente. Os valores de passo e de corda axial para o raio médio, assim como o respetivo rácio entre a envergadura e a corda axial, resultantes do número de pás escolhido e dos constrangimentos para a dimensão da turbina estabelecidos inicialmente, são apresentadas na Tabela 6.1.

Tabela 6.1: Características da geometria tridimensional para o raio médio.

	Passo [cm]	Corda Axial [cm]	Rácio envergadura - corda axial
Estator	6,247	7,338	2,18
Rotor	6,552	13,104	1,22

A dimensão do intervalo entre o bordo marginal do rotor e a conduta estacionária que circunda o rotor é preferencialmente a mínima possível, no entanto, a tolerância de fabrico das componentes impõe que o valor não seja nulo de forma a que o movimento relativo entre o rotor e a conduta não seja afetado. Consequentemente, um valor de 0,5mm é utilizado.

Finalmente, a distância axial entre o bordo de fuga do estator e o bordo de ataque do rotor, δ é dada pela Equação 6.1 onde b corresponde à dimensão da corda axial. Este critério já tinha sido adotado aquando da aplicação da teoria do disco atuante.

$$\delta = \frac{b_{estator} + b_{rotor}}{4} \quad (6.1)$$

6.2 Avaliação do erro de discretização espacial

Dada a restrição da licença do software adotado a um número máximo de elementos de 500.000, é de mencionar que o grau de refinamento é bastante limitado. Torna-se, assim, relevante realizar um estudo do erro de discretização espacial. O refinamento para as três malhas é obtido mantendo a distância da primeira célula à parede e aumentando sucessivamente o parâmetro que configura o rácio entre o tamanho de duas células sucessivas. A Tabela 6.2 apresenta o resultado deste método no número de elementos do domínio. Apenas um parâmetro é utilizado para o estudo de convergência, o rendimento total-total, cuja variação com o grau de refinamento da malha e apresentado na Figura 6.1.

Tabela 6.2: Características das diferentes malhas utilizadas e resultado de rendimento total-total respectivo.

Número de Células	Rácio $\sqrt[3]{h_1/h_i}$	Rendimento Total-Total
459728	1,0	90,678
340415	1,10534	90,639
264320	1,20261	90,514

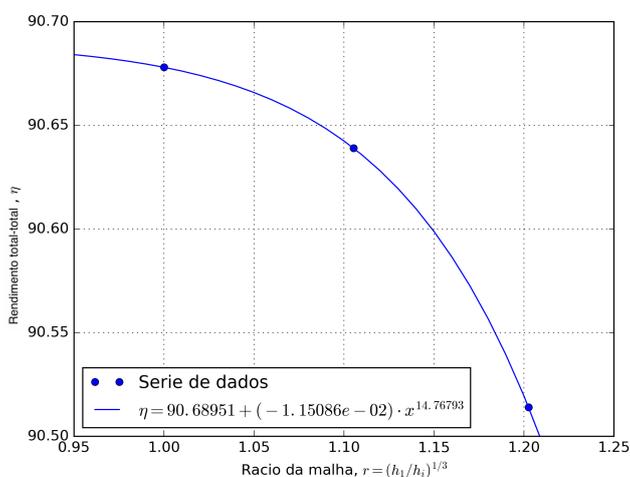


Figura 6.1: Representação da variação do rendimento total-total com o refinamento da malha e respectiva função resultante do método dos mínimos quadrados.

Em concordância com [49], conclui-se que a convergência verificada é monotónica e que, dado o valor elevado da ordem de precisão observada, p , a incerteza da solução é dada pela Equação 6.2 onde Δ_M corresponde, no presente caso, ao máximo desvio absoluto de valor de eficiência entre duas malhas.

$$U^d = \max(1,25 \cdot \delta_{RE} + U_s, 1,25\Delta_M) \quad (6.2)$$

A incerteza corresponde, por conseguinte, a 0,22% do valor do rendimento total-total. Em

semelhança ao critério de convergência utilizado no caso de escoamento bidimensional, considera-se que o valor obtido é pouco relevante para o resultado final.

A configuração da malha mais refinada, apresentada nas figuras seguintes, é, então, utilizada para a obtenção dos resultados para o escoamento tridimensional apresentados nas secções seguintes. Note-se que a cor azul e a cor violeta representam, respetivamente, o cubo e o invólucro da turbina.

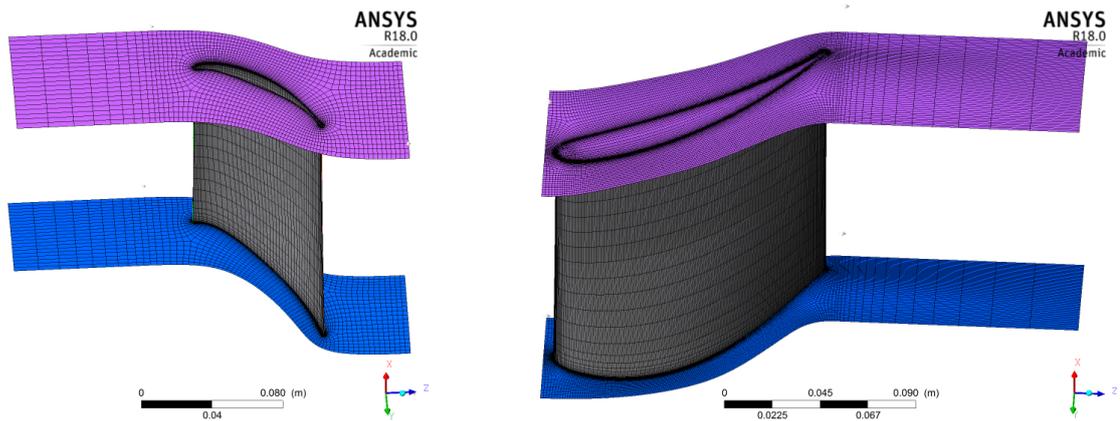


Figura 6.2: Representação da configuração da malha para o estator, à esquerda, e para o rotor, à direita.

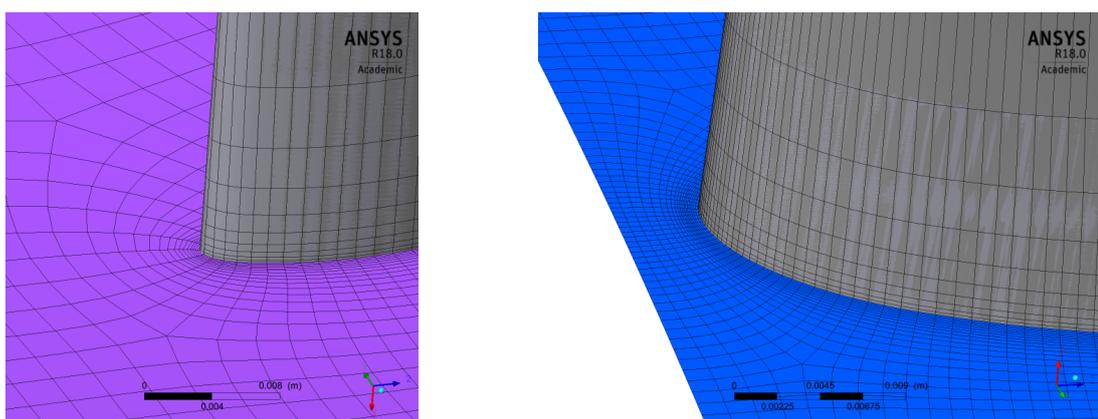


Figura 6.3: Representação em pormenor do refinamento junto ao bordo de ataque para o estator, à esquerda, e para o rotor, à direita.

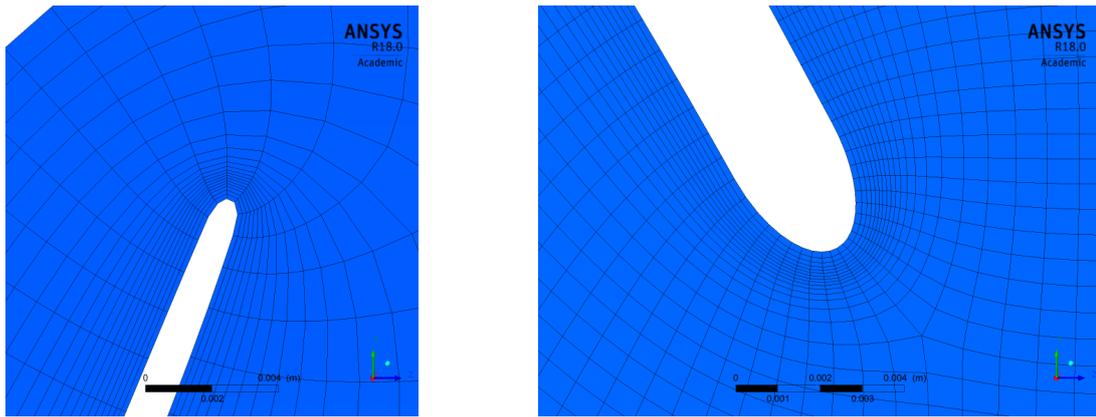


Figura 6.4: Representação em pormenor do refinamento junto ao bordo de fuga para o estator, à esquerda, e para o rotor, à direita.

6.3 Características do escoamento tridimensional entre pás

Uma visão global do escoamento através da turbina, Figura 6.5, permite uma avaliação qualitativa do escoamento. O escoamento axial é claramente acelerado através do estator e, com um ângulo relativo de 90° , entra no rotor através do qual é deflectido para um ângulo absoluto de aproximadamente 90° como os critérios de projeto exigiam. É também possível observar o efeito dos escoamentos secundários junto à superfície da pá, que permite concluir que, ao contrário do estator, o rotor pode ser alvo de significativas perdas originadas por este tipo de escoamento indesejado principalmente junto ao cubo da turbina. Finalmente, é relevante mencionar o escoamento através da fenda entre o bordo marginal do rotor e da parede visível na Figura referida.

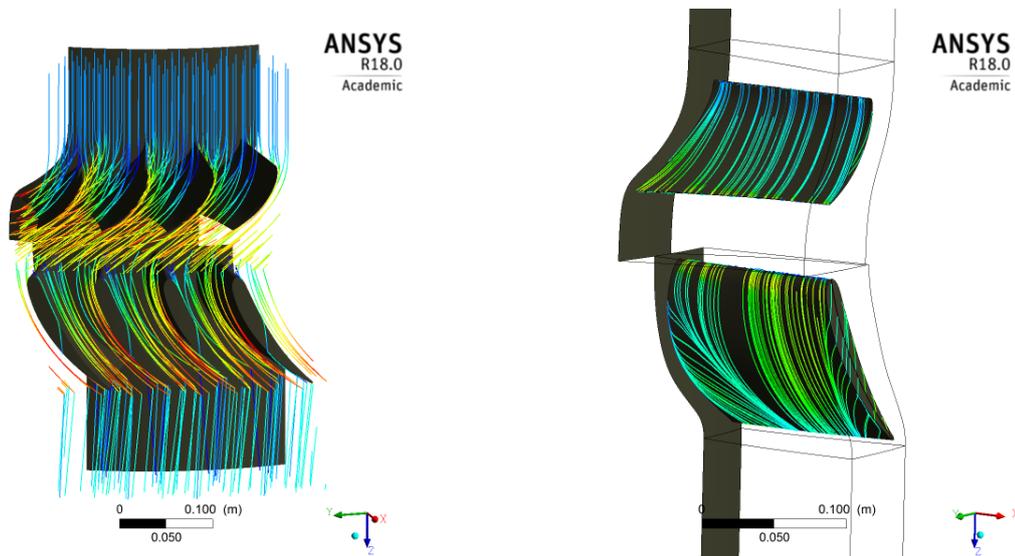


Figura 6.5: Linhas de corrente para a geometria projetada em escoamento viscoso à esquerda e linhas de corrente na superfície das pás.

O rendimento total-total da turbina é uma medida da quantidade de energia mecânica que é fornecida ao rotor em relação à quantidade máxima de energia que poderia ser transferida se não

existissem perdas no escoamento. A Equação 6.3 descreve este parâmetro onde h_0 corresponde à entalpia total à entrada com o índice 1 e à saída com o índice 3 do andar da turbina.

$$\eta_{tt} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{03s}} \quad (6.3)$$

O valor de rendimento total-total obtido para o ponto de funcionamento nominal representado é de 90,7%. Dado que a turbina foi projetada para este ponto, este será o ponto de rendimento máximo. Comparando este resultado com a previsão da eficiência presente na Figura 3.3 retirada de [7], é possível concluir que um decréscimo de aproximadamente 3,5% é verificado. No entanto, quando comparado com o gráfico de performance para turbinas com grau de reação 0,5 apresentado em [25], onde o ponto de funcionamento projetado tem um valor de eficiência mais conservativo corresponde a cerca de 92%, o desvio do resultado final não é tão significativo.

Na literatura há diversas definições para avaliar as perdas no escoamento, neste estudo a definição apresentada em [25] é utilizada. Denominado de coeficiente de perda de pressão de estagnação, o rácio entre a variação de pressão de estagnação através do estator e a diferença entre a pressão de estagnação à saída e a pressão estática à saída do mesmo, Equação 6.4, tem o valor de 0,047. O resultado é facilmente explicado pela representação da variação da pressão através da turbina, Figura 6.6, onde o bordo de ataque do estator corresponde à posição de 1,1 e o do rotor corresponde a 2,0, aproximadamente.

$$Y_p = \frac{p_{01} - p_{02}}{p_{02} - p_2} \quad (6.4)$$

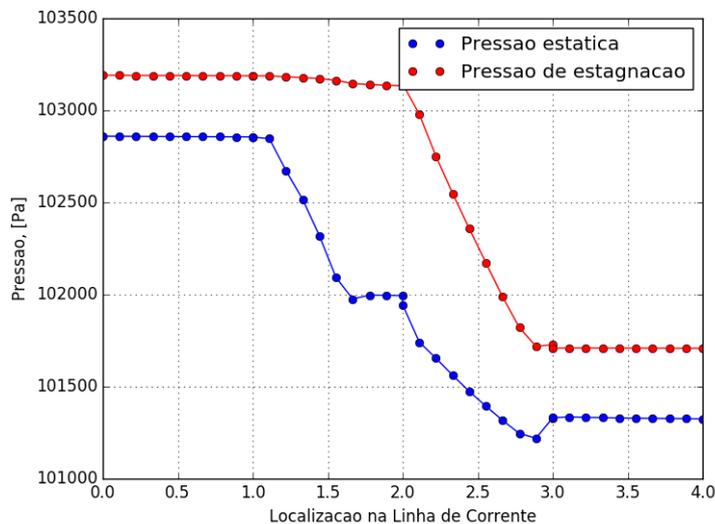


Figura 6.6: Variação da pressão estática e da pressão de estagnação ao longo do andar da turbina.

Como é observado, a perda de pressão de estagnação através do estator é bastante pouco significativa, assim como o valor do coeficiente indica.

Embora a variação de pressão seja a típica para uma turbina de reação, uma perda de pressão no estator seguida de uma queda de pressão no rotor, verifica-se que há um ligeiro aumento de pressão

junto ao bordo de fuga do estator e do rotor. A explicação deste efeito, que não é refletido na pressão de estagnação, é observada na Figura 6.10. Quando se analisa a distribuição da velocidade no intradorso do rotor, verifica-se que junto ao bordo de fuga se distingue uma pequena região com velocidade elevada. Este facto, resultante da posição do ponto de estagnação no bordo de fuga arredondado e da deflexão resultante do escoamento, explica o déficit de pressão verificado. Este pico de velocidade é, da mesma forma, verificado no estator embora não seja tão significativo e, conseqüentemente, não seja visível dada a gama da escala de velocidades representada.

De igual forma, é de notar uma queda de pressão de estagnação através da interface entre os dois domínios com movimento relativo. No entanto, esta queda de pressão é uma característica comum da aplicação de uma interface de mistura, [44].

Uma medida da eficiência do rotor é, também, a magnitude da velocidade tangencial absoluta à saída do rotor. Dado que o escoamento sai do estator com uma velocidade tangencial elevada, quanto menor for esta componente da velocidade à saída do rotor, maior será a deflexão do escoamento realizada pelo rotor e, por conseguinte, maior é a quantidade de energia transferida do escoamento para o rotor. Na Figura 6.7 é possível visualizar que a situação ideal de velocidade tangencial nula não é alcançada e uma velocidade tangencial de $1,722\text{ms}^{-1}$ é verificada. Dado que corresponde a cerca de 7% da magnitude da velocidade axial de entrada na turbina, o resultado obtido é admissível.

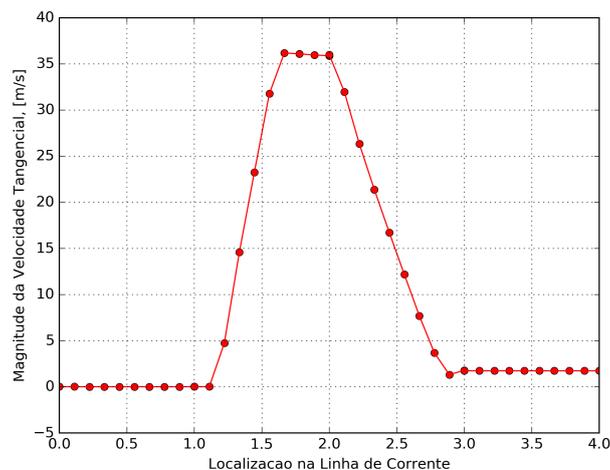


Figura 6.7: Variação da magnitude da velocidade tangencial ao longo do andar da turbina.

O perfil das componentes da velocidade à saída do andar da turbina é representado na Figura 6.8. Quando a distribuição da velocidade obtida é comparada com a distribuição da velocidade prevista, Figura 3.6, é de notar o efeito da camada limite das paredes. Este causa uma distorção da distribuição da velocidade tangencial junto à parede, no sentido de diminuir a velocidade nesta região, e um maior declive da variação desta componente na região central da envergadura. A variação da componente radial da velocidade é quase nula, o que reflete um projeto uni-dimensional coerente e perdas devidas a escoamentos secundários pouco relevantes. Apesar de não apresentar a distribuição desejada, a componente tangencial permite concluir que a geometria do rotor junto ao bordo marginal deveria ser projetada para uma maior deflexão do escoamento.

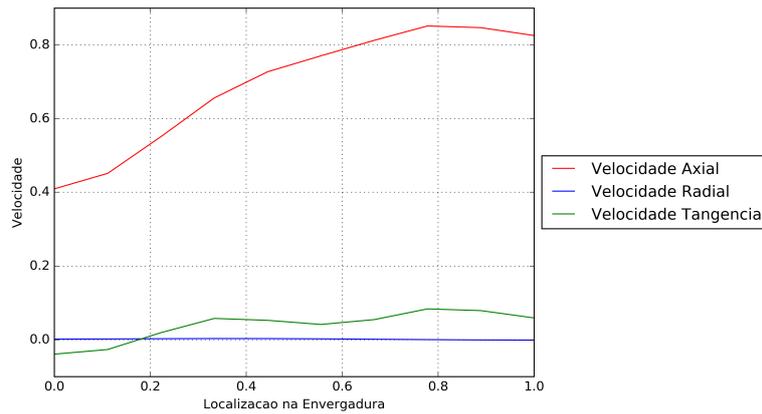


Figura 6.8: Variação da magnitude das diferentes componentes da velocidade, adimensionalizadas pelo valor da velocidade de rotação no raio médio, ao longo da envergadura numa posição a jusante do rotor.

A distribuição do valor da pressão em torno de três perfis situados a diferentes posições de envergadura é apresentada na Figura 6.9. Os perfis das extremidades foram escolhidos de forma a que os resultados não fossem adulterados pela influência da camada limite das paredes. Os resultados da distribuição junto ao bordo de ataque do estator e do rotor revelam que a incidência é positiva em ambos os casos, pois verifica-se um déficit local de pressão junto ao bordo de ataque no extradorso do perfil. Esta característica é indesejável, no caso presente, pois tende a agravar a separação do escoamento no extradorso.

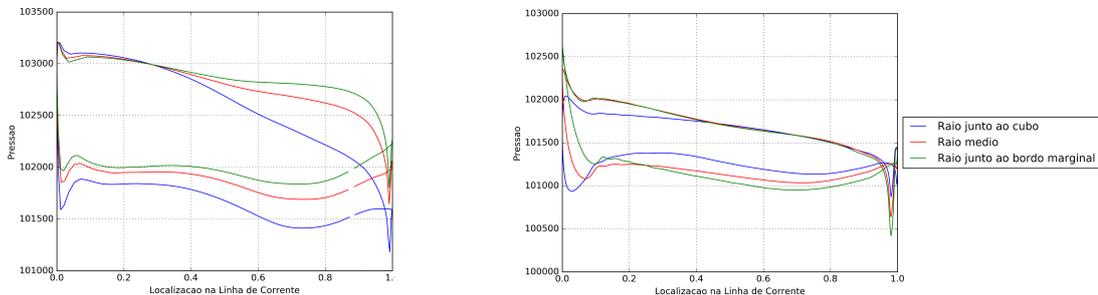
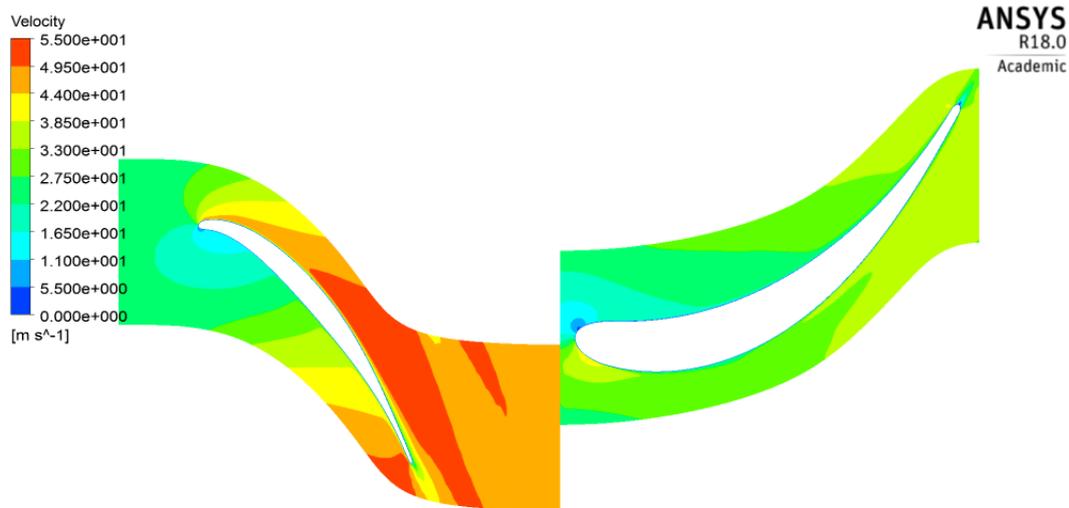


Figura 6.9: Distribuição da pressão em torno dos três perfis localizados respectivamente a 10%, 50% e 90% da envergadura da pá para o estator, à esquerda, e para o rotor, à direita.

Os contornos de velocidade para as diferentes posições de envergadura são apresentados na Figura 6.10. Com o intuito de facilitar a representação, para o estator é representada a velocidade absoluta e para o rotor é representada a velocidade relativa.

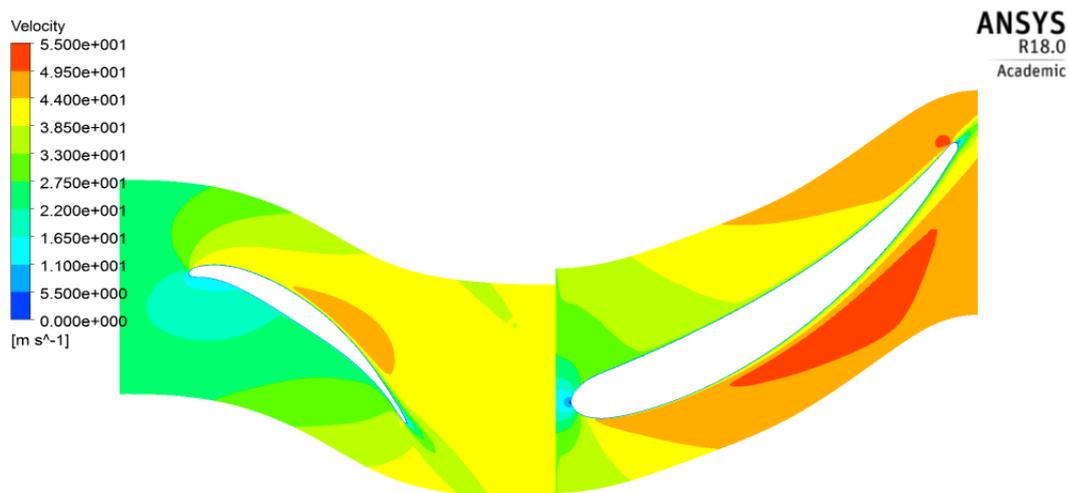
A incidência positiva no bordo de ataque do estator e do rotor, verificada aquando da análise da pressão, é confirmada nos resultados apresentados. O efeito da esteira é, também, visível para os dois componentes, embora a esteira do estator não se propague para o rotor dado que o movimento relativo entre o domínio do estator e o do rotor é modelado com a interface de mistura. Apesar de se verificar em ambos os componentes o referido déficit de velocidade a jusante do bordo de fuga, a separação do escoamento prevista para o extradorso do perfil não é notoriamente visível para nenhuma das posições de raio.



(a) Perfil junto ao cubo.



(b) Perfil a meio da envergadura.



(c) Perfil junto ao bordo marginal.

Figura 6.10: Representação dos contornos de magnitude da velocidade em torno do perfil da pá do estator e do rotor para 3 posições ao longo da envergadura.

6.4 Curva de rendimento da turbina

A curva de rendimento total-total resultante do estudo numérico para a velocidade de rotação nominal de $750rpm$ é apresentada na Figura 6.11.

Como se verificou para o ponto de funcionamento nominal, a curva de rendimento apresentada revela valores de rendimento máximo inferiores aos valores do gráfico da Figura 3.3. No entanto, é interessante comparar os resultados discretizados de [7] para velocidade de saída axial, $\psi = 1$, interpolados por uma função polinomial de terceira ordem e os resultados de rendimento da turbina do presente estudo, Figura 6.12. Concluí-se que, apesar de não apresentarem eficiências tão elevadas, os resultados do estudo numérico apresentam uma gama de rendimentos elevados mais alargada, principalmente para valores elevados de caudal.

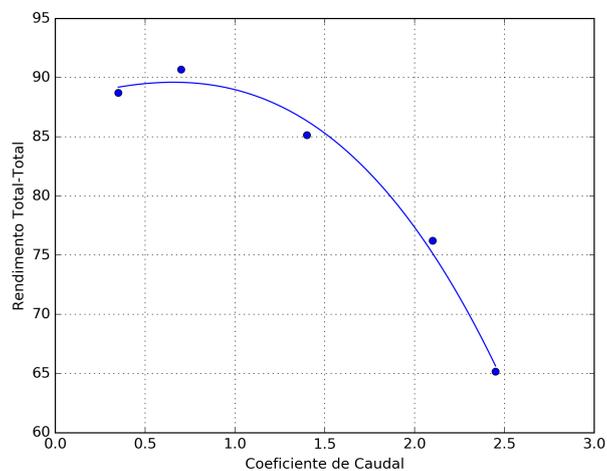


Figura 6.11: Curva de rendimento total-total.

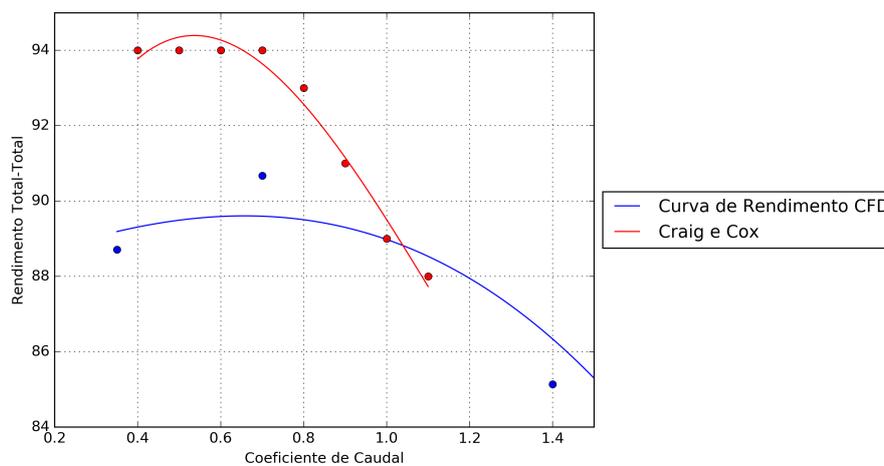


Figura 6.12: Comparação da curva de rendimento total-total resultante do estudo numérico com a curva de funcionamento de [7].

6.5 Efeito do modelo de turbulência adotado nas características do escoamento

Embora no contexto desta tese não seja realizado um estudo aprofundado das consequências do modelo de turbulência adotado para o cálculo do escoamento bidimensional através da turbina, os resultados obtidos para o escoamento tridimensional com o modelo de turbulência $k - \epsilon$, [44], são apresentados nesta secção. A necessidade da realização deste estudo provém do elevado valor máximo e médio para y^+ na superfície das pás do estator e do rotor, Figura 6.13.

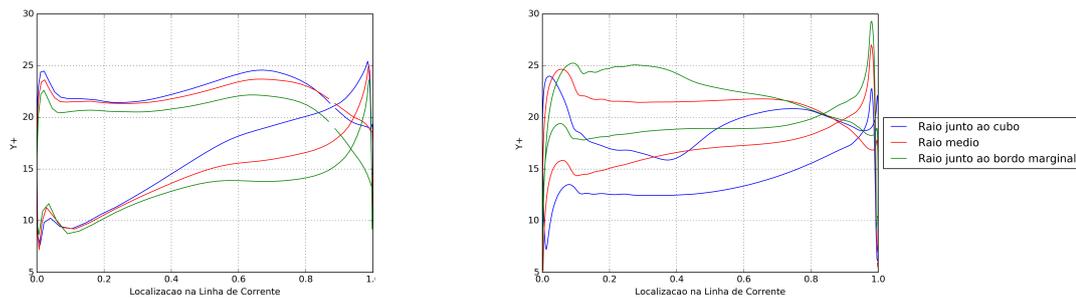


Figura 6.13: Distribuição do valor de y^+ para três perfis localizados respectivamente a 10%, 50% e 90% da envergadura da pá para o estator à esquerda e para o rotor à direita.

Como referido anteriormente, o valor máximo de y^+ obtido com a malha bidimensional era de 0,2 enquanto que, no caso presente, o valor máximo é de aproximadamente 30 junto ao bordo de fuga do rotor. No entanto, é de conhecimento geral que o modelo de turbulência adotado, $k - \omega$ SST apresenta resultados mais precisos com uma resolução refinada da malha junto à parede, cuja ordem é semelhante à utilizada para o escoamento bidimensional.

Na impossibilidade de aumentar o grau de refinamento da malha, é efetuado o estudo numérico do escoamento com o modelo de turbulência $k - \epsilon$. Embora a falta de sensibilidade verificada do modelo referido a gradientes de pressão adversos, [41], a distribuição de pressão característica para as geometrias projetadas permite concluir que, idealmente, apenas junto ao bordo de fuga os resultados poderão apresentar um certo erro de modelação.

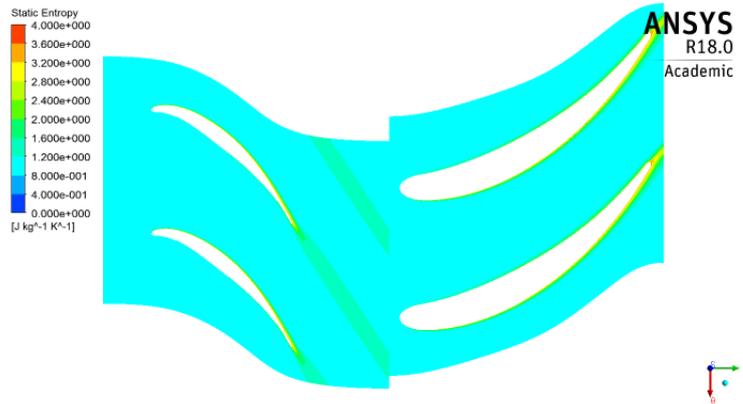
A comparação entre os valores de desempenho obtidos com o modelo $k - \omega$ SST e com o modelo $k - \epsilon$ é apresentada na Tabela 6.3.

Tabela 6.3: Valor do rendimento total-total através do estator para cada um dos modelos de turbulência utilizados.

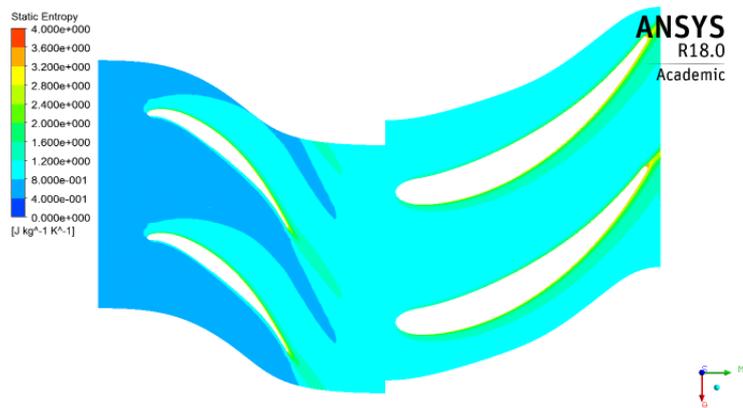
	Rendimento
Modelo $k - \omega$ SST	90,68%
Modelo $k - \epsilon$	85,97%

Os resultados demonstram um decréscimo do rendimento total-total em cerca de 5%. O im-

pacto significativo da alteração do modelo de turbulência no desempenho da turbina requer uma análise qualitativa das perdas através da passagem da turbina. Com este intuito, a Figura 6.14 apresenta os contornos de distribuição da entropia. É, também, relevante mencionar que o valor máximo de y^+ é de 35 para este modelo.



(a) Modelo de turbulência $k - \omega$ SST.



(b) Modelo de turbulência $k - \epsilon$.

Figura 6.14: Representação dos contornos de entropia através do andar da turbina.

Aquando da comparação dos contornos de entropia, a diferença mais relevante é o valor da entropia à entrada do domínio do estator. Dado que as condições fronteira de velocidade de entrada e de pressão estática de saída são as mesmas para os dois casos, é de prever que, se o escoamento calculado com o modelo $k - \epsilon$ apresenta maiores perdas, o valor resultante para o caudal mássico que atravessa a turbina é superior. Este facto justifica a diferença mencionada.

Adicionalmente destacam-se as perdas de fricção na camada limite. O crescimento da altura do contorno de entropia elevada em torno do perfil representado é significativamente superior no resultado do escoamento com o modelo $k - \epsilon$. Concluí-se, assim, que as perdas por fricção serão maiores com este modelo, o que justifica o défice do valor de rendimento total-total. Este facto pode ser uma consequência da falta da precisão, característica do modelo mencionado, em modelar escoamentos com elevada deflexão do escoamento.

Finalmente, observa-se que a esteira a jusante do estator é bastante mais evidente no escoamento

mento calculado com o modelo $k-\omega$ SST. Esta particularidade está em concordância com a precisão deste modelo a simular o escoamento em gradientes de pressão adversos.

6.6 Efeito do espaçamento entre o bordo marginal e o invólucro exterior conduta

Como referido anteriormente, o estudo numérico do escoamento apresentado considera uma distância de $0,5\text{mm}$ entre o bordo marginal da pá do rotor e a parede da conduta. É, no entanto, conveniente analisar o impacto deste valor por comparação com o estudo numérico em que a distância referida é nula.

Apesar de o estudo das perdas resultantes devido a este efeito entre a pá do rotor e a conduta ser relevante, o software presente não permite uma análise adequada dado que o escoamento é simulado em regime estacionário sem que o movimento relativo entre a pá do rotor e a parede exterior da conduta seja considerado. Este estudo apenas seria possível em regime transiente.

Os resultados do estudo numérico com o modelo de turbulência $k-\omega$ SST são apresentados na Tabela 6.4 para os diferentes valores de distância considerados.

Tabela 6.4: Valor do rendimento total-total e da magnitude da velocidade tangencial à saída do rotor para o caso de distância entre o bordo marginal do rotor e a parede da conduta de $0,5\text{mm}$ e de $0,0\text{mm}$.

Distância	Rendimento Total-Total	Velocidade Tangencial
$0,5\text{mm}$	90,68%	$1,722\text{m/s}$
$0,0\text{mm}$	91,41%	$1,155\text{m/s}$

Como previsto, os resultados com um valor distância nula entre o bordo marginal do rotor e a parede da conduta são significativamente mais favoráveis. Nomeadamente, para o valor do rendimento total-total verificou-se um acréscimo de 0,8% e para o valor da componente tangencial da velocidade à saída do rotor verificou-se um decréscimo de 33%.

Capítulo 7

Conclusões

O trabalho desenvolvido nesta dissertação consiste no projeto e respectivo estudo numérico da geometria de uma turbina para um dispositivo de conversão de energia das ondas. Recorrendo a metodologias existentes na literatura e tendo como principal objetivo maximizar o rendimento total, os critérios de projeto adotados permitiram a obtenção de uma geometria original.

O projeto do estator revelou que, para as características de escoamento requeridas, a utilização de uma distribuição de espessura típica de turbomáquinas axiais permite a obtenção de um desempenho satisfatório. Nomeadamente, destaca-se a distribuição de espessura T6 que exhibe as menores perdas através da cascata de pás. O estudo do valor de rácio entre o passo e a corda axial não permitiu um claro entendimento relativamente ao valor de rácio ótimo. No entanto, o compromisso entre minimizar a potência dissipada e minimizar as forças aplicadas em cada pá, indesejáveis do ponto de vista estrutural, determina que o critério de Zweifel seja adotado para o projeto.

O projeto do rotor permitiu constatar que a geometria resultante da otimização de espessura com um valor de rácio entre o passo e a corda axial elevado não é adequada. Embora as perdas por fricção sejam agravadas pela utilização de um rácio reduzido, uma maior resistência mecânica da coroa de pás do rotor é conseguida. A notável melhoria de desempenho obtida com o critério de gradiente de pressão favorável relativamente ao critério de gradiente de pressão nulo determinou que este critério prevalecesse.

O estudo numérico do escoamento tridimensional através da turbina revela resultados com uma significativa concordância relativamente às previsões de escoamento aquando do projeto unidimensional e bidimensional, nomeadamente as variações das componentes da velocidade ao longo da direção radial. A incidência não nula verificada nas pás do estator e do rotor, juntamente com a magnitude da velocidade tangencial à saída, sugerem que existe a possibilidade para melhorias de rendimento. Não obstante, o elevado valor de rendimento total-total obtido para o andar da turbina é notável.

A estimativa do erro numérica permite concluir que a incerteza da solução associada à discretização espacial é reduzida. No entanto, como sugestão de trabalho futuro, um estudo detalhado do erro induzido pelo modelo matemático adotado e um estudo do escoamento tridimensional com malhas

mais refinadas seriam apropriados.

A validação dos resultados numéricos obtidos através de ensaios experimentais é, igualmente, uma sugestão de trabalho futuro.

No panorama de turbinas aplicadas em dispositivos de coluna de água oscilante, o rendimento da turbina projetada neste trabalho destaca-se positivamente quando comparado ao rendimento de turbinas bidirecionais. Embora seja expectável que a turbina não trabalhe na condição de eficiência máxima aquando da operação real, a gama larga e achatada de rendimento verificada permite colmatar esta desvantagem. No seguimento deste tópico, uma avaliação do custo-benefício da utilização de turbinas com duplo-rotor em detrimento das restantes configurações é uma sugestão de trabalho futuro final.

Referências Bibliográficas

- [1] R. P. F. Gomes, J. C. C. Henriques, L. M. C. Gato, and A. F. O. Falcão. Multi-point Aerodynamic Optimization of the Rotor Blade Sections of an Axial-flow Impulse Air Turbine for Wave Energy Conversion. *Energy*, 45(1):570–580, 2012.
- [2] WaveRoller. Near-shore versus off-shore. <http://aw-energy.com/wave-energy-resources/near-shore-vs-off-shore>, 2012. [Recurso online disponível a 29 de Setembro de 2016].
- [3] M. Takao and T. Setoguchi. Air Turbines for Wave Energy Conversion. *International Journal of Rotating Machinery*, 2012, 2012.
- [4] S. Raghunathan. The Wells Air Turbine for Wave Energy Conversion. *Progress in Aerospace Sciences*, 31(4):335–386, 1995.
- [5] A. F. O. Falcão and J. C. C. Henriques. Oscillating-Water-Column Wave Energy Converters and Air Turbines: A Review. *Renewable Energy*, 85:1391–1424, 2016.
- [6] K. Mala, J. Jayaraj, V. Jayashankar, T. M. Muruganandam, S. Santhakumar, M. Ravindran, M. Takao, T. Setoguchi, K. Toyota, and S. Nagata. A Twin Unidirectional Impulse Turbine Topology for OWC based Wave Energy Plants - Experimental Validation and Scaling. *Renewable Energy*, 36(1):307–314, 2011.
- [7] H. R. M. Craig and H. J. A. Cox. Performance Estimation of Axial Flow Turbines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 185:407—424, 1970.
- [8] L. M. C. Gato and J. C. C. Henriques. Optimization of Symmetrical Profiles for the Wells Turbine Rotor Blades. Technical report, Department of Mechanical Engineering, Instituto Superior Técnico, Lisbon, 1996.
- [9] H. K. Versteeg and W. Malalasekera. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, volume M. 2007.
- [10] P. McCullen, A. Cle, A. Fiorentino, F. Gardner, K. Hammarlund, G. Lemonis, T. Lewis, K. Nielsen, H. Christian, and T. Thorpe. Wave Energy in Europe : Current Status and Perspectives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6:405–431, 2002.
- [11] S. Barstow, G. Mørk, and D. Mollison. The Wave Energy Resource. In *Ocean Wave Energy: Current Status and Future Perspectives*, chapter 4, pages 93–132. Springer, Berlim, 2004.

- [12] A. Falcão and L. Gato. *Comprehensive Renewable Energy*, volume Ocean Energy, chapter Air Turbines. Elsevier, 2012.
- [13] H. Cohen, G. F. C. Rogers, and H. I. H. Saravanamuttoo. *Gas Turbine Theory*. Longman Group, 4 edition, 1996.
- [14] D. G. Ainley and G. C. R. Mathieson. An Examination of the Flow and Pressure Losses in Blade Rows of Axial-Flow Turbines. A.R.C. Technical Report 2891, 1955.
- [15] D. G. Ainley and G. C. R. Mathieson. A Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines. A.R.C. Technical Report 2974, 1957.
- [16] J. D. Stanitz. Approximate design method for high-solidity blade elements in compressors and turbines. NACA Technical Report 2408, National Advisory Committee for Aeronautics, 1951.
- [17] J. L. Hess. Panel Methods in Computational Fluid Dynamics. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 22(1):255–274, 1990.
- [18] J. L. Hess and A. M. O. Smith. Calculation of Potential Flow about Arbitrary Bodies. *Progress in Aeronautical Sciences*, 8(Pergamon Press), 1966.
- [19] M. J. Lighthill. A new method of two-dimensional aerodynamics design. In *R & M1111, Aeronautical Research Council*, 1945.
- [20] R. M. Barron. A non-iterative Technique for Design of Aerofoils in Incompressible Potential Flow. *Communications in Applied Numerical Methods*, 6(7):557–564, 1990.
- [21] M. S. Selig. Multipoint inverse design of an infinite cascade of airfoils. *AIAA Journal*, pages 774–782, 1994.
- [22] J. D. Denton and W. N. Dawes. Computational fluid dynamics for turbomachinery design. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 213.2*, 1999.
- [23] A. Demeulenaere and R. Braembussche. Three-Dimensional Inverse Method for Turbomachinery Blading Design. *Journal of Turbomachinery*, 120(April 1998):247—255, 1998.
- [24] J. H. Horlock and J. D. Denton. A Review of Some Early Design Practice Using Computational Fluid Dynamics and a Current Perspective. *Journal of Turbomachinery*, 127(January):5–13, 2005.
- [25] S. L. Dixon and C. A. Hall. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Butterworth-Heinemann/Elsevier, Amsterdam, 2014.
- [26] S. Havakechian and R. Greim. Aerodynamic Design of 50 per cent Reaction Steam Turbines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 213(1):1–25, 1999.
- [27] A. Falcão. *Turbomáquinas*. Técnico Lisboa, Lisboa, 2015.

- [28] J. H. Horlock. *Axial Flow Turbines: Fluid Mechanics and Thermodynamics*. Krieger Pub Company, 1966.
- [29] W. Hawthorne and J. Horlock. Actuator Disc Theory of the Incompressible Flow in Axial Compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196)*, 176(1962):789–814, 1962.
- [30] V. Brederode. *Aerodinâmica Incompressível: Fundamentos*. IST Press, Lisboa, 2014.
- [31] J. D. Denton. Loss Mechanisms in Turbomachines. *Journal of Turbomachinery*, 115(4):621, 1993.
- [32] T. Cebeci, G. J. Mosinskis, and A. M. O. Smith. Calculation of Separation Points in Incompressible Turbulent Flows. *Journal of Aircraft*, 9(9):618–624, 1972.
- [33] B. S. Stratford. The Prediction of Separation of the Turbulent Boundary Layer. *Journal of Fluid Mechanics*, 5:1–16, 1959.
- [34] R. H. Liebeck. A Class of Airfoils Designed for High Lift in Incompressible Flow. *Journal of Aircraft*, 10(10):610–617, 1973.
- [35] B. Lakshminarayana. *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. John Wiley & Sons, Inc., 1996.
- [36] J. C. C. Henriques, F. Marques, A. I. Estanqueiro, and L. M. C. Gato. Design of a new Urban Wind Turbine Airfoil using a Pressure-load Inverse Method. *Renewable Energy*, 34(12):2728–2734, 2009.
- [37] J. Katz and A. Plotkin. *Low-Speed Aerodynamics*. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2001.
- [38] L. R. C. Eça. *Cálculo do Escoamento Viscoso em torno de Perfis Alares*. PhD thesis, Instituto Superior Técnico, 1987.
- [39] R. Storn and K. Price. Differential Evolution – A Simple and Efficient Heuristic for Global Optimization over Continuous Spaces. *Journal of Global Optimization*, 11(4):341–359, 1997.
- [40] F. Gerald. *Curves and Surfaces for Computer Aided Geometric Design: A Practical Guide*, 1988.
- [41] F. R. Menter. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, 32(8):1598–1605, 1994.
- [42] *FLUENT 6.3 User's Guide*, 2006.
- [43] A. Saxena. Guidelines for specification of turbulence at inflow boundaries. http://www.esi-cfd.com/esi-users/turb_parameters/, 2007. [Recurso online disponível a 3 de Dezembro de 2016].
- [44] *ANSYS CFX-Solver Modelling Guide*, release 15.0 edition, 2013.
- [45] Best practice guidelines for turbomachinery cfd. https://www.cfd-online.com/Wiki/Best_practice_guidelines_for_turbomachinery_CFD. [Recurso online disponível a 12 de Novembro de 2016].

- [46] D. Johnson and L. King. A Mathematically Simple Turbulence Closure Model for Attached and Separated Turbulent Boundary Layers. *AIAA Journal*, 23(11):1684–1692, 1985.
- [47] P. Roache. *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*. Hermosa Publishers, Albuquerque, N. M., 1998.
- [48] L. Davidson. Numerical methods for turbulent flow. http://www.tfd.chalmers.se/~lada/comp_fluid_dynamics/, 2005. [Recurso online disponível a 28 de Março de 2017].
- [49] L. Eça and M. Hoekstra. On the influence of the iterative error in the numerical uncertainty of ship viscous flow calculations. In *26th Symposium on Naval Hydrodynamics*.
- [50] The Scipy community. `scipy.interpolate.univariatespline`. <https://docs.scipy.org/doc/scipy-0.14.0/reference/generated/scipy.interpolate.UnivariateSpline.html>, 2014. [Recurso online disponível a 4 de Fevereiro de 2017].
- [51] S. Castegnaro. Effects of NACA 65-blade's Trailing Edge Modifications on the Performance of a Low-speed Tube-axial Fan. *Energy Procedia*, 82:965–970, 2015.
- [52] R. P. Dring and H. D. Joslyn. Turbine Rotor-Stator Interaction. *Journal of Engineering for Power*, 104(October 1982):729–742, 1982.