

UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

FACULDADE DE ENGENHARIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELECTROMECAÂNICA



**Modelação do Escoamento Turbulento 3D numa Bomba
Centrífuga Industrial a Funcionar em Modo Directo e
Inverso**

Fábio Jorge Amaro Silva

Covilhã, Junho de 2010

UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELECTROMECHANICA



**Modelação do Escoamento Turbulento 3D numa Bomba
Centrífuga Industrial a Funcionar em Modo Directo e
Inverso**

Dissertação apresentada com vista à obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Electromecânica pela Faculdade de Engenharia da Universidade da
Beira Interior

Fábio Jorge Amaro Silva

(Licenciado em Engenharia Electromecânica)

Orientador: Professor Doutor José Carlos Páscoa Marques

Departamento de Engenharia Electromecânica

Universidade da Beira Interior

Covilhã, Junho de 2010

Dedico este trabalho à minha família, em particular aos meus pais, e amigos

Resumo

Este trabalho refere-se à simulação numérica do escoamento 3D no interior de uma bomba centrífuga industrial. A geometria em CAD da bomba foi fornecida pela empresa EFAFLU - Bombas e Ventiladores S.A.. Analisou-se o funcionamento da bomba nos dois modos de operação (bomba e turbina). Em modo directo (bomba) é feita a simulação do escoamento utilizando o modelo do *frozen rotor*, para várias posições da pá. Em modo turbina é efectuado um estudo analítico para determinar as condições de fronteira usando três métodos (*Stepanoff*, *Williams* e *Chapallaz*).

O trabalho aqui apresentado pode ser sintetizado em quatro partes principais. A primeira delas diz respeito ao estado da arte, onde foi efectuada uma breve revisão bibliográfica sobre bombas centrífugas a funcionarem nos modos directo e inverso. Aqui dá-se especial importância à simulação numérica do escoamento no interior destas turbomáquinas dado que constitui o cerne deste trabalho. Ainda assim, aborda-se de uma forma não tão aprofundada a componente experimental das *PATs* (*Pump As Turbine*), incluindo algumas instalações piloto. A validação dos resultados obtidos utilizando modelos numéricos é muitas vezes feita por comparação com os resultados obtidos experimentalmente, daí que também se aborde um pouco esta questão. As restantes três partes deste trabalho referem-se aos resultados computacionais obtidos para um difusor, que serve de validação numérica para o caso da bomba, e também para esta a funcionar nos modos directo e inverso.

Os resultados numéricos obtidos para a bomba a funcionar em ambos os modos de operação permitiram retirar conclusões importantes. Estas conclusões dizem respeito a bomba a funcionar em modo directo, e também se referem a aspectos relacionados com o projecto mecânico da bomba funcionando como turbina (*PAT*). Algumas das análises do escoamento que se efectuaram para a bomba em modo directo foram alvo de alterações na geometria e de experimentação por parte da empresa EFAFLU.

Abstract

This work refers to a numerical simulation of 3D flow inside an industrial centrifugal pump. The CAD geometry of the pump was provided by EFAFLU - Bombas e Ventiladores S.A.. The pump was analyzed in the two modes of operation (pump and turbine). In direct mode (pump) a simulation is made of the flow using the frozen rotor mode, for several positions of the blade. In turbine mode an analytical study is made to determine the boundary conditions, using three methods (*Stepanoff, Williams e Chapallaz*).

The work presented here can be summarized in four principal parts. The first one is related to the state of the art, where a literature survey was made on centrifugal pumps working in direct and reverse modes. Here special importance is given to the numerical simulation of the flow inside these turbomachineries, as it is the main purpose of this work. Nevertheless, the experimental component of the PATs is also approached, but not so deeply, by including some experimental pilot facilities. The validation of results using numerical models is done in many cases by comparing that results with the experimental ones. The remainder three parts of this work refer to numerical results obtained for a diffuser's test case, which serves of numerical validation for the pump case, and also for the pump working in direct and reverse modes.

The numerical results obtained for the pump working in both modes of operation resulted in important conclusions. These conclusions, concerning to the pump in direct mode, also refer to aspects related with the mechanical design of the pump working as turbine (*PAT*). Some of the analyzes of the flow made for pump in direct mode resulted in geometrical changes that were test by EFAFLU company.

Agradecimentos

Ao longo deste trabalho de simulação computacional deparei-me com inúmeras dificuldades. Estas superaram-se com longas conversas que tive com o meu orientador da tese de mestrado, Professor Doutor José Carlos Páscoa Marques, professor auxiliar da Universidade da Beira Interior. A dificuldade na construção da malha da bomba, a imposição das condições de fronteira apropriadas e a própria simulação do escoamento são alguns exemplos das metas que fomos alcançando juntos. Neste sentido quero agradecer ao Professor por toda a força e apoio que me transmitiu, é sem dúvida um excelente orientador, um grande bem-haja.

Quero também agradecer aos Engs. Sepúlveda Pinheiro e Daniel Martins, Engenheiros da empresa EFAFLU - Bombas e Ventiladores S.A., por me terem fornecido a geometria em CAD da bomba centrífuga em estudo, bem como toda a informação relacionada com esta (curva característica, etc.). Também lhes estou grato pela visita técnica que proporcionaram às suas instalações em Póvoa de Varzim. A amabilidade com que nos receberam, a mim e ao Professor Páscoa, e a disponibilidade que tiveram para nos explicar vários assuntos relacionados com a componente técnica da instalação experimental, assim como os ensaios normalizados das bombas que efectuem na empresa, foram sem dúvida muito importantes para a compreensão de determinados aspectos.

Ao Dr. A. Williams da Nottingham Trent University, Reino Unido, agradeço pela imediata colaboração no envio de dois artigos da sua autoria, os artigos Williams e Rodrigues (2008) e Williams et al. (1998). Esta informação foi-me bastante útil na medida em que aborda o tema deste trabalho, permitindo compreender melhor determinados pormenores das PATs.

Finalmente quero agradecer aos meus pais, pelos princípios que me inculcaram, sentido de responsabilidade e educação de excelência. Foram o meu suporte ao longo destes cinco anos académicos, dando-me sempre apoio e motivação nos momentos mais difíceis, a eles o meu grande bem-haja.

Conteúdo

Resumo	ii
Abstract	iii
Agradecimentos	iv
Conteúdo	v
Lista de Figuras	viii
Lista de Tabelas	xii
Lista de Símbolos	xiii
1 Introdução	1
1.1 Nota histórica	1
1.2 Dispositivos comerciais de <i>PATs</i>	3
1.3 Objectivos do presente trabalho	7
1.4 Estrutura da dissertação	8
2 Estado da Arte	10
2.1 Modelação analítica de <i>PATs</i>	10
2.2 Modelação experimental de <i>PATs</i>	12
2.3 Modelação computacional do escoamento turbulento em bombas centrífugas e <i>PATs</i>	13
2.3.1 Modelos matemáticos, condições de fronteira e malha	14
2.3.2 Principais problemas na modelação do escoamento em bombas centrífugas	16
2.3.3 Aspectos de interacção rotor-voluta (modelos do <i>frozen rotor</i> , <i>mixing-plane</i> e <i>sliding mesh</i>)	18

Conteúdo

2.3.4	Parâmetros geométricos que influenciam a física do escoamento em bombas centrífugas e <i>PATs</i>	19
3	Modelos analíticos para bombas em modo inverso	21
3.1	Método de <i>Stepanoff</i>	21
3.2	Método de <i>Viana</i>	22
3.3	Método <i>BUTU</i>	23
3.4	Método de Williams	25
3.5	Método de <i>Chapallaz</i>	25
3.6	Utilidade dos modelos analíticos	27
4	Modelação numérica do escoamento	28
4.1	Resolução das equações de governo	28
4.1.1	Discretização espacial e numérica das equações	33
4.1.2	Condições de fronteira para modelar bombas e <i>PATs</i>	36
4.1.3	Técnicas de aceleração de convergência para o cálculo da bomba	38
4.2	Modelação da turbulência utilizando o código numérico <i>Fluent</i>	41
4.2.1	Modelo Inviscido	41
4.2.2	Modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ padrão	42
4.2.3	Modelo de turbulência Spalart-Allmaras	43
4.2.4	Modelo de turbulência $\kappa - \omega$ <i>SST</i>	43
4.3	Modelação da interacção rotor-voluta	44
4.4	Geometria e malha da bomba centrífuga	47
5	Resultados numéricos	60
5.1	Instalação experimental da bomba centrífuga EFAFLU	60
5.2	Modelação do difusor cónico	61
5.2.1	Geometria do difusor anular	62
5.2.2	Construção da malha para o difusor	63
5.2.3	Modelos numéricos utilizados e imposição das condições de fronteira	64
5.2.4	Comparação entre os modelos $\kappa - \epsilon$, <i>Spalart-Allmaras</i> , $\kappa - \omega$ <i>SST</i> e inviscido	65
5.2.5	Comparação entre os modelos de turbulência, a dois <i>Reynolds</i> , com e sem funções de parede	70
5.2.6	Resultados obtidos com o modelo $\kappa - \epsilon$ para as situações com e sem efeito de rotação (<i>swirl</i>)	72

Conteúdo

5.2.7	Conclusões referentes à modelação do difusor	73
5.3	Resultados numéricos em modo directo - bomba	74
5.4	Resultados numéricos em modo inverso - turbina	81
5.5	Comparação dos resultados numéricos da bomba a funcionar nos modos directo e inverso	84
6	Conclusão	88
6.1	Trabalhos futuros	89
	Bibliografia	91
A	Geometria da bomba centrífuga em CAD	94
B	Curva característica da bomba centrífuga	96
C	Curvas das razões de velocidades para as secções 60, 100, 250 e 330 do difusor	98
D	Metodologia de construção do caso de teste para simulação numérica da bomba centrífuga	101
E	Dados referentes aos gráficos das figuras 5.3.3 e 5.3.4	106
F	Trabalho publicado	108

Lista de Figuras

1.2.1	Diagrama esquemático do sistema de recuperação de energia, utilizando uma <i>PAT</i> em paralelo com uma válvula de controlo de pressão, em <i>Barnacre</i> (U.K.) - Williams et al. (1998).	5
1.2.2	Vista parcial da <i>PAT</i> de <i>Thima</i> (Quênia) com uma potência instalada de 2,2 kW - Williams e Rodrigues (2008).	6
1.2.3	Esquema de instalação de uma <i>PAT</i> para accionamento directo de bombas de abastecimento de água, em Java (Indonésia) - Williams e Rodrigues (2008).	6
2.3.1	Detalhe da malha utilizada por <i>Croba</i> na modelação computacional do escoamento 2D numa bomba - Pérez (2000).	15
3.2.1	Coefficientes que correlacionam os caudais e alturas manométricas das bombas e <i>PATs</i> nos <i>BEPs</i> , segundo <i>Viana</i> (1987) - Ricardo e Viana (2004).	23
3.5.1	Estimativa do rendimento teórico da <i>PAT</i> - Ricardo e Viana (2004).	26
3.5.2	Coefficientes da altura manométrica, c_h , (à esquerda) e caudal, c_q , (à direita), de acordo com Chapallaz - Ricardo e Viana (2004).	26
4.1.1	Tempo médio para um escoamento estatisticamente estacionário (à esquerda) e valor médio para um escoamento não-estacionário (à direita). Esta figura foi adaptada de Ferziger e Peric (2002).	30
4.1.2	Componentes das tensões normais, e de corte, nas seis faces de um elemento de fluido - Versteeg e Malalasekera (1995).	32
4.1.3	Método <i>Multigrid</i> em malhas do tipo estruturado.	39
4.1.4	Exemplo de um ciclo <i>multigrid</i> do tipo V - FLUENT (2006).	40
4.4.1	Vista em corte do CAD 3D da geometria da bomba centrífuga NNJ 125-250 e parte posterior do rotor, onde são visíveis as 6 pás estruturais.	48

Lista de Figuras

4.4.2	Avaliação do parâmetro <i>skewness</i> (que está relacionado com a distorção da malha) na pá guia da flange de aspiração. Inicialmente as células da pá guia eram todas do tipo estruturado - a), posteriormente recriou-se a malha da pá com células dos dois tipos (estruturado e não-estruturado) - b), reduzindo desta forma o valor do <i>skewness</i> na concordância da pá.	49
4.4.3	Pormenor dos domínios abaulados da flange de aspiração e do rotor, estes tiveram de ser criados para fazer face às dimensões do parafuso, que excedem um plano vertical tangente ao bordo de ataque das pás (solução inicialmente pensada).	50
4.4.4	Blocos A e B da malha gerada para modelar a bomba centrífuga NNJ 125-250.	53
4.4.5	Blocos C e D da malha da bomba centrífuga NNJ 125-250.	54
4.4.6	Blocos E e F da malha da bomba centrífuga NNJ 125-250.	55
4.4.7	Blocos G e H da malha da bomba centrífuga NNJ 125-250.	56
4.4.8	Blocos I e J da malha da bomba centrífuga NNJ 125-250.	57
4.4.9	Blocos K e L da malha da bomba centrífuga NNJ 125-250.	58
4.4.10	Malha da bomba centrífuga NNJ 125-250 completa com 2 134 777.	59
5.1.1	Instalação experimental da empresa Efaflu - Bombas e Ventiladores S.A. As medições típicas são o caudal e a pressão manométrica na entrada e saída da bomba.	61
5.2.1	Secções criadas perpendicularmente às paredes do difusor anular e suas respectivas dimensões. Esta imagem foi adaptada de Bounous (2008).	63
5.2.2	Malhas do difusor cónico. A malha a) corresponde à malha mais esparsa utilizando funções de parede e a malha b) corresponde à malha mais refinada usando o parâmetro $y^+ = 1$	64
5.2.3	Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência ($\kappa - \epsilon$, <i>Spalart-Allmaras</i> e $\kappa - \omega$ <i>SST</i>), bem como os resultados experimentais para a secção 25.	66
5.2.4	Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência ($\kappa - \epsilon$, <i>Spalart-Allmaras</i> e $\kappa - \omega$ <i>SST</i>), bem como os resultados experimentais para a secção 175.	67

Lista de Figuras

5.2.5	Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência ($\kappa - \epsilon$, <i>Spalart-Allmaras</i> e $\kappa - \omega$ <i>SST</i>), bem como os resultados experimentais para a secção 405.	68
5.2.6	Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando o modelo invíscido e o modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ para a secção 25.	69
5.2.7	Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando o modelo invíscido e o modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ para a secção 405.	69
5.2.8	Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e <i>Spalart-Allmaras</i> para diferentes R_e (secção 25).	70
5.2.9	Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e <i>Spalart-Allmaras</i> para diferentes R_e (secção 405).	71
5.2.10	Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e <i>Spalart-Allmaras</i> para diferentes R_e (secção 25), utilizando funções de parede e o parâmetro $y^+ = 1$	72
5.2.11	Evolução da componente axial da velocidade para as situações com e sem <i>swirl</i> (secções 25, 100 e 250).	73
5.3.1	Coeficiente de pressão C_p num plano médio da bomba ($Z=98$ mm), para o ponto de projecto ($Q_n = 123$ l/s) e para dois pontos fora de projecto (carga parcial $0,75.Q_n$ e sobregarga $1,08.Q_n$).	75
5.3.2	Escoamento na voluta num plano médio da bomba ($Z=98$ mm), para dois pontos fora de projecto ($0,75.Q_n$ e $1,08.Q_n$). A análise de escoamento é feita através das linhas de corrente.	76
5.3.3	Grupos adimensionais da altura, ψ , e de potência, π , em função do parâmetro de caudal, ϕ	77
5.3.4	Rendimento da bomba, η , em função do parâmetro de caudal, ϕ	78
5.3.5	Posições relativas entre a pá e a língua da voluta.	79
5.3.6	Resultados obtidos para o caudal, Q , em função da posição angular, θ , da pá relativamente à língua da voluta.	80
5.4.1	Escoamento num plano médio da <i>PAT</i> ($X=220$ mm), para as condições de fronteira impostas segundo o método de <i>Stepanoff</i> . A análise do escoamento é feita através das linhas de corrente, que permitem detectar zonas de recirculação.	83

Lista de Figuras

5.4.2	Escoamento no rotor, num plano da <i>PAT</i> ($Z=86$ mm) para o ponto de funcionamento nominal, utilizando as condições de fronteira impostas a partir do método de <i>Stepanoff</i>	84
5.5.1	Perda de pressão de estagnação nos modos directo (bomba) - a) e inverso (turbina) - b) no rotor. Em modo directo utilizou-se o ponto de funcionamento nominal ($Q_{BEP_p} = 123,33$ l/s; $H_{BEP_p} = 77,20$ m) e em modo inverso usou-se o método de <i>Stepanoff</i> ($Q_{t(CFD)} = 130,40$ l/s; $H_{t(CFD)}=100,25$ m).	85
5.5.2	Força resultante (F_Z) aplicada na área do olho do rotor (A_R) - plano $Z=145$ mm (à esquerda). Esforços axiais resultantes da distribuição de pressão que actua no rotor da bomba centrífuga (à direita).	86
A.1.1	Geometria em <i>CAD</i> da bomba centrífuga NNJ 125-250.	95
B.1.1	Curva característica da bomba NNJ 125-250.	97
C.1.1	Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e <i>Spalart-Allmaras</i> para o Re de ensaio (secção 60).	99
C.1.2	Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e <i>Spalart-Allmaras</i> para Re de ensaio (secção 100).	99
C.1.3	Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e <i>Spalart-Allmaras</i> para o Re de ensaio (secção 250).	100
C.1.4	Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e <i>Spalart-Allmaras</i> para o Re de ensaio (secção 330).	100
D.1.1	Fluxograma geral que representa as várias etapas para a construção da malha da bomba centrífuga e respectiva simulação numérica. O rectângulo a vermelho diz respeito às etapas que correspondem à construção da malha. O rectângulo a azul corresponde à fase da simulação numérica.	102
D.1.2	Vários passos que fazem parte da etapa 2 do fluxograma geral.	103
D.1.3	Vários passos que fazem parte da etapa 5 do fluxograma geral.	104
D.1.4	Continuação dos passos que fazem parte da etapa 5 do fluxograma geral.	105

Lista de Tabelas

4.1	Principais características geométricas da bomba centrífuga NNJ 125-250.	52
5.1	Parâmetros de escoamento impostos no difusor.	65
5.3	Valores teóricos da altura manométrica, $H_{t(teo)}$, e caudal, $Q_{t(teo)}$, obtidos a partir dos métodos analíticos de <i>Stepanoff</i> , <i>Williams</i> e <i>Chapallaz</i> para a bomba a funcionar em modo inverso (<i>PATs</i>).	81
5.4	Valores obtidos computacionalmente para a altura manométrica, $H_{t(CFD)}$, e caudal, $Q_{t(CFD)}$, utilizando o $\kappa - \epsilon$ como modelo de turbulência. . .	82
E.1	Dados dos grupos adimensionais da altura, ψ , da potência, π , do parâmetro de caudal, ϕ , do rendimento, η , do binário, M , e do caudal, Q , referentes aos gráficos das figuras 5.3.3 e 5.3.4.	107

Lista de Símbolos

Caracteres Latinos

A Área de secção.

b Vector de velocidade.

c Coeficiente experimental de Chapallaz.

C_p Coeficiente de pressão.

D Diâmetro.

D_ω Difusão cruzada (*cross diffusion*)

F Força.

g Aceleração da gravidade.

G_k e G_b Termos de geração de energia cinética turbulenta.

G_v Termo de produção de viscosidade turbulenta.

G_ω Termo que representa a geração de ω .

H Altura de queda ou manométrica.

I Intensidade de turbulência.

k Coeficiente experimental de Viana.

l Escala de comprimento de turbulência.

L Dimensão relevante (diâmetro) da tubagem.

M_a Número de Mach.

M Binário.

Lista de Símbolos

- N, n Velocidade de rotação.
- p pressão estática.
- P Potência.
- Q Caudal volumétrico.
- r Vector de posição.
- R_a Número de Rayleigh.
- R_e Número de Reynolds.
- t Variável tempo.
- u, v e w Componentes em x, y e z do vector de velocidade b .
- u_T Velocidade de corte.
- U, W Velocidades axial e tangencial, respectivamente.
- V Velocidade.
- x, y e z Coordenadas cartesianas.
- y_P Distância de um ponto P à parede.
- Y_M Componente flutuante de dilatação por expansão de ρ .
- Y_v Termo de destruição de viscosidade turbulenta.
- Y_κ e Y_ω Termos de dissipação de κ e ω , respectivamente.
- Z Número de pás.

Símbolos Gregos

- ρ Massa específica.
- ν Viscosidade cinemática ou relativa.
- μ Viscosidade dinâmica ou absoluta.
- μ_t Viscosidade turbulenta.

Lista de Símbolos

- σ_κ e σ_ϵ Números de Prandtl.
- ϕ Grupo adimensional do caudal.
- ψ Grupo adimensional da altura de queda.
- π Grupo adimensional da potência.
- η Rendimento.
- κ Energia cinética turbulenta.
- ϵ Taxa de dissipação turbulenta.
- ω Taxa de dissipação específica.
- Γ_κ e Γ_ω Difusidade de κ e ω , respectivamente.
- Δ Variação ou intervalo.
- α Variável média de uma propriedade do escoamento.
- φ Propriedade do escoamento.
- τ Tensão de corte.
- β Ângulo da pá.
- χ Variável genérica de campo.
- δ Erro de medição.
- γ Parâmetro adimensional que avalia as perdas da pressão de estagnação.

Índices inferiores e superiores

- avg ...média.
- crit Crítico.
- gen Gerador.
- h ...altura de queda.
- hid Hidráulico.

Lista de Símbolos

in, out Entrada, saída.
mec Mecânico.
n ...nominal.
o ...global do sistema.
p Pump.
q ...caudal.
s ...específica.
t Turbine.
teo Teórico.
tot Total.
+ Escala de parede.
0 ...média.
1,2 Entrada, saída...

Acrónimos

AMG Algebraic Multi-Grid.
BCGSTAB Bi-Conjugate Gradient Stabilized.
BEP Best Efficiency Point.
CFD Computational Fluid Dynamics.
FAS Full-Approximation Storage.
GTZ German Technology Exchange.
IGC Induction Generator Controller.
IST Instituto Superior Técnico
LDA Laser Doppler Velocimetry

Lista de Símbolos

- MP Mixing-Plane.
- MUSCL Monotone Upstream-Centered Schemes for Conservation Laws.
- QUICK Quadratic Upwind Interpolation.
- PAT Pump As Turbine.
- PISO Pressure-Implicit with Splitting of Operators.
- PIV Particle Image Velocimetry
- RANS Reynolds-Averaged Navier-Stokes.
- RMS Root-Mean-Square.
- SDM Sliding Mesh.
- SIMPLE Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations.
- SST Shear-Stress Transport.
- STL Stereo Lithography.

1. Introdução

Neste capítulo é feita uma breve abordagem sobre como surgiram as bombas a funcionarem como turbinas (*PATs*). Esta aplicação surge em grande medida pela crescente procura de energia a nível mundial e também pela necessidade de gerir melhor os recursos disponíveis. São apresentadas algumas aplicações das bombas a funcionarem em modo inverso e os principais dispositivos comerciais que foram empregues nessas mesmas aplicações.

1.1. Nota histórica

A procura de energia a nível mundial está a aumentar cada vez mais. Por exemplo, segundo Joshi et al. (2005) no Irão a taxa de crescimento anual de energia é 7 %, sendo que mais de 98% da energia primária deriva do petróleo e gás e menos de 2 % deriva de outras fontes de energia, como a água, o vento e o carvão. Neste sentido, a necessidade de gerir de uma forma mais eficaz os recursos naturais tornou-se fundamental.

O bombeamento de água para uma melhor gestão das redes de abastecimento tornou-se cada vez mais importante. Foi neste contexto que surgiram as bombas a funcionarem em modo inverso (turbina) - *PATs* (*Pump As Turbine*). Contudo, a pesquisa sobre a utilização de bombas como turbinas começou bem mais cedo, por volta de 1930, como referido em Joshi et al. (2005)

Foi entre 1950 e 1960 que o conceito de *pumped storage power plants*, de 50 a 100 MW de capacidade foi evoluindo, principalmente nos países desenvolvidos e para fazer face aos picos de energia, como referido em Rawal e Kshirsagar (2007). A Índia foi um dos países que desenvolveu estudos sobre a fiabilidade das *PATs* e identificou 6000 locais a norte e a nordeste do país para a produção de energia entre 5 a 100 kW.

A aplicação das *PATs* é uma opção prática para micro-hídricas (de 5 kW a 100 kW), designadamente pelo seu baixo custo. Neste caso é comum a produção descentralizada de electricidade em áreas remotas, ou seja, em pequenas comunidades ou indústrias rurais afastadas da rede eléctrica. As despesas de funcionamento destas centrais são muito baixas, mas o custo do capital inicial pode ser relativamente elevado e qualquer

1. Introdução

redução dos custos em equipamento poderá tornar a tecnologia mais acessível. Daí a apetência das PATs que, sendo produzidas em série, têm custos relativamente baixos. Outras áreas de aplicação destas turbomáquinas são a produção de energia em condutas adutoras que abastecem as cidades, como referido em Ramos et al. (2009), e a indústria química, para a recuperação de energia.

Williams (1996) demonstra que uma forma de reduzir o custo do equipamento é utilizar uma bomba em modo inverso como alternativa a uma turbina convencional. As bombas centrífugas podem funcionar como turbinas e têm a vantagem de serem produzidas em grandes quantidades em todo o mundo, o que as torna menos dispendiosas. Para além deste facto, as bombas em modo inverso quando comparadas com as turbinas convencionais apresentam ainda as seguintes vantagens:

- A bomba e o motor de indução (constituindo uma unidade) podem ser usadas no lugar da turbina convencional e gerador;
- Encontram-se disponíveis numa vasta gama de alturas manométricas e caudais;
- Estão disponíveis em grande número e para diferentes tamanhos padrão;
- Possuem um prazo de entrega curto devido a serem produzidas em série;
- São de fácil instalação, pois as suas dimensões são normalizadas.

A principal desvantagem na utilização das *PATs* é a dificuldade em obter as características da bomba a funcionar como turbina, estas são necessárias para seleccionar a bomba a adquirir para uma determinada aplicação. Os fabricantes de bombas normalmente não têm informação acerca da altura manométrica e caudal das bombas a funcionarem em modo inverso.

Segundo Rawal e Kshirsagar (2007) e avaliando o cenário actual da crescente procura de energia, as micro e pequenas centrais hidroeléctricas tornaram-se uma nova área de aplicação para as bombas a funcionarem como turbinas.

A primeira instalação de uma bomba a funcionar como turbina, com gerador de indução e *IGC* (*Induction Generator Controller*), foi instalada numa quinta em *Yorkshire Dales* no norte de Inglaterra em 1991. Esta instalação foi criada como um projecto de demonstração durante cinco anos, para posteriormente a tecnologia ser passível de ser transferida para outros países, como referido em Williams (1996).

Diversos estudos têm sido efectuados em prol de um melhor entendimento da física do escoamento nestas máquinas. Estes trabalhos têm utilizado ferramentas analíticas, experimentais e numéricas. As ferramentas de *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*)

1. Introdução

permitem analisar o escoamento no interior das *PATs* e observar onde existem perdas hidráulicas, assim como outros fenómenos (vórtices, separação da camada limite, etc.). Em termos económicos e de precisão, este tipo de ferramentas é cada vez mais viável para substituir alguns ensaios experimentais.

1.2. Dispositivos comerciais de *PATs*

Como o mercado de bombas é vasto, e sendo estas produtos padrão, é sempre mais barata a sua utilização quando comparadas com as turbinas convencionais. Segundo Páscoa (2010) o custo de uma pico-turbina para determinada aplicação pode ascender a 7000 € e o da *PAT*, para a mesma aplicação, terá valores da ordem dos 1000 €. As questões operacionais, e de manutenção, também são mais simples no caso das bombas, tal como refere Rawal e Kshirsagar (2007). A utilização de bombas a funcionarem como turbinas (*PATs*) tem uma vasta gama de aplicações. A produção de electricidade para iluminação doméstica, sobretudo em zonas montanhosas que fiquem descentralizadas da rede, o carregamento de baterias e outras aplicações de carga intermitente, bem como o bombeamento de água em redes de abastecimento, são algumas das aplicações comuns das *PATs*.

Como referido anteriormente, a primeira instalação de uma *PAT* com motor de indução e *IGC* foi numa quinta em *Yorkshire Dales*. Segundo Williams (1996), o equipamento mecânico instalado consiste em três unidades de bombas, sendo que a de menor capacidade produz cerca de 800 W de potência eléctrica. Estas três unidades são capazes de fornecer energia a muitas solicitações da quinta onde estão instaladas, incluindo a iluminação, TV, frigorífico e pequenas ferramentas.

Segundo Williams (1996) em 1992 foi instalada uma *PAT* com gerador de indução, em *Nagrak* no sudoeste de Indonésia, como parte do programa *German Technology Exchange (GTZ)*. A bomba foi ligada através de acoplamento directo a um motor de indução (a funcionar como gerador) e tem uma potência eléctrica de 4,5 kW. A bomba e o gerador correspondem a menos de 10 % do custo total da instalação, que foi de aproximadamente 4000 dólares Americanos. A electricidade produzida pelo sistema é usada para iluminar 45 casas e para carregar baterias. O período de retorno do investimento foi estimado em cinco anos, o custo da instalação para os consumidores foi menor do que os preços normais praticados pela companhia de electricidade da Indonésia.

Em 1996 foi instalada uma *PAT* de pequena dimensão, em paralelo com uma válvula de redução de pressão (figura 1.2.1), em *Barnacre* no noroeste de Inglaterra, como se

1. Introdução

refere em Williams et al. (1998). Este sistema é usado para recuperar a energia que é dissipada pelas válvulas de redução de pressão, estas são utilizadas nos sistemas de abastecimento de água para regular os níveis de pressão a jusante. De outra forma a energia seria dissipada na válvula de controlo de pressão e não seria aproveitada. Neste caso a energia necessária para o funcionamento da central de dosagem de cloro, do sistema de abastecimento de água para a cidade inglesa de *Blackpool* era fornecida por baterias de chumbo. A potência eléctrica necessária para o funcionamento da instalação de abastecimento de água aumentou. Em particular com a instalação de aquecedores eléctricos para manterem a temperatura da central de dosagem de cloro constante, e com a introdução de uma bomba de amostragem, bem como com o aumento substancial da instrumentação e equipamentos de emergência. Face a esta energia adicional requerida foram investigadas três hipóteses: aumentar o número de baterias (o que se provou ser muito dispendioso), extraír energia da rede eléctrica (o que custaria 50 000 libras Inglesas), ou utilizar uma fonte de energia isolada. A *Bechtel Water Technology*, promotora do empreendimento, reconheceu haver potencial para produzir a energia adicional através do aproveitamento da energia dissipada na válvula de controlo de pressão. Dado que a pressão à saída destes sistemas deve ser mantida acima da pressão atmosférica, as turbinas de acção, como as *Pelton* ou *Cross-flow*, não podem ser usadas, pois estas descarregam à pressão atmosférica. Poderia ser usada uma turbina *Francis*, mas seria uma aplicação muito dispendiosa. Em alternativa, pode ser usada uma bomba padrão a funcionar como turbina, particularmente se o caudal nas tubagens for mais ou menos constante.

Nesta instalação de *Barnacre* utilizou-se então uma *PAT*. Este sistema usa só parte da queda de pressão (3,6 bar), do abastecimento de água potável para a cidade de *Blackpool*, para produzir 3,5 kWh de energia eléctrica necessária ao funcionamento da estação de tratamento de água potável (central de dosagem de cloro). Durante os meses de Inverno, a altura manométrica medida através da *PAT* é de cerca de 19 m e o caudal é de 35 l/s. O rendimento global do sistema, η_o , é dado por:

$$\eta_o = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{P_{out}}{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H} = \frac{3500}{1000 \times 0,035 \times 9,81 \times 19} = 0,54.$$

Dado que o rendimento do motor de indução a funcionar como gerador, η_{gen} , é de aproximadamente 81 %, o rendimento da turbina, η_t , é dado por:

$$\eta_t = \frac{\eta_o}{\eta_{gen}} = \frac{0,54}{0,81} = 0,66.$$

O rendimento da *PAT* é um pouco inferior ao rendimento máximo da bomba, que

1. Introdução

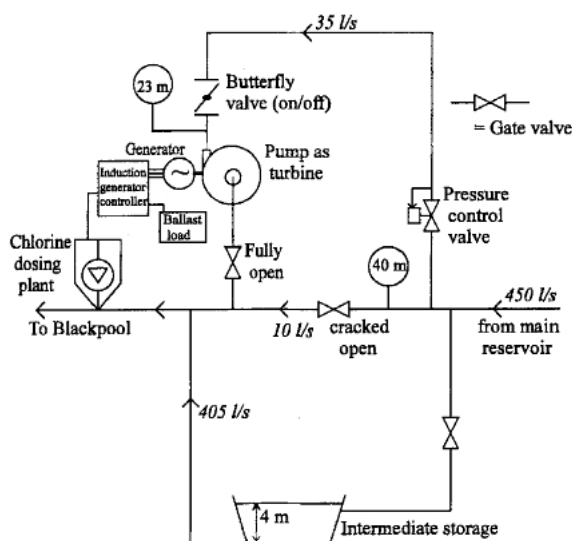


Figura 1.2.1.: Diagrama esquemático do sistema de recuperação de energia, utilizando uma *PAT* em paralelo com uma válvula de controlo de pressão, em *Barnacre* (U.K.) - Williams et al. (1998).

nesta instalação e de acordo com as curvas características fornecidas pelo fabricante é 69 %.

Segundo Williams e Rodrigues (2008), em *Thima*, uma aldeia do Quênia, também foi instalada uma *PAT* para a produção de electricidade (2,2 kW). A *PAT* consiste numa bomba centrífuga monobloco que foi seleccionada para se ligar directamente a um motor de indução a funcionar como gerador, como se pode ver na figura 1.2.2. A selecção da bomba teve por base um método de previsão simples usado com sucesso por outros engenheiros. Ainda assim, fizeram-se testes iniciais que vieram mostrar que a *PAT*, para a velocidade requerida pelo gerador (para manter a frequência nos 50 Hz), não estava a operar nas condições óptimas de funcionamento. Como solução optou-se por reduzir o diâmetro do rotor, o que melhorou bastante as condições de funcionamento. Neste projecto também foi utilizado um controlador de carga electrónico para manter a velocidade do gerador constante, e assim a *PAT* trabalha com um caudal fixo. A instalação fornece energia eléctrica a mais de cem consumidores, o custo por habitação é reduzido para que as famílias de baixos rendimentos o possam suportar.

Outra aplicação inovadora que utiliza *PATs* foi instalada em Java, na Indonésia, para accionamento directo de bombas de abastecimento de água. Neste caso foram

1. Introdução



Figura 1.2.2.: Vista parcial da *PAT* de *Thima* (Quênia) com uma potência instalada de 2,2 kW - Williams e Rodrigues (2008).

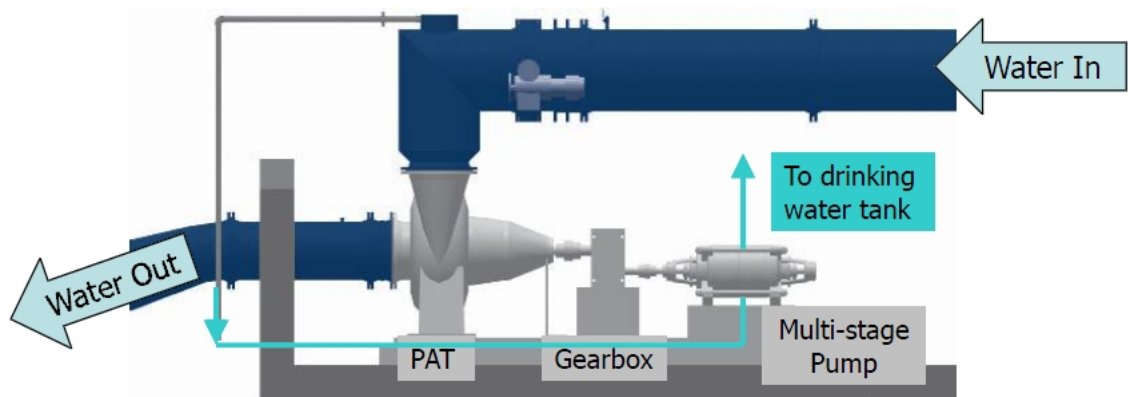


Figura 1.2.3.: Esquema de instalação de uma *PAT* para accionamento directo de bombas de abastecimento de água, em Java (Indonésia) - Williams e Rodrigues (2008).

instaladas uma série de *PATs*, em paralelo, que utilizam a queda de água subterrânea de um sistema de cavernas. Neste sistema a água subterrânea entra na *PAT*, onde a energia cinética e de pressão se transformam em energia mecânica. Esta energia mecânica por unidade de tempo corresponde à potência mecânica disponível ao veio da turbina, que irá accionar a bomba por meio de uma caixa de velocidades. Posteriormente, a água é bombeada para um tanque à superfície, como podemos ver na figura 1.2.3. As bombas foram testadas pelo fabricante (*KSB*) antes da instalação, e foram feitas algumas modificações no rotor de modo a melhorar o desempenho da turbina. Estas modificações permitiram que a *PAT* principal alcançasse um rendimento de 81 %, com uma potência disponível ao veio de 45 kW, como é referido em Williams e Rodrigues (2008).

Podemos constatar que são várias as aplicações onde as *PATs* se podem implemen-

1. Introdução

tar. Nesta secção foram referidas cinco aplicações deste tipo de dispositivos. A nível económico, e em aplicações específicas, as *PATs* têm vantagens em relação a outro tipo de soluções. Apesar da instalação deste tipo de máquinas se efectuar já há algum tempo os estudos computacionais, nomeadamente utilizando ferramentas de *CFD*, são necessárias para que se possa compreender cada vez melhor o escoamento no interior das *PATs*. Só assim se podem fazer as adaptações necessárias ao bom funcionamento da bomba em modo inverso, sem necessidade de recorrer a um processo experimental dispendioso.

1.3. Objectivos do presente trabalho

No panorama nacional, a investigação do escoamento 3D de bombas centrífugas a funcionar nos dois modos de operação (bomba e turbina), utilizando ferramentas de *CFD*, não é muito comum. A excepção são os trabalhos que, desde há vários anos, têm vindo a ser desenvolvidos pela secção de hidráulica do Departamento de Engenharia Civil do IST (Ramos et al. (2009) e Simão e Ramos (2010)). Contudo, em países como a China, Espanha, França, Índia, etc. a investigação nesta área tem já alguma tradição. Por exemplo, na Universidade de *Oviedo* em Espanha, começaram-se a fazer os primeiros estudos acerca da simulação do escoamento turbulento em bombas centrífugas no ano de 2000. Pelas razões já mencionadas, e também devido à oportunidade surgida de poder fazer um estudo de simulação computacional sobre uma bomba centrífuga real, com uma geometria bastante complexa, foram os motivos mais que suficientes para aceitar este desafio.

O principal objectivo deste trabalho, de modelação numérica, consistiu em criar a malha da geometria da bomba centrífuga industrial em estudo, e em simular o escoamento 3D nos dois modos de operação (bomba e turbina) para diferentes modelos de interacção rotor/voluta. Iniciou-se o estudo com a simulação do escoamento num difusor usando diversos modelos de turbulência ($\kappa-\epsilon$, *Spalart-Allmaras* e $\kappa-\omega$ *SST*), tendo-se analisado o escoamento com funções de parede e a influência do parâmetro $y^+ = 1$. Isto fez-se com o objectivo de verificar qual o modelo de turbulência que se aplica melhor à modelação em gradientes de pressão desfavoráveis. Verificaram-se ainda quais os modelos de turbulência que apresentam melhores resultados utilizando funções de parede, e também calculando o escoamento na subcamada laminar (situação em que o parâmetro $y^+ = 1$).

Como modelos de interacção rotor/voluta simulou-se o escoamento no interior da bomba, em modo directo, para os modelos estacionários *mixing-plane* (MP) e *frozen*

1. Introdução

rotor. Começou-se por simular o escoamento utilizando o modelo do *mixing-plane*, tendo-se constatado, mediante a elevada discrepância entre os pontos obtidos computacionalmente e os experimentais, que este modelo não é o apropriado para a geometria da bomba em estudo, tendo-se optado pelo modelo do *frozen rotor*.

A detecção de fenómenos físicos no escoamento, como sejam vórtices ou zonas de recirculação, de separação da camada limite e escoamentos secundários, nos dois modos de funcionamento da bomba também passam pelos objectivos deste trabalho. Estes fenómenos físicos permitem sugerir alterações à geometria da bomba, de modo a melhorar o seu desempenho nos modos directo e inverso.

Algumas das alterações foram discutidas com a empresa EFAFLU - Bombas e Ventiladores S.A., tendo sido objecto de implementação em fábrica.

1.4. Estrutura da dissertação

Após se terem apresentado os objectivos deste trabalho de simulação computacional, nesta secção, descreve-se a forma como a presente dissertação está estruturada.

O primeiro capítulo é de carácter introdutório e faz uma resenha histórica do contexto em que surgiram as bombas a funcionarem como turbinas (*PATs*). Descreve ainda as principais aplicações destas máquinas e os respectivos dispositivos comerciais implementados.

O segundo capítulo diz respeito ao estado da arte, onde se faz uma revisão bibliográfica sobre a modelação analítica, experimental e computacional do escoamento turbulento em bombas centrífugas e *PATs*. Apesar de se ter efectuado uma pesquisa destas três componentes, dá-se especial cuidado à modelação analítica de *PATs* e à modelação do escoamento turbulento em bombas centrífugas e *PATs*, pois estes são os temas centrais deste trabalho.

No terceiro capítulo são apresentados os modelos analíticos para as bombas a funcionarem em modo inverso (*PATs*). Este capítulo está dividido em seis secções, as primeiras cinco abordam os modelos ou métodos analíticos (*Stepanoff*, *Viana*, *BUTU*, *Williams*, e *Chapallaz*), sendo a última secção referente à utilidade dos mesmos. Neste trabalho são apenas feitas simulações para os métodos de *Stepanoff*, *Williams* e *Chapallaz*.

O quarto capítulo está dividido em quatro secções e está relacionado com o modelo numérico. Neste capítulo são apresentadas as principais equações de governo, que são a base de todo o código numérico utilizado pelo código comercial *Fluent*. É ainda feita a descrição das equações pertencentes a cada modelo de turbulência ($\kappa - \epsilon$, *Spalart-*

1. Introdução

Allmaras e $\kappa-\omega$ *SST*) e modelo invíscido. Ainda neste capítulo é feita uma abordagem dos modelos de interacção entre o rotor e a voluta (*frozen rotor*, *mixing-plane* e *sliding mesh*), onde se refere os principais fenómenos não-estacionários, terminando com a apresentação da geometria e uma descrição da malha da bomba centrífuga em estudo.

O quinto capítulo é dedicado aos resultados numéricos, começando por apresentar a instalação experimental da empresa Efaflu - Bombas e Ventiladores S.A., local onde foram efectuados os ensaios experimentais da bomba. Este capítulo está dividido em cinco secções, sendo a primeira referente à instalação experimental e as restantes quatro referem-se aos resultados numéricos obtidos para o caso do difusor cónico, para a bomba a funcionar em modo directo (bomba) e modo inverso (turbina), sendo a última secção dedicada à comparação dos resultados numéricos obtidos para a bomba a funcionar nos dois modos de operação. Ao longo destas quatro secções são descritas as principais observações e conclusões.

No sexto capítulo são descritas as conclusões do trabalho de uma forma mais global, dado que as principais observações e conclusões foram apresentadas, em detalhe, ao longo do capítulo anterior. Neste último capítulo pretende-se mostrar todo o encaadamento lógico deste trabalho e as suas conclusões, assim como sugerir trabalhos futuros.

2. Estado da Arte

Este capítulo faz uma revisão do estado da arte referente aos temas centrais deste trabalho. Inicia-se o estudo referindo os trabalhos de investigação e desenvolvimento referentes a *PATs*, abordando-se as componentes analítica e experimental das mesmas. Posteriormente, é introduzido o estudo da modelação do escoamento turbulento em bombas centrífugas e *PATs*, onde se abordam vários temas: modelos matemáticos, condições de fronteira e malha, principais problemas na modelação do escoamento turbulento, aspectos de interacção rotor-voluta e parâmetros geométricos que interferem na física do escoamento destas turbomáquinas. São descritos os trabalhos de *CFD* desenvolvidos para modelação do escoamento em bombas centrífugas, sendo que estes são facilmente adaptáveis à modelação do escoamento turbulento em *PATs*.

2.1. Modelação analítica de *PATs*

Como o comportamento de uma bomba a funcionar como turbina (*PAT*) é diferente do modo directo, a previsão das curvas características das *PATs* torna-se difícil. Os fabricantes de bombas não fornecem as curvas características das mesmas a funcionarem em modo inverso. Excepção a este comportamento é a empresa KSB. Por esta razão torna-se importante estabelecer uma correlação entre os desempenhos em modo directo (bomba) e modo inverso (turbina), esta é essencial para a selecção da turbomáquina apropriada para determinado local, como referido em Derakhshan e Nourbakhsh (2007).

A modelação analítica mais comum de *PATs* baseia-se no ensaio experimental de bombas centrífugas normalizadas. Para isso, fazem-se ensaios de bombas centrífugas com velocidades específicas diferentes a funcionarem em modo inverso. A partir das suas curvas características (altura de queda, potência e rendimento) obtidas experimentalmente, conseguem-se estabelecer relações analíticas para calcular o ponto de melhor rendimento (*BEP*) da *PAT*, baseado nos *BEPs* da bomba centrífuga e da *PAT* da máquina ensaiada. Em Derakhshan e Nourbakhsh (2007) o estudo que é realizado sobre curvas características de bombas centrífugas a funcionarem como turbinas

2. Estado da Arte

consiste nisto mesmo, ou seja, na previsão do *BEP* de uma *PAT* a partir de modelos analíticos. Esta previsão é feita a partir das relações da altura de queda (H), caudal volumétrico (Q), potência (P) e rendimento (η) entre a turbomáquina a funcionar como turbina e bomba para os respectivos *BEPs*. Outros métodos analíticos (*Stepanoff, Sharma, Alatorre-Frenk*, etc.) foram desenvolvidos para prever os pontos de melhor rendimento das *PATs*. As especificações hidráulicas das bombas, especialmente a velocidade específica, bem como os métodos analíticos apenas nos dão o desempenho de uma bomba centrífuga em modo turbina. Na prática é necessário um procedimento para seleccionar a *PAT* mais adequada para uma determinada central mini-hidroeléctrica, com base nos dados experimentais e no ponto de operação da *PAT* (que depende das condições do local, não sendo usualmente coincidente com o ponto de melhor rendimento da turbomáquina).

A literatura referente aos modelos analíticos de *PATs* encontra-se bastante dispersa. Para além do exemplo de modelação analítica de *PATs* apresentado no parágrafo anterior e os cinco métodos analíticos que são abordados no terceiro capítulo deste trabalho, existem ainda métodos analíticos para a modelação da *PATs* que têm uma base mais matemática. Em Derakhshan e Nourbakhsh (2008) o ponto de melhor rendimento de uma bomba centrífuga industrial a funcionar como turbina foi conseguido utilizando uma análise teórica baseada na razão de áreas. Este método teórico permite calcular a altura de queda, potência e rendimento de uma *PAT* no ponto de melhor rendimento. Tem em consideração as perdas hidráulicas no rotor e na voluta, as perdas mecânicas devido ao atrito nos rolamentos e as perdas volumétricas devido às folgas entre o rotor e o estator. Em Güllich (2008) podemos ver o balanço de energia em detalhe considerado numa turbina deste tipo, este está relacionado com todo o tipo de perdas que o método baseado na razão de áreas tem em consideração. Este método foi desenvolvido por *Williams e Anderson* e estima componentes hidráulicos em modo inverso com base nas características do funcionamento em modo bomba.

Relativamente aos resultados obtidos para a *PAT* e para o ponto de melhor rendimento (*BEP*), o método analítico prevê para os grupos adimensionais do caudal (ϕ), da altura de queda (ψ), da potência (π) e do rendimento (η) valores em 1,1 %, 4,7 %, 5,25 % e 2,1 % mais baixos do que os dados experimentais, respectivamente. A altura de queda e a potência previstas pelo método analítico são inferiores aos experimentais, em particular devido ao escoamento na voluta e às perdas no rotor, como referido em Derakhshan e Nourbakhsh (2008). Em conclusão, esta metodologia fornece um método analítico para calcular o ponto de melhor rendimento da bomba em modo inverso com base nas características geométricas e hidráulicas da mesma. Este método previu

valores ligeiramente inferiores aos experimentais. Facto é que as perdas na voluta e no rotor devem ser avaliadas com exactidão.

2.2. Modelação experimental de *PATs*

As pequenas estações hidroeléctricas tornaram-se atractivas, em particular depois da crise do preço do petróleo nos anos 70 até aos dias de hoje. Como tal, o uso da bomba como turbina (*PAT* - *Pump As Turbine*) é, como vimos, uma alternativa atraente. Contudo, o custo por kW da energia produzida pelas pequenas centrais é maior do que o das grandes centrais hidroeléctricas. Como a instalação e manutenção de bombas são tarefas relativamente fáceis e baratas, e de seu ponto de vista económico, afirma-se que o retorno de capital das *PAT's* entre 5-500 kW é de dois anos ou menos, como referido em Derakhshan e Nourbakhsh (2007).

Após se ter efectuado uma revisão bibliográfica sobre trabalhos experimentais, incluindo instalações piloto, como descritas no capítulo introdutório, constatou-se que estas têm sido desenvolvidas um pouco por todo o mundo. Em 2007, *Derakhshan* e *Nourbakhsh* fizeram um estudo experimental sobre as curvas características de bombas centrífugas a funcionarem como turbinas que possuem velocidades específicas diferentes. Para isso os autores testaram em laboratório (numa mini-hídrica) quatro bombas centrífugas a funcionar em modo inverso.

Em *Derakhshan* e *Nourbakhsh* (2007) podemos ver a planta da referida mini-hídrica que foi instalada na Universidade de *Tehran*, no Irão. Basicamente, a *PAT* (instalação de ensaio) é constituída por uma bomba centrífuga industrial, diversos tubos, uma placa com medidor de orifício (para medir o caudal no tubo de descarga), um gerador (acoplado a um braço graduado e a vários pesos, sempre que se pretenda medir o binário ao veio da turbina), um controlador de carga electrónico (para manter a frequência de um gerador síncrono convencional) e barómetros (para medir a pressão entre 0 e 5 bar).

Os resultados experimentais mostram que uma bomba centrífuga de baixa velocidade específica ($N_s < 56 [m, m^3/s]$) pode operar adequadamente como turbina para várias velocidades de rotação, alturas de queda, H , e caudais volumétricos, Q , sem qualquer problema mecânico. Em comparação ao modo bomba e para a mesma velocidade de rotação, a *PAT* trabalha com alturas de queda e caudais superiores. Por sua vez, os rendimentos são quase os mesmos em ambos os modos de operação (bomba e turbina). Para a mesma velocidade específica, entre duas bombas, a mais eficiente a funcionar como turbina é a que apresenta maiores valores de h e q . O parâmetro h

é definido como o quociente entre a altura de queda da turbina no ponto de melhor rendimento *BEP* (*Best Efficiency Point*) e a altura de queda da bomba também no *BEP*. O parâmetro q é definido de igual forma, mas é referente ao caudal.

Em 2008, *Derakhshan* e *Nourbakhsh* fizeram uma investigação teórica, numérica e experimental de uma bomba centrífuga a funcionar em modo inverso (*PAT*). Para verificar os resultados numéricos a bomba também foi testada como turbina no banco de ensaios da Universidade de *Tehran*, observando-se uma concordância inaceitável entre os resultados numéricos e os experimentais em modo turbina. Por outro lado os resultados numéricos estão em boa concordância com os experimentais em modo bomba, não só para o ponto de melhor rendimento mas também para as zonas de carga parcial e sobrecarga, como referido em *Derakhshan* e *Nourbakhsh* (2008).

A modelação experimental de *PATs* é também muito importante para a validação dos modelos numéricos utilizados na simulação do escoamento no interior destas turbomáquinas.

2.3. Modelação computacional do escoamento turbulento em bombas centrífugas e *PATs*

A modelação do escoamento turbulento em bombas centrífugas comporta várias fases. A primeira fase, que consiste na construção da malha, é muito importante e delicada, pois a precisão e exactidão dos resultados numéricos depende significativamente da suavidade desta. Por esta razão, aquando da construção da malha, é necessário que se tenham em consideração os parâmetros do *aspect ratio* e *skewness*, que determinam a sua qualidade.

Consoante o objectivo que se pretenda para a simulação do escoamento, e de acordo com a disponibilidade de poder de cálculo, assim se opta por determinado modelo de cálculo (estacionário ou não-estacionário). Ainda que o cálculo não-estacionário, utilizando o modelo *sliding mesh* (SDM), seja o que simula melhor o escoamento turbulento no interior destas turbomáquinas. No entanto, pode não estar disponível para todos os utilizadores industriais ou académicos, pois exige uma elevada carga computacional. A imposição das condições de fronteira e a utilização de modelos de turbulência fazem parte das fases posteriores à construção da malha. Mais uma vez, o critério de escolha do modelo de turbulência está relacionado com a capacidade de processamento de cálculo, e também com a natureza do problema e a qualidade dos resultados que se pretenda.

O corpo de conhecimento que se adquire nas várias fases ou etapas respeitantes à

modelação do escoamento turbulento em bombas centrífugas facilmente se “extrapola” para o escoamento em *PATs*.

2.3.1. Modelos matemáticos, condições de fronteira e malha

Para a simulação da bomba centrífuga nos dois modos de operação (bomba e turbina) houve a preocupação de ver na literatura que modelos matemáticos se podem empregar na modelação destas turbomáquinas, bem como quais são as condições de fronteira que se costumam aplicar e qual o tipo e a dimensão da malha.

Já em 1992, Croba apresentava trabalhos onde desenvolvia com profundidade um modelo numérico. O autor desenvolveu um algoritmo de cálculo do escoamento bidimensional numa bomba centrífuga. Trata-se de um modelo que discretiza as equações de governo de acordo com o método de volumes finitos, e aplica um algoritmo híbrido para os termos convectivos e uma estratégia *SIMPLE* para o acoplamento entre os campos de pressão e velocidade. As equações de *Navier-Stokes* são resolvidas em coordenadas polares e é utilizado um modelo de turbulência de duas equações, o modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$. Este modelo resolve o escoamento quer para o rotor (incluindo os termos das forças centrífuga e de Coriolis) quer para a voluta. Para obter o cálculo usando as malhas estruturadas do rotor e da voluta, o modelo introduz uma interpolação geométrica bi-linear baseada no escalonamento das duas malhas, de forma a que se possam mover uma em relação à outra (constituindo-se uma zona de sobreposição). Podemos ver em detalhe a malha empregada por este autor na figura 2.3.1. A evolução temporal realiza-se por intermédio de um método implícito. Os cálculos fazem-se primeiro no rotor, partindo de uma distribuição circunferencial de pressão uniforme à saída, e depois efectua-se o cálculo na voluta. De seguida repete-se o processo utilizando como condição de contorno a distribuição de pressão obtida a partir do cálculo na voluta, como referido em Pérez (2000).

Em Blanco-Marigorta et al. (2000), para a simulação numérica do escoamento no interior de uma bomba centrífuga industrial, utilizou-se uma malha não estruturada. Esta é composta por 18948 células na zona de entrada, 37872 células no rotor e 34254 células na voluta. Estes números de células não são suficientes para uma simulação precisa da camada limite, mas dão valores correctos para o desempenho da bomba, e permitem analisar os detalhes dos principais fenómenos envolvidos. A simulação do escoamento foi efectuada com o código numérico *Fluent*, usando o modelo *sliding mesh* como modelo de interacção rotor-voluta. O modelo matemático resolve as equações de *Navier-Stokes* para escoamento 3D incompressível, incluindo o termo da força centrífuga no rotor e os termos não-estacionários. Embora a dimensão da malha não

2. Estado da Arte

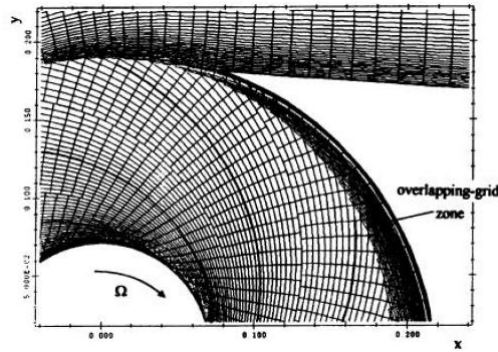


Figura 2.3.1.: Detalhe da malha utilizada por *Croba* na modelação computacional do escoamento 2D numa bomba - Pérez (2000).

seja suficiente para efectuar o cálculo na camada limite, foram utilizadas funções de parede com o modelo $\kappa - \epsilon$ padrão. O esquema de discretização espacial foi de 2ª ordem, implícito. Como algoritmo de acoplamento pressão-velocidade foi utilizado o *SIMPLEC*. Relativamente às condições de fronteira foi imposta na entrada uma distribuição axial de velocidades, uniforme e estacionária. Esta velocidade permite impor o caudal do escoamento. Na saída é mantida uma pressão estática constante. Foram impostas condições de não escorregamento entre as pás do rotor e as paredes, e entre a carcaça (voluta) e a parede do tubo de entrada.

Em Pérez et al. (2003), para o estudo relativo das forças radiais não-estacionárias desenvolvidas no rotor de uma bomba centrífuga, com variação da folga radial, foi utilizado o mesmo modelo matemático de Blanco-Marigorta et al. (2000). A principal diferença nas malhas destes estudos numéricos é todo o cuidado no refinamento da malha na região da língua da voluta. Quanto às condições de fronteira, neste caso, foi imposta na entrada uma condição de pressão total, e na saída a pressão estática.

Em Asuaje et al. (2005) é efectuado um estudo numérico 3D do escoamento no interior de uma bomba centrífuga. As simulações foram efectuadas com o código *CFX-TASCflow*, utilizando o modelo do *frozen rotor* como modelo de interacção rotor-voluta para as várias posições circunferenciais. Como modelos de turbulência utilizaram-se os modelos $\kappa - \epsilon$, $\kappa - \omega$ e *SST*. As malhas da conduta de entrada e da voluta são não estruturadas com 104 973 e 217 753 nós, respectivamente. A malha do rotor é estruturada e possui 355 225 nós. Relativamente às condições de fronteira foi imposta uma pressão total de 101 325 Pa na entrada e um caudal mássico na saída, uma condição de periodicidade em duas superfícies simétricas posicionadas num plano médio à passagem das pás e a condição de não escorregamento em todas as paredes.

Em Derakhshan e Nourbakhsh (2008), para a simulação numérica de uma bomba centrífuga a funcionar em modo inverso, construiu-se um modelo 3D da bomba que inclui o rotor e a voluta, esta tem aproximadamente 700 000 células. Teve de ser criado o modelo completo 3D da bomba, visto que um canal formado por uma única pá não é suficiente para estudar a variação circunferencial do escoamento causado pela voluta. A simulação do escoamento foi realizada com o código numérico *FineTurbo V.7*, que é um código baseado numa discretização em volumes finitos para malhas estruturadas multi-bloco. Este código numérico utiliza como modelo físico-matemático as equações *RANS* (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*). O esquema de discretização espacial utilizado foi de 2^a ordem. Quanto às condições de fronteira, na entrada foi imposto um caudal (definindo-se a direcção da velocidade), e impuseram-se a energia cinética turbulenta κ e a sua taxa de dissipação ϵ . À saída foi imposta uma pressão estática. Finalmente, foi aplicada uma condição de periodicidade entre duas pás.

González et al. (2008) fizeram uma simulação do escoamento de bombas centrífugas, de sucção dupla, a funcionarem nos dois modos de operação utilizando o mesmo modelo matemático que foi usado em Blanco-Marigorta et al. (2000), e em Pérez et al. (2003). Foi criada uma malha não estruturada para definir as zonas de entrada e saída (mais de 100 000 e cerca de 150 000 células, respectivamente) e o mesmo tipo de células foram criadas para definir o rotor e a voluta (250 000 células e 235 000 células, respectivamente). Na voluta foi refinada a malha na região junto da língua. Relativamente às condições de fronteira, estas foram as mesmas que foram impostas em Pérez et al. (2003), para ambos os modos de funcionamento.

2.3.2. Principais problemas na modelação do escoamento em bombas centrífugas

Apesar da simulação numérica de uma bomba centrífuga industrial não ser tarefa fácil, em particular devido às dificuldades associadas à dinâmica de fluidos computacional: modelação de turbulência, separação de escoamento, camada limite, etc., esta permite conhecer em detalhe o escoamento interno na máquina. As instalações experimentais e os aparelhos (sistemas LDV e PIV) para fazer uma análise detalhada do escoamento dinâmico no interior de uma turbomáquina hidráulica tornaram-se mais complexos e dispendiosos. O escoamento em qualquer turbomáquina hidráulica é sempre 3D e não-estacionário. No entanto, o projecto dessas máquinas começa com a hipótese do escoamento ser estacionário, o que apenas é válido de forma aproximada para pontos de operação próximos do de projecto.

Em Blanco-Marigorta et al. (2000) destacam-se os problemas específicos, para além

2. Estado da Arte

dos usuais em *CFD*, que surgem na modelação do escoamento no interior de bombas centrífugas. Estes problemas específicos estão relacionados com:

- A geometria extremamente complexa de uma bomba centrífuga: é necessário um grande número de nós de cálculo e, devido ao parâmetro *skewness* (que está relacionado com a distorção da malha), normalmente as malhas não-estruturadas permitem melhor convergência do que as malhas estruturadas;
- A transferência de energia é gerada principalmente pela força centrífuga no rotor: uma simulação usando o modelo de cascata de pás não é adequada, e estes termos da força devem ser incluídos nas equações da zona em movimento;
- A interação entre o rotor e a voluta requer um processo de solução não-estacionário para calcular as derivadas das equações no tempo. A posição da pá relativamente à língua da voluta também deve ser tida em consideração. Isto pode ser parcialmente efectuado de uma forma *quasi-unsteady*, ou seja, calcula-se novamente a solução para diferentes posições da malha e faz-se um cálculo do escoamento não-estacionário, ao mesmo tempo que a malha do rotor desliza para cada passo de tempo.

O aparecimento de zonas de recirculação, ou com efeito de *swirl*, na entrada do rotor e na saída da voluta também são problemas que surgem na modelação do escoamento em bombas centrífugas. A extensão dos domínios afectados a estes componentes, por razões numéricas e físicas é essencial, dado que os problemas de convergência e respectivas instabilidades do escoamento são prevenidas se a zona de *swirl* for capturada no interior do domínio de simulação. Asuaje et al. (2005) na sua simulação do escoamento no interior de uma bomba centrífuga tiveram de estender os domínios na entrada do rotor e na saída da voluta para resolver este tipo de problema. Normalmente a zona de *swirl* na entrada do rotor aparece para escoamentos inferiores ao ponto de melhor rendimento (ponto nominal).

A disposição da folga radial entre o rotor e a língua da voluta, e o efeito da independência da malha nos resultados numéricos, também são dificuldades encontradas na modelação do escoamento em bombas centrífugas, como referido em Minggao et al. (2010).

2.3.3. Aspectos de interacção rotor-voluta (modelos do *frozen rotor*, *mixing-plane* e *sliding mesh*)

A modelação do escoamento no interior de bombas centrífugas e *PATs*, em particular para simular a interacção entre o rotor e a voluta é preferencialmente efectuada usando o modelo *sliding mesh*. Apesar de ser o modelo que exige maior carga computacional, também é o que simula melhor o escoamento não-estacionário no interior destas turbomáquinas. Existem alguns estudos que utilizam o modelo estacionário do *frozen rotor* e são raros os que utilizam o modelo *mixing-plane*. Este último modelo é mais utilizado para bombas com pás no difusor e não para bombas centrífugas, como referido em Gülich (2008).

Em Blanco-Marigorta et al. (2000) é realizada uma simulação numérica do escoamento no interior de uma bomba centrífuga industrial (*Worthington EWP-65-200*). A simulação é efectuada com o código numérico *Fluent*, usando o modelo *sliding mesh*, este permite o movimento relativo da malha do rotor em relação à voluta. O escoamento nas bombas centrífugas é um fenómeno 3D complexo, envolvendo turbulência, escoamentos secundários e instabilidade. A juntar a isto, a geometria estudada por estes autores também é complexa e assimétrica. Por conseguinte, o movimento relativo entre o rotor e a voluta gera uma interacção instável, que afecta não só as características globais da bomba, mas também é responsável por flutuações de pressão. Estas são as principais fontes de vibração e ruído hidráulico, pois interagem com o circuito e produzem forças sobre todas as partes mecânicas. O cálculo não-estacionário, combinado com a técnica de deslizamento entre malhas, revelou-se uma boa ferramenta na investigação da interacção rotor-voluta. Escoamentos secundários na voluta foram analisados através da helicidade do escoamento, mostrando que estão mais concentrados perto da saída do rotor.

Em Pérez et al. (2003) podemos encontrar um estudo relativo às forças radiais, não-estacionárias, desenvolvidas no rotor de uma bomba centrífuga com variação da folga radial. Segundo os autores, o escoamento de fluido no interior de uma bomba centrífuga é caracterizado por um campo de escoamento circunferencialmente não-uniforme e não-estacionário. Este está associado à frequência de rotação das pás. Consequentemente, geram-se flutuações de pressão cujas magnitudes são muito dependentes do ponto de operação (caudal) da bomba. Para além disto, existem algumas características geométricas que afectam estas flutuações de pressão, não só no interior da bomba, mas também no restante circuito hidráulico. Uma delas é a folga radial entre a saída do rotor e a voluta na região da língua. Para realizar este estudo foram considerados

2. Estado da Arte

dois rotores com diâmetros externos diferentes (190 mm e 200 mm) para uma única voluta, variando-se desta forma a folga radial. O estudo comporta uma componente experimental e uma componente numérica, que utiliza o modelo *sliding mesh* para simular a interacção rotor-voluta sob diferentes condições de operação. Este estudo permitiu concluir que, para os caudais abaixo do caudal nominal as diferenças na amplitude da pressão são muito pequenas e limitadas a uma região perto da língua da voluta. Para caudais superiores ao caudal nominal as diferenças na amplitude da pressão (para os dois rotores) são ainda mais baixas. Com as flutuações de pressão é possível obter as forças radiais à frequência da passagem das pás, tendo em consideração o ângulo polar das mesmas relativo a esta frequência, e para cada valor do caudal. Quando apenas as flutuações de pressão são consideradas (em amplitude e fase), os resultados numéricos e experimentais descrevem a mesma força. Por outro lado, o efeito das variações axiais e a falta de uniformidade na velocidade em redor da voluta são importantes quando as forças não-estacionárias são consideradas. Em suma, os autores constataram que a variação da folga radial de 15,8 % para 10 % do raio do rotor não causa um forte efeito nas flutuações de pressão em qualquer frequência e, em particular, à frequência da passagem das pás.

Em Minggao et al. (2010) é efectuada uma previsão do desempenho de bombas centrífugas utilizando como modelo de interacção rotor-voluta o modelo do *frozen rotor*. O objectivo deste estudo é avaliar a precisão do método numérico em detalhe. Para isso, simularam-se seis bombas centrífugas normalizadas com o código numérico *Fluent*, para as condições de projecto e fora de projecto. Os autores concluíram que as discrepâncias na previsão das curvas da altura de queda e do rendimento, utilizando um cálculo estacionário, são inferiores a 5 % por comparação com as curvas experimentais. Referem ainda que o modelo numérico utilizado dá uma boa previsão do desempenho das bombas centrífugas e pode ser aplicado na prática da engenharia.

2.3.4. Parâmetros geométricos que influenciam a física do escoamento em bombas centrífugas e *PATs*

As tolerâncias geométricas no interior das bombas centrífugas e *PATs*, especialmente entre as partes móveis e estáticas das mesmas, são muito importantes pois determinam a física do escoamento no interior destas turbomáquinas.

Em Williams e Rodrigues (2008) podemos encontrar informação sobre a análise do escoamento no interior de duas bombas centrífugas a funcionarem em modo inverso (*PATs*). Este trabalho foi feito utilizando as ferramentas de *CFD* e ensaios experimentais. Os dois modelos computacionais criados para as *PATs* (para uma velocidade

2. Estado da Arte

específica de 24,5 rpm) diferem entre si no diâmetro do olho do rotor. Um modelo da *PAT* é referente ao diâmetro do olho do rotor de uma bomba padrão, e o outro tem um diâmetro superior. Para investigar os efeitos das perdas hidráulicas, devido à alteração da área do olho do rotor, o domínio computacional foi dividido em zonas. Os autores concluíram que o aumento na área do olho do rotor não tem efeito na curva de potência, isto para toda a gama de condições de operação. Contudo, um decréscimo significativo na altura de queda é evidente na região de carga parcial da *PAT* com o aumento da área do olho do rotor. Ao analisarem as perdas hidráulicas ao longo das zonas do domínio computacional, os autores observaram que há uma redução significativa das perdas no olho do rotor e na zona do tubo de sucção para a região de carga parcial. Com esta análise do escoamento constatou-se que a área do olho do rotor pode ser fundamental no desempenho de uma *PAT*, principalmente na região de carga parcial, dado que esta característica geométrica pode ter um efeito significativo nas perdas hidráulicas nas referidas zonas.

Em 2008, Spence e Teixeira fizeram um estudo paramétrico sobre a influência que as variações geométricas tinham nas flutuações de pressão que ocorrem no interior de uma bomba centrífuga de dupla entrada. Segundo Spence e Teixeira (2008) as flutuações de pressão podem ser problemáticas durante o funcionamento das bombas centrífugas, e têm sido estudadas com vista a, em primeiro lugar, aumentar a vida útil dos componentes e, em segundo lugar, reduzir o ruído e a vibração. Esta investigação relativamente ao estudo paramétrico comporta quatro parâmetros geométricos: *cutwater clearance gap* (distância radial entre o rotor e a língua da voluta), *vane arrangement* (num rotor de entrada dupla consiste em compensar o arranjo das pás num lado do rotor, para que não coincidam com as pás no lado oposto), *snubber clearance gap* (distância radial entre o diâmetro de saída do rotor e a voluta) e *sidewall clearance* (distância axial mínima entre o rotor e a voluta). Foram investigados três caudais (Q_n , $0,5.Q_n$ e $0,25.Q_n$, em que Q_n representa o caudal nominal) e as flutuações de pressão foram analisadas em quinze locais diferentes. Os autores concluíram que, em geral, o *cutwater gap* e o *vane arrangement* são os parâmetros geométricos que mais influenciam as flutuações de pressão. O mínimo *cutwater gap* deve ser 6 % do diâmetro do rotor, o *vane arrangement* deve utilizar um desfasamento de 30°, ou seja, deve coincidir com uma posição intermédia, e o *snubber gap* deve ser aproximadamente 0,64 % do diâmetro do rotor, arredondado ao milímetro.

3. Modelos analíticos para bombas em modo inverso

O desempenho de uma bomba centrífuga normalizada a funcionar em modo inverso (turbina) pode ser obtido a partir de resultados de ensaios experimentais (que raramente estão disponíveis) ou através de uma previsão matemática. Vários autores investigaram o comportamento das bombas a funcionarem como turbinas, apontando para determinados factores em comum: o rendimento de uma *PAT* é inferior ou, no máximo, igual ao da bomba funcionando em modo normal. A *PAT* deve operar com caudal e altura manométrica superiores ao da operação como bomba e com a mesma rotação, para que o rendimento em ambos os modos seja o mesmo, como se refere em Ricardo e Viana (2004). Na literatura são usualmente apresentadas cinco metodologias para prever o desempenho de uma bomba a funcionar como turbina. Os modelos mais conhecidos são os métodos de *Stepanoff*, *Viana*, *Williams*, e *Chapallaz*.

3.1. Método de *Stepanoff*

Os estudos teóricos de *Stepanoff* (1962) permitiram-lhe concluir que o caudal, Q (m^3/s), e a altura manométrica, H (m), das *PATs* se relacionam com o rendimento, η (%), máximo da bomba através das equações,

$$H_{BEP_t} = \frac{H_{BEP_p}}{\eta_{BEP_p}}, \quad (3.1.1)$$

$$Q_{BEP_t} = \frac{Q_{BEP_p}}{\sqrt{\eta_{BEP_p}}}. \quad (3.1.2)$$

Os índices t e p significam turbina (*turbine*) e bomba (*pump*), respectivamente. O índice *BEP* (*Best Efficiency Point*) diz respeito ao ponto de melhor rendimento em ambos os modos de operação. Ou seja, se for conhecida a curva característica da bomba em modo directo é possível prever os valores H_{BEP_t} e Q_{BEP_t} para a bomba em modo inverso.

3.2. Método de Viana

O método de selecção das *PATs* implementado por Viana (1987) permite definir a altura manométrica e caudal de bombas comerciais a operar em modo inverso. Para isso, o método utiliza os coeficientes obtidos experimentalmente pelo autor, sendo estes referidos à velocidade específica, $n_{qh}[\text{rot}]$, da *PAT*,

$$n_{qh} = \frac{10^3 \cdot n \cdot \sqrt{Q_t}}{(g \cdot H)^{3/4}}. \quad (3.2.1)$$

Os coeficientes experimentais foram obtidos a partir de uma correlação entre caudais e alturas manométricas, nos pontos de melhor rendimento (*BEPs*), nos dois modos de operação. Estes são calculados de acordo com as relações,

$$k_h = \frac{H_{BEP_p}}{H_{BEP_t}}, \quad (3.2.2)$$

$$k_q = \frac{Q_{BEP_p}}{Q_{BEP_t}}. \quad (3.2.3)$$

Este método é aplicável a uma velocidade específica (n_{qh}) entre 40 e 200, obtendo-se os coeficientes de correlação a partir do gráfico da figura 3.2.1. Dado o caudal de projecto (Q_t) e a altura manométrica do aproveitamento (H) calcula-se a velocidade específica, utilizando inicialmente a velocidade de rotação n de 3600 rpm. Caso a velocidade específica não se encontre no intervalo de 40 a 200, recalcula-se o n_{qh} para 1800 rpm. Note-se que este modelo foi desenvolvido para uma rede eléctrica de 60 Hz, e terá de ser adaptado para uma rede europeia de 50 Hz. Com o valor de n_{qh} determinam-se os coeficientes de altura manométrica k_h e caudal k_q . Conhecidos estes coeficientes selecciona-se, a partir das curvas características em modo bomba fornecidas pelo fabricante, a *PAT* tendo por base as expressões,

$$H_p = H_t \cdot k_h, \quad (3.2.4)$$

$$Q_p = Q_t \cdot k_q. \quad (3.2.5)$$

Como as bombas normalmente podem operar com velocidades de rotação um pouco diferentes de 1800 e 3600 rpm, a altura manométrica e o caudal encontrados para a velocidade de rotação nominal da bomba devem ser corrigidos, através das fórmulas

3. Modelos analíticos para bombas em modo inverso

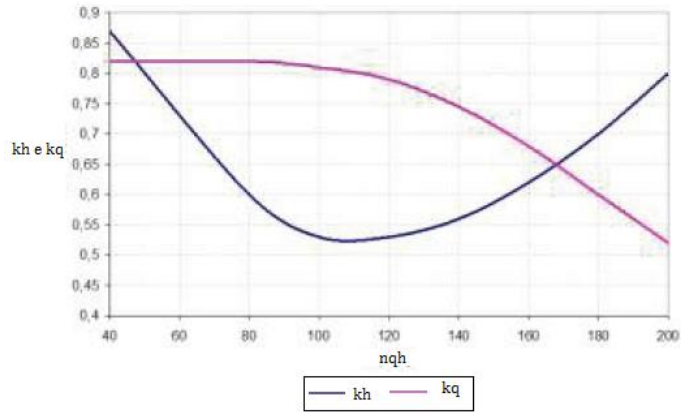


Figura 3.2.1.: Coeficientes que correlacionam os caudais e alturas manométricas das bombas e *PATs* nos *BEPs*, segundo Viana (1987) - Ricardo e Viana (2004).

de afinidade, com origem nos grupos adimensionais das turbomáquinas,

$$H_{pc} = \left(\frac{n_{np}}{n_t} \right)^2 \cdot H_p, \quad (3.2.6)$$

$$Q_{pc} = \frac{n_{np}}{n_t} \cdot Q_p. \quad (3.2.7)$$

onde:

H_{pc} é a altura manométrica da bomba corrigida para a velocidade de rotação nominal [m];

n_{np} é a velocidade de rotação nominal da bomba [rpm];

n_t é a velocidade de rotação da *PAT* [preferencialmente 1800 ou 3600 rpm];

Q_{pc} é o caudal da bomba corrigida para a velocidade de rotação nominal [m³/s].

O rendimento da *PAT* será, teoricamente, o mesmo da bomba no ponto seleccionado.

3.3. Método *BUTU*

Em 1992 *Chapallaz* realizou ensaios experimentais que demonstraram que as equações de *Stepanoff* apresentam grande discrepância na previsão do escoamento em *PATs*, não devendo ser utilizadas em projectos. Este autor cita um método empírico, desenvolvido experimentalmente no México, denominado *BUTU*. Neste método as relações

3. Modelos analíticos para bombas em modo inverso

entre as potências hidráulicas, P_h , das bombas nos modos directo e inverso foram correlacionadas, obtendo-se as seguintes equações:

$$\frac{P_{h(BEP)_p}}{P_{h(BEP)_t}} = 2 \times \eta_{BEP_p}^{9,5} + 0,205, \quad (3.3.1)$$

$$\frac{H_{BEP_p}}{H_{BEP_t}} = 0,85 \times \eta_{BEP_p}^5 + 0,385, \quad (3.3.2)$$

$$\eta_{BEP_t} = \eta_{BEP_p} - 3. \quad (3.3.3)$$

Para pontos fora do ponto de melhor rendimento (BEP) esta metodologia introduz as seguintes expressões:

$$\omega_{st} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{BEP_t} \cdot \sqrt{\frac{P_{BEP_t}}{\rho}}}{60 \cdot (g \cdot H_{BEP_t})^{5/4}}, \quad (3.3.4)$$

$$k = -\frac{1}{0,96 \times (\omega_{st} - 0,2)^{-0,92} + 0,13}, \quad (3.3.5)$$

$$\frac{P_t}{P_{BEP_t}} = (1 - k) \cdot \left(\frac{Q_t}{Q_{BEP_t}} \right)^2 + k \cdot \left(\frac{Q_t}{Q_{BEP_t}} \right), \quad (3.3.6)$$

$$\frac{P_{ht}}{P_{h(BEP)_t}} = \frac{e^{\left(0,37 \times \frac{P_t}{P_{BEP_t}} - 1\right)} - 1}{0,37} + 1. \quad (3.3.7)$$

onde:

ω_{st} é a velocidade angular [adimensional];

P é a potência nominal [W];

n é a velocidade de rotação [rps];

ρ é a massa específica da água [kg/m^3];

g é a aceleração da gravidade [m/s^2];

k é um parâmetro que tem em consideração a velocidade de rotação da PAT no ponto de melhor rendimento [adimensional].

Segundo o autor, o método $BUTU$ pode apresentar erros da ordem de 10 % em relação aos rendimentos determinados.

3.4. Método de Williams

Um outro método foi desenvolvido por Williams, este também é baseado nos valores do *BEP* da bomba em modo directo. Neste caso iguala-se o rendimento da *PAT* ao rendimento máximo da bomba operando como tal, quando as relações (3.4.1) e (3.4.2) se verificam.

$$Q_t = \frac{Q_{BEP_p}}{0,8 \eta_{BEP_p}}, \quad (3.4.1)$$

$$H_t = \frac{H_{BEP_p}}{\eta_{BEP_p}^{1,2}}. \quad (3.4.2)$$

Estas equações permitiram, segundo o autor, alcançar resultados bastante precisos para prever o ponto de funcionamento da bomba em modo inverso.

3.5. Método de Chapallaz

Chapallaz propôs um método semelhante ao de *Viana*. Contudo, o método proposto aplica-se a uma faixa muito maior de velocidades específicas. Define-se a velocidade específica no Sistema Técnico, $n_{qt} \left[\left(\frac{m^{3/2}}{s} \right)^{1/2} .rpm \right]$, de acordo com a equação,

$$n_{qt} = n_t \cdot \frac{\sqrt{Q_t}}{H^{3/4}}. \quad (3.5.1)$$

Posteriormente, calcula-se a velocidade específica da bomba, n_{qp} , e o caudal da mesma, Q_{BEP_p} ,

$$n_{qp} = \frac{n_{qt}}{0,89}, \quad (3.5.2)$$

$$Q_{BEP_p} = \frac{Q_t}{1,3}. \quad (3.5.3)$$

Com o caudal da bomba e a sua velocidade específica estima-se o rendimento teórico da *PAT* através do gráfico da figura 3.5.1. Partindo-se da velocidade específica da bomba, e do rendimento teórico, interpolam-se os coeficientes de altura manométrica, c_h , e caudal, c_q , usando os gráficos da figura 3.5.2. Com estes coeficientes determina-se então o caudal, Q_p , e a altura de queda, H_p , da bomba,

$$Q_p = \frac{Q_t}{c_q}, \quad (3.5.4)$$

3. Modelos analíticos para bombas em modo inverso

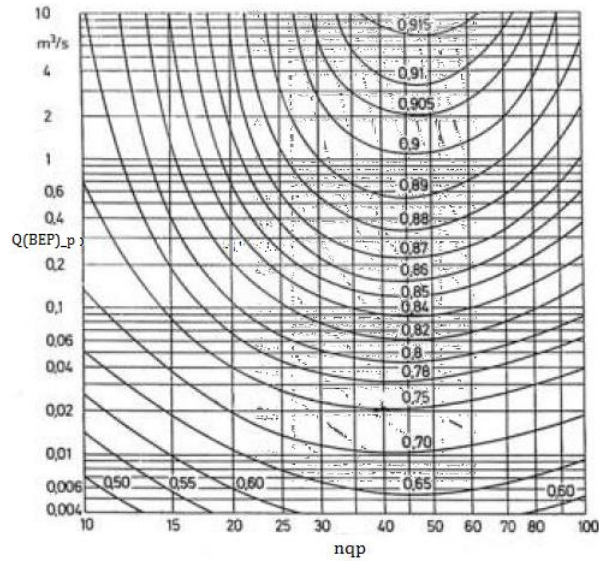


Figura 3.5.1.: Estimativa do rendimento teórico da *PAT* - Ricardo e Viana (2004).

$$H_p = \frac{H_t}{c_h}. \quad (3.5.5)$$

Quando necessário corrige-se o caudal e a altura de queda estipulados pelas equações (3.5.4) e (3.5.5) para a velocidade de rotação nominal da bomba. Esta correção é feita usando as fórmulas de afinidade, equações (3.2.6) e (3.2.7). Com os valores corrigidos obtém-se no gráfico do fabricante o rendimento real da *PAT*, considerado igual ao da bomba no ponto calculado.

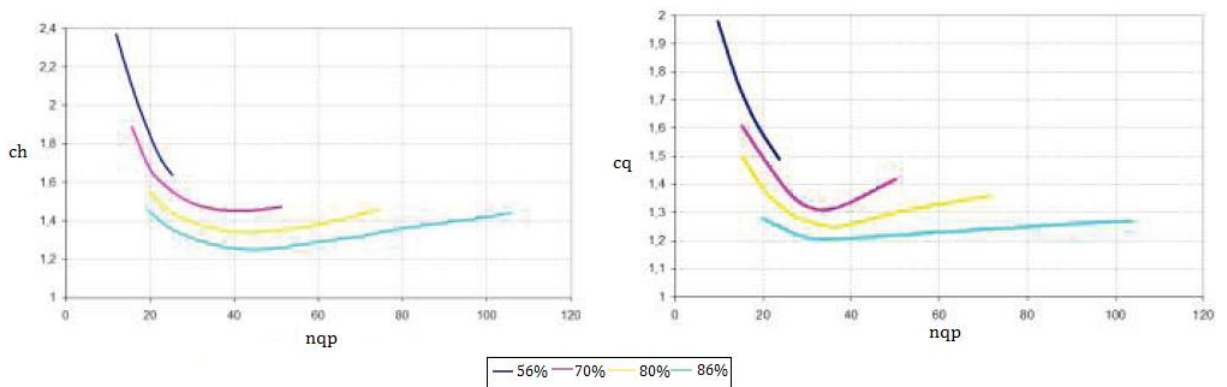


Figura 3.5.2.: Coeficientes da altura manométrica, c_h , (à esquerda) e caudal, c_q , (à direita), de acordo com Chapallaz - Ricardo e Viana (2004).

3.6. Utilidade dos modelos analíticos

Em resumo, em Ricardo e Viana (2004), são apresentadas cinco metodologias para a selecção de *PATs*. Contudo, as de *Stepanoff*, *Viana*, *Williams* e *Chapallaz* são geralmente as consideradas mais importantes. Os métodos de *Stepanoff* e *Williams* têm apenas em consideração o rendimento máximo da bomba, diferindo no expoente do denominador, como podemos ver nas equações (3.1.1), (3.1.2), (3.4.1) e (3.4.2). Por outro lado, os métodos de *Viana* e *Chapallaz* têm em conta a variação de geometria do rotor, pois têm em consideração a velocidade específica da bomba.

Estes métodos permitem fazer uma previsão que é necessária à selecção da bomba - *PAT* para determinado aproveitamento. Embora em muitas situações se tenha verificado a necessidade de efectuar ajustes posteriores, em particular agindo sobre o diâmetro do rotor.

Neste trabalho utilizou-se o modelo *CFD*, capítulo 5, para verificar qual dos vários métodos apresenta uma melhor capacidade de previsão. Estes métodos foram ainda úteis para definir as condições de fronteira a impor no código *CFD* quando pretendemos calcular o escoamento na bomba em modo turbina. Desta forma evitou-se efectuar um cálculo muito afastado do ponto de funcionamento nominal, neste modo de operação.

4. Modelação numérica do escoamento

O utilizador de qualquer programa computacional, quer seja o *Fluent* ou outro código numérico qualquer, deve ter em mente as equações e algoritmos de correcção dos vários parâmetros que estão por detrás de toda a interface gráfica. No caso particular da simulação em dinâmica de fluidos computacional (*CFD*) as equações de governo, como são o caso da equação da continuidade e das equações de *Navier-Stokes* são fundamentais para a implementação do código numérico *Fluent*. Desta forma, neste capítulo faz-se uma abordagem das equações de governo, dos esquemas de interpolação das variáveis e dos algoritmos de correcção. São ainda tratadas as condições de fronteira, o método de *multigrid* para acelerar o processo de convergência, os modelos de turbulência existentes no *Fluent*, assim como os modelos de interacção entre o rotor e a voluta.

4.1. Resolução das equações de governo

Na análise do funcionamento de turbomáquinas são necessários procedimentos computacionais que forneçam informação adequada sobre o escoamento. Em *CFD*, esta informação é quase sempre satisfeita calculando os valores médios das propriedades do escoamento no tempo (velocidades médias, pressões médias, tensões médias, etc.).

Para que se possa definir uma propriedade média do escoamento convém que se apresentem determinados conceitos. De acordo com Versteeg e Malalasekera (1995), define-se o valor médio de uma variável α , de uma propriedade φ do escoamento, da seguinte forma,

$$\alpha = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi(t) dt. \quad (4.1.1)$$

Em teoria deve-se considerar o limite do intervalo de tempo, Δt , aproximadamente infinito. Se o Δt for suficientemente grande, de forma a exceder as escalas de tempo das variações mais pequenas (devido aos vórtices de maiores dimensões) da propriedade φ , então α não depende do tempo (t) em que a média é iniciada. Esta definição

4. Modelação numérica do escoamento

do valor médio de uma propriedade do escoamento é adequada para escoamentos do tipo estacionário. Em escoamentos dependentes do tempo (não-estacionários) a média de uma propriedade no tempo é tomada como sendo a média dos valores instantâneos da propriedade, ao longo de um grande número de experiências identicamente repetidas, designadas por *ensemble average*. Podemos ver esta distinção dos dois tipos de escoamento na figura 4.1.1.

A propriedade φ do escoamento é dependente do tempo e pode ser pensada como composta pela soma de uma componente média estacionária α e de uma componente flutuante, φ' , sendo esta variável no tempo e com valor médio nulo, de acordo com a eq. (4.1.3).

$$\varphi(t) = \alpha + \varphi'(t), \quad (4.1.2)$$

$$\overline{\varphi'} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi'(t) dt \equiv 0. \quad (4.1.3)$$

Para ilustrar a influência das flutuações da turbulência no escoamento médio têm-se em consideração as equações de *Navier-Stokes*. Equações (4.1.5), (4.1.6) e (4.1.7), e a equação da continuidade para um escoamento incompressível com viscosidade constante (equação (4.1.4)). Como é usual utilizam-se coordenadas Cartesianas, de modo que o vector de velocidade, b , tenha u como componente em x , v como componente em y e w como componente em z .

$$\text{div}(b) = 0, \quad (4.1.4)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(ub) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \cdot \text{div grad}u, \quad (4.1.5)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div}(vb) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \cdot \text{div grad}v, \quad (4.1.6)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div}(wb) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \cdot \text{div grad}w. \quad (4.1.7)$$

Para investigar os efeitos das flutuações substituem-se nas equações (4.1.4), (4.1.5), (4.1.6) e (4.1.7) as variáveis do escoamento b (componentes u , v e w) e p pela soma das suas componentes média e flutuante.

4. Modelação numérica do escoamento

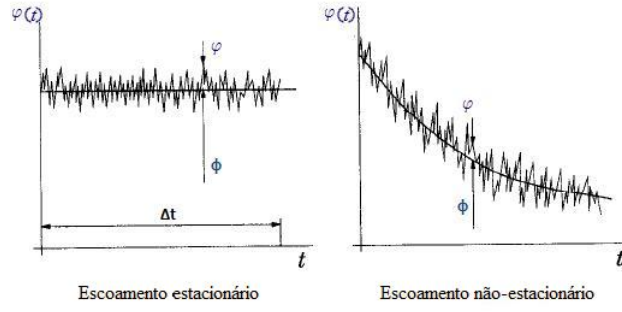


Figura 4.1.1.: Tempo médio para um escoamento estatisticamente estacionário (à esquerda) e valor médio para um escoamento não-estacionário (à direita). Esta figura foi adaptada de Ferziger e Peric (2002).

Desta forma temos as seguintes equações:

$$b = B + b', \quad u = U + u', \quad v = V + v', \quad w = W + w', \quad p = P + p'. \quad (4.1.8)$$

Dado que os operadores *div* e *grad* são ambos diferenciais, as regras que a seguir se apresentam podem ser aplicadas a uma quantidade $a = A + a'$, e às suas combinações com um escalar flutuante, $\varphi = \alpha + \varphi'$:

$$\overline{div a} = div A, \quad div(\varphi a) = div(\overline{\varphi a}) = div(\alpha A) + div(\overline{\varphi' a'}),$$

$$\overline{div grad \varphi} = div grad \alpha. \quad (4.1.9)$$

Assim, o tempo médio é tomado em consideração aplicando as regras referidas em (4.1.9). Considerando a equação da continuidade (eq. (4.1.4)) temos então o seguinte:

$$\overline{div b} = div B = 0. \quad (4.1.10)$$

A equação anterior é a eq. da continuidade para os valores médios do escoamento. De modo similar, aplicando as mesmas regras à equação da quantidade de movimento segundo x (eq. (4.1.5)), os termos individuais da equação podem ser escritos da seguinte forma:

$$\overline{\frac{\partial u}{\partial t}} = \frac{\partial U}{\partial t}; \quad \overline{div(ub)} = div(UB) + div(\overline{u'b'}),$$

4. Modelação numérica do escoamento

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x}; \quad \overline{\nu \cdot \text{div grad } u} = \nu \cdot \text{div grad } U. \quad (4.1.11)$$

Substituindo os termos de (4.1.11) na equação (4.1.5) obtém-se a equação da continuidade, segundo x , para os valores médios das propriedades do escoamento,

$$\underbrace{\frac{\partial U}{\partial t}}_I + \underbrace{\text{div}(UB)}_{II} + \underbrace{\text{div}(\overline{u'b'})}_{III} = -\underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x}}_{IV} + \underbrace{\nu \cdot \text{div grad } U}_V. \quad (4.1.12)$$

Repetindo o processo para as equações (4.1.6) e (4.1.7), obtém-se as equações da continuidade segundo y e z para os valores médios das propriedades do escoamento,

$$\underbrace{\frac{\partial V}{\partial t}}_I + \underbrace{\text{div}(VB)}_{II} + \underbrace{\text{div}(\overline{v'b'})}_{III} = -\underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y}}_{IV} + \underbrace{\nu \cdot \text{div grad } V}_V, \quad (4.1.13)$$

$$\underbrace{\frac{\partial W}{\partial t}}_I + \underbrace{\text{div}(WB)}_{II} + \underbrace{\text{div}(\overline{w'b'})}_{III} = -\underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z}}_{IV} + \underbrace{\nu \cdot \text{div grad } W}_V. \quad (4.1.14)$$

Note-se que os termos I , II , IV e V das equações (4.1.12), (4.1.13) e (4.1.14) também aparecem nas equações escritas na forma instantânea, eqs. (4.1.5), (4.1.6) e (4.1.7). Mas a aplicação do conceito de média introduz um novo termo (III) nas equações da quantidade de movimento. Este termo envolve o produto de flutuações de velocidade e corresponde à convecção de quantidade de movimento, devida a essas mesmas flutuações. É costume colocarem-se estes termos no lado direito das equações, em particular para se apresentarem na forma de tensões turbulentas adicionais segundo as componentes da velocidade U , V e W :

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \text{div}(UB) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \cdot \text{div grad } U + \left[-\frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right], \quad (4.1.15)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \text{div}(VB) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \cdot \text{div grad } V + \left[-\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right], \quad (4.1.16)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \text{div}(WB) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \cdot \text{div grad } W + \left[-\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z} \right]. \quad (4.1.17)$$

4. Modelação numérica do escoamento

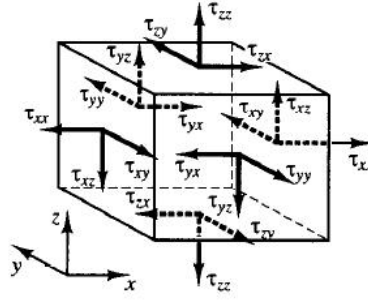


Figura 4.1.2.: Componentes das tensões normais, e de corte, nas seis faces de um elemento de fluido - Versteeg e Malalasekera (1995).

Estes termos resultam em seis tensões adicionais (figura 4.1.2), três tensões normais e três tensões de corte:

$$\tau_{xx} = -\overline{\rho u'^2}; \quad \tau_{yy} = -\overline{\rho v'^2}; \quad \tau_{zz} = -\overline{\rho w'^2}, \quad (4.1.18)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = -\overline{\rho u'v'}; \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} = -\overline{\rho u'w'}; \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} = -\overline{\rho v'w'}. \quad (4.1.19)$$

Estas tensões, de origem turbulenta, são denominadas por tensões de *Reynolds*. Nos escoamentos turbulentos as tensões normais são sempre não nulas, pois contêm flutuações da velocidade ao quadrado. As tensões de corte estão associadas com correlações entre componentes diferentes da velocidade. Se, por exemplo, u' e v' forem flutuações estatisticamente independentes o tempo médio do seu produto $\overline{u'v'}$ será nulo. Contudo, as tensões de corte também são não nulas, e usualmente são muito elevadas quando comparadas com as tensões viscosas num escoamento turbulento.

Assumiu-se que a massa específica, ρ , do fluido é constante. Na prática pode variar e a massa específica instantânea apresenta, nessas circunstâncias, sempre flutuações turbulentas. *Bradshaw* (1981) afirmou que a presença de pequenas flutuações em ρ não afecta o escoamento de forma significativa. Se o valor *rms* (*root-mean-square*) das flutuações da velocidade for da ordem dos 5 % da velocidade média, então as flutuações de ρ não são significativas para números de *Mach* (Ma) entre 3 e 5. Em escoamento turbulento livre, em que as flutuações da velocidade facilmente chegam aos 20 % de velocidade média, as flutuações da massa específica começam a afectar a turbulência a partir de um número de *Mach* igual a 1. Como neste trabalho o escoamento é considerado incompressível tal situação não se verifica.

4.1.1. Discretização espacial e numérica das equações

O código comercial *Fluent* resolve as equações de *Navier-Stokes* usando uma discretização em volumes finitos. O modelo numérico escolhido para integrar as equações é do tipo *pressure-based* e as variáveis são definidas como colocadas.

Como referido em ANSYS FLUENT (2006), as variáveis χ de campo (armazenadas no centro das células) devem ser interpoladas para as faces dos volumes de controlo. As equações de Navier-Stokes são discretizadas para uma variável genérica χ segundo a seguinte forma geral,

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\chi)}{\partial t}V}_I + \underbrace{\sum_f^{N_{faces}} \rho_f V_f \chi_f \cdot A_f}_{II} = \underbrace{\sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\chi \nabla \chi_f \cdot A_f}_{III} + \underbrace{S_\chi V}_{IV}. \quad (4.1.20)$$

O membro *I* da equação (4.1.20) é o termo dependente do tempo. Na simulação da bomba centrífuga em estudo este termo foi discretizado usando um esquema implícito (2^a ordem).

O membro *II* da equação (4.1.20) é obtido a partir de esquemas de interpolação para as variáveis das equações da quantidade de movimento e viscosidade turbulenta modificada (dado que se utilizou o *Spalart-Allmaras* como modelo de turbulência). O *Fluent* dispõe dos seguintes modelos de discretização espacial:

- *First-Order Upwind*: é o que é mais fácil de convergir. No entanto, é um esquema com uma precisão de 1^a ordem;
- *Second-Order Upwind*: é essencial para malhas tetraédricas e triangulares ou quando o escoamento não está alinhado com a malha. A convergência poderá ser mais lenta. Contudo, é um esquema mais preciso que o anterior, pois é de 2^a ordem;
- *Power Law*: este esquema de interpolação é mais preciso do que o de 1^a ordem, em particular para escoamentos em que o $Re_{célula} < 5$ (para escoamentos de baixo número de *Reynolds*);
- *Quadratic Upwind Interpolation (QUICK)*: este esquema aplica-se a malhas quadrilateras, hexagonais e híbridas. É também aplicável a escoamentos com elevado *swirl*. É um esquema com uma precisão de 3^a ordem em malhas uniformes;
- *Monotone Upstream-Centered Schemes for Conservation Laws (MUSCL)*: é um esquema localmente com uma precisão de 3^a ordem de precisão em malhas não-

4. Modelação numérica do escoamento

estruturadas, sendo mais preciso em prever escoamentos secundários, vórtices, forças, etc.

O termo *III* da equação (4.1.20) está relacionado com os gradientes das variáveis na solução. Estes são requeridos para avaliar os fluxos difusivos, velocidades, etc., e podem ser determinados mediante três abordagens:

- *Green-Gauss Cell-Based*: é o método por defeito. A solução pode ter difusão numérica;
- *Green-Gauss Node-Based*: este método é mais preciso. Minimiza a difusão numérica e é recomendado para malhas triangulares e tetraédricas. Esta foi a abordagem utilizada na simulação da bomba centrífuga em estudo;
- *Least-Squares Cell-Based*: este método é recomendado para malhas poliédricas. Tem a mesma precisão e propriedades idênticas às do método anterior.

Para calcular as pressões nas células/faces usando o método de resolução segregado o *Fluent* possui os seguintes esquemas de interpolação:

- *Standard*: este é o esquema por defeito. Tem precisão reduzida para escoamentos que apresentem elevados gradientes de pressão (normais às superfícies) junto das fronteiras, devendo-se aplicar outros esquemas em tal situação;
- *PRESTO*: é usado para escoamentos com elevado *swirl* e escoamentos em que os gradientes de pressão sejam elevados (ventiladores, bombas centrífugas, etc.). Este método de interpolação da pressão foi o utilizado na simulação da bomba;
- *Linear*: este esquema utiliza-se quando as outras opções resultam em dificuldades de convergência ou em comportamentos físicos errados;
- *Second-order*: é usado em escoamentos compressíveis, não se devendo utilizar este esquema em meios porosos, ventiladores, entre outros;
- *Body Force Weighted*: este esquema é utilizado quando as forças mássicas exteriores (força da gravidade, força de *Coriolis*, força centrífuga, etc.) são elevadas, isto é, quando o escoamento tem elevado *swirl* ou o *Ra* (número de *Rayleigh*) é elevado. Neste último caso a transferência de calor do fluido para uma superfície dá-se por convecção natural.

O acoplamento pressão-velocidade refere-se ao algoritmo numérico que utiliza uma combinação das equações da continuidade e quantidade de movimento de forma a

4. Modelação numérica do escoamento

obter uma equação para a pressão (ou de correcção da pressão). Este tipo de acoplamento é necessário quando se utiliza o método de resolução *pressure-based*. Para este acoplamento o *Fluent* possui os seguintes algoritmos:

- *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE)*: é o esquema que está por defeito e é o mais robusto. Este esquema utiliza uma relação entre a velocidade, a pressão e a equação de conservação de massa para obter o campo de pressão;
- *SIMPLE-Consistent (SIMPLEC)*: este esquema é similar ao anterior, diferenciando-se na expressão de correcção que é usada para o fluxo nas faces. Permite convergências mais rápidas para problemas simples (escoamentos em regime laminar sem modelos físicos complicados);
- *Pressure-Implicit with Splitting of Operators (PISO)*: este esquema é útil para problemas em que o escoamento é não-estacionário, ou para problemas em que a malha contém células com um *skewness* (distorção da malha) mais elevado do que o normal;
- *Coupled*: é um esquema robusto e eficiente para a implementação de escoamentos estacionários, com um desempenho superior quando comparado com os restantes. Enquanto que os esquemas anteriores resolvem as equações da quantidade de movimento e correcção da pressão em separado, este método semi-implícito resolve as equações em simultâneo. Contudo, este método resulta numa convergência mais lenta.

O código numérico *Fluent* permite ainda definir qual o modelo de turbulência, podendo-se especificar a turbulência na entrada em termos das quantidades mais convenientes: *turbulence intensity*, *turbulent viscosity ratio*, *hydraulic diameter* e *turbulence length scale*. Note-se que todas estas variáveis de turbulência são equivalentes entre si, permitindo desta forma que cada utilizador aplique a que melhor lhe convier. Na simulação da bomba centrífuga utilizou-se a intensidade e a escala de comprimento de turbulência.

Como referido em FLUENT (2006), a intensidade de turbulência, I , é definida como a razão entre o valor médio quadrático das flutuações de velocidade, u' , e a velocidade média do escoamento, u_{avg} , de acordo com a seguinte correlação empírica:

$$I \equiv \frac{u'}{u_{avg}} = 0,16(Re)^{-1/8}. \quad (4.1.21)$$

4. Modelação numérica do escoamento

Por exemplo, para um número de *Reynolds* de 10995, a intensidade de turbulência será de 5 %, de acordo com a fórmula 4.1.21.

A escala de comprimento de turbulência (*length scale*) é uma quantidade física que está relacionada com a dimensão dos vórtices de grandes dimensões, que contêm a energia em escoamentos turbulentos. Em escoamentos completamente desenvolvidos em tubagens, este parâmetro é limitado pela dimensão da tubagem, uma vez que, os vórtices não podem ser maiores que a tubagem. Uma relação aproximada entre o l e a dimensão física da tubagem é dada por,

$$l = 0,07 \times L. \quad (4.1.22)$$

onde L é a dimensão relevante (diâmetro) da tubagem. O factor de 0,07 é baseado no valor máximo do comprimento da mistura em escoamentos completamente desenvolvidos. Note-se que a equação (4.1.22) é apenas uma relação aproximada. Em bombas centrífugas o parâmetro l costuma ser 10 % do diâmetro de entrada, ou duas vezes a espessura das pás.

4.1.2. Condições de fronteira para modelar bombas e PATs

As condições de fronteira são impostas em todos os domínios (superfícies ou áreas) que delimitam as zonas de volume de fluido de uma determinada malha. Neste tipo de problemas os valores iniciais de todas as variáveis do escoamento necessitam de ser especificadas em todos os pontos do domínio. Como referido em FLUENT (2006), as condições de fronteira disponíveis no código numérico *Fluent* são classificados da seguinte forma:

- Condições do escoamento nos domínios de entrada e saída: *pressure inlet, velocity inlet, mass flow inlet, inlet vent, intake fan, pressure outlet, pressure far-field, outflow, outlet vent* e *exhaust fan*;
- Condições de parede, de periodicidade e condições de pólos: *wall, symmetry, periodic* e *axis*;
- Zonas de células internas: *fluid, solid* e *porous* (esta última é um tipo de zona de interface de fluido);
- Faces internas: *fan, radiator, porous jump, wall* e *interior*.

Como referido em Spence e Amaral-Teixeira (2008), na análise do escoamento em bombas existem três combinações comuns para as condições de fronteira que podem

4. Modelação numérica do escoamento

ser utilizadas nos seus domínios de entrada e saída:

- *Inlet: total pressure Outlet: mass flow;*
- *Inlet: mass flow Outlet: static pressure;*
- *Inlet: total pressure Outlet: static pressure;*

Segundo Derakhshan e Nourbakhsh (2008), a selecção das condições de fronteira que melhor se assemelham à realidade pode acelerar bastante a convergência numérica. Tal como outros autores também Pérez et al. (2003) utilizam a terceira combinação de condições de fronteira para a simulação do escoamento em bombas centrífugas, referindo que esta combinação é a que dá melhores resultados.

Aqui também se utiliza a terceira combinação na definição das condições de fronteira para a simulação da bomba centrífuga em estudo. Para o modo de operação como bomba impôs-se uma pressão total (relativa) igual a zero na face de entrada (*pressure-inlet*), bloco A (volume de fluido) da figura 4.4.4. Foi imposta uma pressão estática (P_2) na face de saída (*pressure-outlet*), bloco L da figura 4.4.9, que corresponde a um aumento de pressão $\Delta p = p_2 - p_1$ através da bomba. O valor de P_2 é obtido considerando a energia cinética do fluido na entrada,

$$p_2 = \Delta p - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_1^2, \quad (4.1.23)$$

onde:

Os índices 1 e 2 dizem respeito à entrada e saída da bomba, respectivamente;

p é a pressão estática [Pa];

$\Delta p = p_2 - p_1$ é a diferença entre as pressões manométricas na saída e entrada da bomba [Pa];

ρ é a massa específica da água (utilizou-se o valor de $998,2 \text{ kg/m}^3$, este valor corresponde a uma temperatura da água de 20°C);

V_1 é a velocidade do escoamento na área de secção da entrada [m/s].

Nas faces, ou domínios, de entrada e de saída impôs-se como condição de fronteira de turbulência o método *intensity e length scale*, definindo-se uma intensidade turbulenta de 5 % e um comprimento de mistura de $0,01485 \text{ m}$, que corresponde a 10 % do diâmetro de entrada (flange de aspiração) da bomba NNJ em estudo (veja-se a figura 4.4.1).

Em modo inverso (turbina) apenas se teve de inverter o sentido de rotação. Isto é, no modo de operação como bomba o gradiente de pressão é desfavorável e, por isso, tem de ser fornecida potência mecânica ao veio do rotor para que haja bombeamento

4. Modelação numérica do escoamento

do fluido. Neste modo a bomba roda no sentido anti-horário. No modo de operação como turbina o gradiente de pressão é favorável e, como tal, tem-se energia mecânica disponível ao veio, tratando-se de uma turbina de reacção esta energia é obtida a partir das energias cinética e de pressão do fluido. Neste modo a *PAT* roda no sentido horário.

Na parte estática da bomba centrífuga, ou seja, na flange de aspiração, nas paredes laterais dos blocos que se acrescentaram na entrada e saída da bomba, no caracol e na tampa atrás da bomba colocou-se uma condição de *Wall*. Esta corresponde a uma condição de não escorregamento em todos estes domínios, para que o fluido adira às paredes. Na parte móvel da bomba, isto é, no rotor (bloco C da figura 4.4.5) impôs-se uma condição que se designou por *Wallr*. É uma condição de não escorregamento que foi aplicada a todos os domínios sólidos (pás, discos do rotor, parafuso, anilha, etc.) que se encontravam em rotação. Esta condição também foi imposta aos domínios pertencentes às seis pás posicionadas na parte detrás do rotor (bloco F da figura 4.4.6). Estes dois blocos correspondem a porções de fluido móvel, que rodam a 2900 rpm. Para além da definição deste tipo de fluido (fluido em rotação), teve de ser definido um segundo tipo de fluido (fluido estático) para os restantes blocos constituintes da bomba.

Aos domínios que partilhem dois blocos distintos, um dos quais pertença ao bloco do rotor ou bloco F (porção de fluido que roda) atribui-se a condição de *Interface*. Isto é, na interface entre duas zonas adjacentes que se movam com velocidades de rotação diferentes, ou que uma pertença a uma porção de fluido que roda e a outra a uma porção de fluido estático, atribui-se este tipo de condição de fronteira, dado que, o *frozen rotor* foi o modelo utilizado para simular a interacção rotor/voluta.

4.1.3. Técnicas de aceleração de convergência para o cálculo da bomba

O código comercial *Fluent* dispõe de técnicas, ou algoritmos, que permitem acelerar o processo de convergência de uma determinada solução, em particular calculando correcções numa série de níveis de malha esparsa. Estes algoritmos são conhecidos por técnicas de malha múltipla ou *multigrid*. Segundo o manual FLUENT (2006) o código numérico contém duas formas de *multigrid*: o *Algebraic Multi-Grid (AMG)* e o *Full-Approximation Storage (FAS)*. O *AMG* é uma componente essencial dos dois métodos de resolução implícita (o *pressure-based* e o *density-based*). O *FAS* é uma componente importante (opcional) do método de resolução explícito *density-based*. Para calcular o escoamento nas diferentes condições da bomba centrífuga em estudo utilizou-se o *multigrid* algébrico (*AMG*). Uma vez que as equações para os níveis

4. Modelação numérica do escoamento

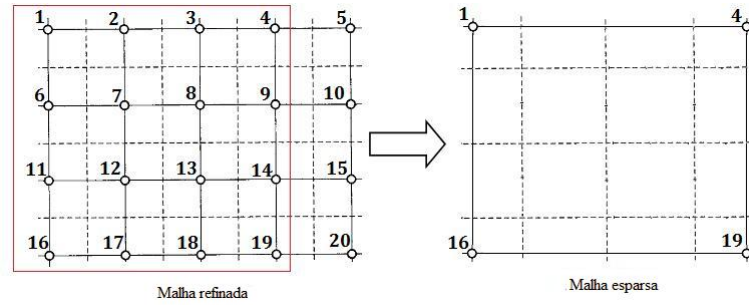


Figura 4.1.3.: Método *Multigrid* em malhas do tipo estruturado.

de malha esparsa são geradas sem o uso de qualquer geometria, ou discretização nos níveis de malha mais esparsa, esta característica torna o *AMG* particularmente atractivo para uso em malhas não-estruturadas. A utilização do *multigrid* pode reduzir significativamente o número de iterações e o tempo de *CPU* requerido para se obter uma solução convergida. Em particular, quando a malha a simular contém um elevado número de volumes de controlo, como é o caso da bomba em estudo.

Ao contrário das malhas estruturadas, existe alguma dificuldade em utilizar *multigrid* em malhas não-estruturadas, pois é necessário criar hierarquias de malhas mais esparsas. Nas malhas do tipo estruturado as malhas esparsas podem ser formadas removendo alternadamente as linhas da malha a partir de malhas mais refinadas, como podemos ver na figura 4.1.3. No caso das malhas do tipo não-estruturado existem métodos algébricos: *Gauss-Seidel* e *ILU*, para criar as malhas esparsas.

O método *multigrid* permite definir ciclos segundo um processo recursivo que é aplicado a cada nível da malha, à medida que são seleccionados os vários nós da mesma, consoante a hierarquia que se queira definir. O *Fluent* dispõe de quatro tipos de ciclos *multigrid* cujos nomes provêm da representação esquemática: V (figura 4.1.4), W, F e os ciclos flexíveis. O ciclo *multigrid* F é formado por um ciclo W seguido de um ciclo V, exigindo assim uma carga computacional maior que o ciclo V, mas menor que o ciclo W. Contudo, segundo o manual FLUENT (2006), as suas propriedades de convergência tornam-se melhores do que as do ciclo V e são equivalentes (de forma grosseira) às do ciclo W. O ciclo F foi o ciclo *multigrid* utilizado para acelerar a convergência da simulação da bomba em estudo.

A seguir apresentam-se, de forma sucinta, os vários passos seguidos na resolução dos níveis de malha múltipla:

1. As iterações são efectuadas no nível de malha actual e permitem reduzir as componentes do erro de elevada frequência (erros locais). No *multigrid* algébrico

4. Modelação numérica do escoamento

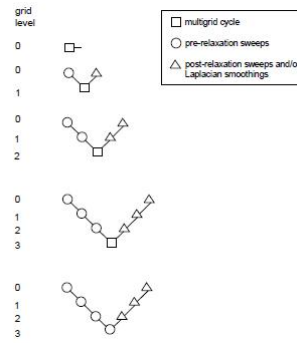


Figura 4.1.4.: Exemplo de um ciclo *multigrid* do tipo V - FLUENT (2006).

(*AMG*) uma iteração é referida como um *pre-sweep* porque é efectuada antes de se passar para o próximo nível de malha mais esparsa. No cálculo da bomba utilizou-se um único *pre-sweep* em cada ciclo;

2. O problema é agora restringido ao nível da malha mais esparsa, ou seja, passa-se de um nível de malha mais refinada para um nível de malha mais esparsa;
3. Nesta etapa, o erro na malha mais esparsa é reduzido calculando um número específico de ciclos de malha múltipla. No cálculo da bomba definiu-se como valor máximo 30 ciclos *multigrid*;
4. A correcção calculada na malha mais esparsa é interpolada de volta para a malha mais refinada;
5. No último passo as iterações são efectuadas na malha refinada para remover os erros de elevada frequência introduzidos pela malha esparsa através dos ciclos *multigrid*. Estas iterações são referidas como *post-sweeps*, pois são executadas depois do nível de malha mais esparsa. Na simulação da bomba foram realizados três *post-sweeps* em cada ciclo, ou seja, definiu-se uma relação de 1:3 (1 *pre-sweep* e 3 *post-sweeps*).

Como método de estabilização seleccionou-se o método *Bi-Conjugate Gradient Stabilized (BCGSTAB)*, a fim de se melhorar a convergência na resolução do sistema de equações.

4.2. Modelação da turbulência utilizando o código numérico *Fluent*

Os escoamentos turbulentos são caracterizados pela flutuação dos respectivos campos de velocidade. Estas flutuações compreendem as várias propriedades do fluido, transportando quantidades como energia, quantidade de movimento, entre outras. Podem ser de pequena escala e elevada frequência, tornando-se, desta forma, computacionalmente dispendiosas de simular de forma directa. Em vez de serem resolvidas as equações de governo instantâneas, estas podem ser manipuladas da forma apresentada na secção 4.1, resultando em equações modificadas, que são computacionalmente menos dispendiosas de resolver. Contudo, estas equações modificadas contêm variáveis adicionais desconhecidas. Neste contexto, o código numérico *Fluent* apresenta modelos capazes de determinar estas variáveis em termos de quantidades conhecidas, que no fundo servem para simular a turbulência de um determinado escoamento físico.

Um escoamento torna-se turbulento para valores acima de um determinado Número de *Reynolds*. Define-se um *Reynolds* crítico Re_{crit} a partir do qual o escoamento é aleatório e caótico. Até esse ponto diz-se que o regime é laminar. O movimento torna-se intrinsecamente não-estacionário, mesmo com a imposição das condições de fronteira de estado estacionário. A velocidade, a pressão, e todas as outras propriedades do escoamento variam com o tempo de forma aleatória e desordenada no domínio interior, e não nas fronteiras de entrada e saída onde são impostas as condições de fronteira constantes.

4.2.1. Modelo Invíscido

Quando se analisa o escoamento segundo o modelo invíscido os efeitos viscosos são considerados desprezáveis. Este modelo é apropriado para aplicações onde o Número de *Reynolds* seja elevado, e onde as forças de inércia dominem as forças viscosas. Para este tipo de escoamentos o *Fluent* resolve as equações de *Euler*. A equação da conservação de massa é a mesma que a do escoamento laminar, mas as equações da quantidade de movimento e da conservação de energia são simplificadas devido à ausência dos efeitos viscosos. A equação da conservação de massa, ou equação da continuidade, pode ser escrita da seguinte forma,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0, \quad (4.2.1)$$

A equação (4.2.1) é válida tanto para escoamento incompressível como para escoamento

4. Modelação numérica do escoamento

mento compressível.

A equação da conservação da quantidade de movimento é agora dada por,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \rho \vec{g} + \vec{F}. \quad (4.2.2)$$

Na eq. (4.2.2) p é a pressão estática, $\rho \vec{g}$ é o peso específico, e o termo \vec{F} representa as forças externas (como por exemplo a força de *Coriolis*).

4.2.2. Modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ padrão

O modelo $\kappa - \epsilon$ padrão é um modelo semi-empírico baseado na resolução das equações de transporte para a energia cinética turbulenta (κ) e a sua taxa de dissipação (ϵ). Na formulação deste modelo assume-se que o escoamento é completamente turbulento, e que os efeitos da viscosidade molecular são desprezáveis. Este modelo pressupõe a utilização de funções de parede baseadas em fórmulas semi-empíricas. Estas têm em consideração os efeitos da viscosidade molecular junto às paredes, ou seja, estas funções servem de ligação entre o escoamento turbulento completamente desenvolvido do interior e a região da parede.

Portanto, o modelo $\kappa - \epsilon$ apenas é válido para escoamentos completamente turbulentos, sendo que a energia cinética turbulenta (κ) e a sua taxa de dissipação (ϵ) são obtidas a partir de,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \kappa) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \kappa u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + G_\kappa + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_\kappa, \quad (4.2.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{\kappa} (G_\kappa + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} + S_\epsilon \right]. \quad (4.2.4)$$

Onde G_κ representa um termo de geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade, G_b é a geração de energia cinética turbulenta devido à impulsão e Y_M representa uma componente flutuante de dilatação por expansão de ρ que é usada em escoamento compressível, e que afecta a taxa de dissipação. $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ e $C_{3\epsilon}$ são constantes, σ_κ e σ_ϵ são os números de *Prandtl* (que relacionam a espessura relativa das camadas limite hidrodinâmica e térmica) para κ e ϵ , respectivamente. S_κ e S_ϵ são termos que podem ser definidos pelo utilizador de forma a modificar o modelo.

As constantes implementadas no modelo do *Fluent* $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, C_μ , σ_κ e σ_ϵ têm os

4. Modelação numérica do escoamento

seguintes valores por defeito:

$$C_{1\epsilon} = 1,44; C_{2\epsilon} = 1,92; C_\mu = 0,09; \sigma_\kappa = 1,0 \text{ e } \sigma_\epsilon = 1,3.$$

Estes valores foram determinados a partir de experiências com ar e água para escoamentos totalmente turbulentos e para camadas de corte.

A viscosidade turbulenta (μ_t) é calculada combinando κ e ϵ da seguinte forma,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\epsilon}. \quad (4.2.5)$$

4.2.3. Modelo de turbulência Spalart-Allmaras

O modelo *Spalart-Allmaras* resolve uma equação de transporte para uma variável, que é uma forma modificada da viscosidade cinemática turbulenta. A variável transportada, $\tilde{\nu}$, é idêntica à viscosidade cinemática turbulenta, excepto nas regiões próximas das paredes (afectadas pelos efeitos viscosos). A equação de transporte para $\tilde{\nu}$ é dada por,

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \tilde{\nu} u_i) = G_\nu + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_\nu + S_{\tilde{\nu}}. \quad (4.2.6)$$

onde G_ν é um termo de produção de viscosidade turbulenta e Y_ν corresponde à destruição de viscosidade turbulenta que ocorre na região próxima das paredes, $\sigma_{\tilde{\nu}}$ e C_{b2} são constantes, ν representa a viscosidade cinemática molecular e $S_{\tilde{\nu}}$ é um termo definido pelo utilizador.

Este modelo foi o utilizado para simular a turbulência no escoamento da bomba centrífuga em estudo.

4.2.4. Modelo de turbulência $\kappa - \omega$ SST

Este modelo difere do modelo $\kappa - \omega$ padrão devido à modificação na definição de viscosidade turbulenta. O modelo *SST* (*Shear-Stress Transport*) entra em consideração com o transporte da tensão de corte. Esta característica é importante em aplicações onde o escoamento apresente gradientes de pressão desfavoráveis. É portanto vantajoso relativamente a outros modelos de turbulência ($\kappa - \omega$ padrão e $\kappa - \epsilon$ padrão) em condições de gradientes de pressão adversos. Uma outra particularidade deste modelo é a adição de um termo de difusão-cruzada (*cross-diffusion*) e de uma função de mistura (*blending*). O que permite definir com rigor as regiões junto da parede e as regiões de escoamento turbulento completamente desenvolvido, assegurando um

4. Modelação numérica do escoamento

comportamento apropriado em cada uma das regiões. As equações de transporte para este modelo são dadas por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\kappa) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\kappa u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\kappa \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) + G_\kappa - Y_\kappa + S_\kappa, \quad (4.2.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - y_\omega + D_\omega + S_\omega. \quad (4.2.8)$$

onde G_κ é um termo de geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média, G_ω representa a geração de ω , Γ_κ e Γ_ω correspondem à difusividade de κ e ω , respectivamente. Y_κ e Y_ω são a dissipação de κ e ω , respectivamente, devido à turbulência. D_ω representa o termo de difusão cruzada e S_κ e S_ω correspondem a termos que podem ser modificados pelo utilizador.

4.3. Modelação da interacção rotor-voluta

Na modelação do escoamento em bombas (modo directo) e turbinas (modo inverso) podem-se utilizar três modelos distintos para simular a interacção entre o rotor e a voluta. São eles o *frozen rotor*, o *mixing-plane* e o *sliding mesh*. Devido ao elevado esforço computacional que é necessário para efectuar um cálculo não-estacionário de uma bomba muitas vezes opta-se por fazer cálculos estacionários. Os modelos *frozen rotor* e *mixing-plane* são modelos de cálculo estacionário. Já o modelo *sliding mesh* é um modelo de cálculo não-estacionário, e por conseguinte, é um modelo computacionalmente mais dispendioso que os restantes dois, não estando ao alcance de todos, quer na indústria quer em meios académicos.

Como já foi referido, na simulação da bomba e turbina (em modo inverso) utilizou-se o modelo do *frozen rotor*. Foram também efectuados cálculos com o modelo do *mixing-plane* em modo bomba. Contudo, os resultados obtidos não foram satisfatórios em comparação com os experimentais, sendo este modelo mais aconselhável para problemas em que a folga radial entre o rotor e o estator na zona da língua (figura 4.4) seja suficiente para garantir uma boa convergência do código numérico. A bomba em estudo apresenta uma folga radial entre o rotor e o estator de 43,7 mm, pelo que não será suficiente para se utilizar o modelo *mixing-plane*, pois ocorreram problemas de convergência aquando da utilização deste modelo.

Quando se aplica o modelo *frozen rotor* a distribuição tri-dimensional da velocidade na saída do rotor é calculada para uma posição circunferencial fixa. O resultado do cálculo depende assim da posição do rotor, embora o fluido neste seja considerado em

4. Modelação numérica do escoamento

movimento. Por este motivo devem ser calculadas várias posições do rotor e deve fazer-se uma média dos resultados para prever o seu desempenho, como referido em Güllich (2008). Neste modelo as propriedades do escoamento local são transportadas através das interfaces, e assim as não-uniformidades de pressão podem-se propagar, sendo, por esta razão, o modelo *frozen rotor* um modelo *quasi-unsteady*. Uma analogia física que permite uma fácil compreensão deste modelo é imaginar que se está a observar o escoamento entre uma componente estática e rotativa sob iluminação estroboscópica, ou seja, dá a sensação que o rotor está parado (é como se fosse um flash de uma fotografia tirada ao rotor numa determinada posição). Neste modelo o rotor está instantaneamente parado. Ao variar-se a posição da pá que está alinhada com a língua da voluta está-se a variar a área de secção de saída, variando desta forma o caudal.

No modelo *mixing-plane* cada zona de fluido é resolvida como um problema estacionário. Este modelo faz a média circunferencial das variáveis do escoamento (pressão, velocidade, etc.) nas interfaces entre os dois domínios que definem as zonas de fluido estática e móvel, ou seja, uma pertencente ao estator e outra pertencente ao rotor. Os perfis das variáveis, tomadas como valor médio nas interfaces, são usados na actualização das condições de fronteira na interface entre as duas zonas de fluido do *mixing-plane*. Este modelo remove as não-estacionaridades devido às variações circunferenciais, e axiais, na passagem do escoamento de uma pá para a posição seguinte (ondas de choque, esteiras, separação do escoamento). Ainda assim, dadas todas as simplificações inerentes a este modelo, os resultados do cálculo podem fornecer soluções bastante satisfatórias.

O modelo *sliding mesh* é o que melhor simula o escoamento de uma turbomáquina, no sentido de ser o que se aproxima mais da realidade. O escoamento no interior deste tipo de máquinas é fundamentalmente não-estacionário, devido à interacção entre o rotor e o estator. Neste modelo, a malha do rotor roda com velocidade constante e a malha do estator permanece estática. Isto permite que dois domínios adjacentes, um pertencente a uma zona de fluido móvel e o outro pertencente a uma zona de fluido estático, tenham movimento relativo um em relação ao outro. Conhecido o passo do rotor, e sua respectiva velocidade de rotação, define-se o *time-step* (passo de tempo) da solução, que deve ser suficientemente pequeno para alcançar uma boa resolução das frequências não-estacionárias com que as propriedades do escoamento variam. Neste modelo deve ser obtida uma solução completamente convergida em cada *time-step*. Normalmente, quando se utiliza este modelo inicializa-se o cálculo não-estacionário a partir de uma solução estacionária. Segundo Pérez et al. (2003)

4. Modelação numérica do escoamento

são necessárias pelo menos cinco revoluções do rotor, desde o arranque, para alcançar uma solução periódica não-estacionária convergida, exigindo desta forma uma elevada carga computacional.

O escoamento em qualquer turbomáquina e, em concreto, numa bomba centrífuga é bastante complexo. Existem, entre outros factores, superfícies com movimento relativo, deflexão de fluido e interacção deste último com as pás do rotor. Segundo Pérez (2000) a complexidade do escoamento numa bomba centrífuga tem várias origens:

1. Razões puramente geométricas: trata-se de um escoamento tridimensional, desde a entrada (direcção axial) o fluido é conduzido para as pás do rotor, onde adquire movimento de rotação. Posteriormente, muda de direcção (plano radial) até à voluta, sendo então guiado até à secção de saída. Dado que as bombas são cada vez mais compactas, os parâmetros geométricos têm cada vez mais importância.
2. Cavitação: um dos grandes problemas do funcionamento normal de uma bomba centrífuga é a possibilidade de aparecerem bolhas de vapor na aspiração, devido às baixas pressões que ocorrem nessa zona. Estas bolhas são arrastadas pelo rotor e, quando atingem secções onde a pressão aumenta, colapsão, podendo causar danos estruturais nas pás e nas restantes partes constitutivas da bomba.
3. Fenómenos de histerese: na obtenção da curva característica de uma bomba centrífuga podem ocorrer ciclos de histerese: fazendo o ensaio desde o ponto com a válvula fechada (caudal nulo) até ao ponto de caudal máximo e posteriormente em sentido contrário. Tais ciclos de histerese parecem condicionados por fenómenos de recirculação, que são altamente não estacionários e tridimensionais.
4. Fenómenos de interacção não-estacionários: o escoamento apresenta uma série de interacções dinâmicas, ocasionadas pela presença de distintas partes em movimento relativo, que dão lugar a condições tipicamente não estacionárias. Estas interacções podem-se classificar em vários grupos:
 - *Interacção esteira-rotor*: quando existem recirculações à entrada da turbomáquina geram-se esteiras que chegam ao rotor, dando lugar à não-estacionaridades do escoamento devido a condições não uniformes do escoamento na entrada (velocidade variável das esteiras). A resposta do rotor em esforço pode induzir vibrações, ou rotura, bem como uma diminuição do rendimento do equipamento.
 - *Interacção rotor-voluta*: o campo de pressões existente na voluta é afectado pela interacção com as pás do rotor, produzindo variações nesse campo que modificam o fluxo a jusante e, portanto, o funcionamento da máquina. Estes

4. Modelação numérica do escoamento

efeitos recebem o nome de interacção rotor-voluta, e resultam numa distribuição de pressão não-estacionária e não uniforme nas várias secções circulares em redor da voluta. Estas distribuições não uniformes dão lugar a forças radiais desequilibradas, cujos efeitos sobre os componentes mecânicos podem chegar a ser importantes, sobretudo em máquinas de grande porte. Estes efeitos dependem em grande parte do ponto de funcionamento da bomba, sendo mais importantes para caudais distantes do rendimento máximo (ou nominal).

- *Desprendimento de vórtices*: quando se produz a separação da camada limite gerada na superfície das pás, aparecem vórtices com estruturas tipicamente tridimensionais e de origem turbulenta, que também contribuem para a não-estacionaridade do escoamento.

- *Desprendimento rotativo e golpe de ariete*: o avanço na separação do fluxo para secções anteriores ao bordo de fuga de uma pá produz um desvio das linhas de corrente do escoamento principal, mudando o seu ângulo de incidência. Esta mudança do escoamento faz com que ocorram separações consecutivas nas várias pás, originando a propagação de uma “célula de separação” em redor do rotor. Trata-se de um fenómeno de instabilidade de grande complexidade e de baixas frequências, que modifica seriamente o funcionamento das turbomáquinas. O golpe de ariete consiste numa instabilidade de baixa frequência que é causada não só pela turbomáquina, mas também por todo o sistema no seu conjunto, incluindo condutas e outros elementos.

4.4. Geometria e malha da bomba centrífuga

A bomba centrífuga que foi objecto de cálculo numérico foi fornecida pela empresa EFAFLU e corresponde ao modelo NNJ 125-250. O rotor ou impulsor da bomba é formado por 8 pás e tem um diâmetro nominal de 265 mm. As pás são fixas ao rotor por meio de dois discos, isto é, o rotor é do tipo *shrouded* e as pás estão à face dos mesmos. Na parte posterior do rotor existem ainda 6 pás radiais. A flange de aspiração, que interliga com a conduta de aspiração, possui uma pá para orientar o fluxo e diminuir o efeito de *swirl* na entrada, o diâmetro de entrada é de 148,50 mm. A carcaça da bomba é o próprio difusor, formando um caracol de área de secção transversal crescente designado por voluta, com um diâmetro de saída de 125 mm (figura 4.4.1).

A geometria da bomba centrífuga em estudo é de particular complexidade, mesmo quando comparada com resultados publicados por outros autores, Pérez et al. (2003).

4. Modelação numérica do escoamento

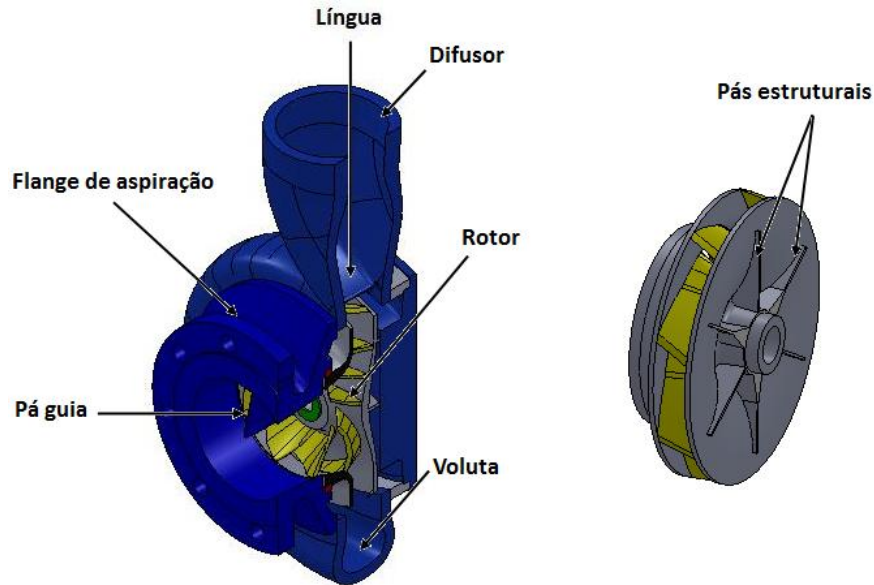


Figura 4.4.1.: Vista em corte do CAD 3D da geometria da bomba centrífuga NNJ 125-250 e parte posterior do rotor, onde são visíveis as 6 pás estruturais.

A malha da bomba é composta por 12 blocos:

- Bloco A (figura 4.4.4): é o bloco por onde entra o escoamento no modo bomba e por onde sai no modo turbina. É um bloco não estruturado formado por 130527 células tetraédricas e 4602 células piramidais. Possui dois tipos de células 3D diferentes, uma vez que, foram criados domínios dos tipos estruturado e não estruturado. Este bloco foi acrescentado à geometria inicial para simular melhor a influência do circuito de bombagem (aproximando-se mais do caso real), e possui um comprimento de 422 mm. Foram efectuados cálculos sem este bloco, tendo então surgido o efeito de rotação (*swirl*) junto à pá guia para pontos fora do funcionamento nominal da bomba, resultando em graves problemas de convergência.
- Bloco B (figura 4.4.4): é o bloco da flange de aspiração. Este bloco é não estruturado e é constituído por células tetraédricas, e piramidais, com um total de 141898 células. Tem uma pá guia na entrada que é formada por células não-estruturadas nos bordos de ataque e fuga, isto é, nas concordâncias, e por células estruturadas no restante domínio. Estes aspectos são importantes porque permitiram reduzir o parâmetro *skewness*, como podemos ver através da figura 4.4.2. Este parâmetro está relacionado com a distorção da malha. Em triângulos

4. Modelação numérica do escoamento

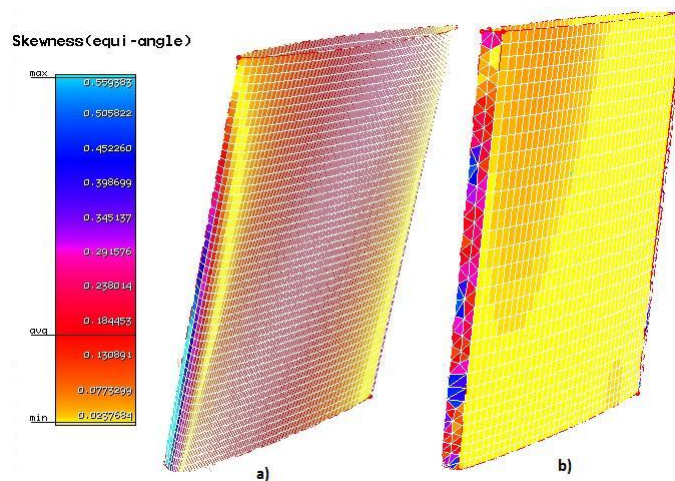


Figura 4.4.2.: Avaliação do parâmetro *skewness* (que está relacionado com a distorção da malha) na pá guia da flange de aspiração. Inicialmente as células da pá guia eram todas do tipo estruturado - a), posteriormente recriou-se a malha da pá com células dos dois tipos (estruturado e não-estruturado) - b), reduzindo desta forma o valor do *skewness* na concordância da pá.

(células não -estruturadas) todos os ângulos internos devem ser iguais a 60° e nos quadriláteros (células estruturadas) os ângulos devem ser iguais a 90° , para que a malha seja suave e não tenha distorção.

- Bloco C (figura 4.4.5): este bloco corresponde ao rotor da bomba, ou seja, constitui uma porção de fluido móvel. É um bloco não estruturado e possui um total de 881138 células (41 % do total de células), sendo 877316 células tetraédricas e 3822 células piramidais. A distância radial (medida perpendicularmente) da interface central à língua da voluta corresponde a aproximadamente 68% da folga radial - *cutwater* (distância das pás à língua da voluta). Na construção deste bloco teve de se desenhar o parafuso onde o veio é apertado, dado que quando se importava o ficheiro da bomba no formato *STL* (*Stereo Lithography*) para o gerador de malha, este componente nunca ficava gravado. Como a cabeça hexagonal do parafuso sai ligeiramente do plano normal ao rotor, tiveram de ser criados dois domínios abaulados, um pertencente à flange de aspiração e o outro ao rotor (figura 4.4.3). Posteriormente, quando se tentou fazer um cálculo não-estacionário em que a própria malha roda, apareceram volumes negativos. Este facto levou à conclusão de que o problema seria dos domínios abaulados, ou seja, o domínio abaulado pertencente ao rotor ao rodar sobre o

4. Modelação numérica do escoamento

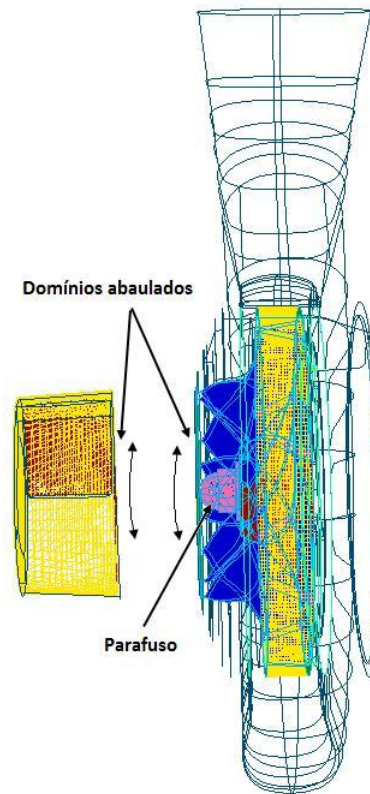


Figura 4.4.3.: Pormenor dos domínios abaulados da flange de aspiração e do rotor, estes tiveram de ser criados para fazer face às dimensões do parafuso, que excedem um plano vertical tangente ao bordo de ataque das pás (solução inicialmente pensada).

domínio estático da flange de aspiração forma volumes negativos. Para resolver este problema, diminuiu-se a dimensão do parafuso na direcção axial (paralela ao escoamento) 3 mm, construindo-se dois domínios planos verticais no lugar dos domínios abaulados que estavam inicialmente aplicados.

- Blocos D, E, G, H e I (figuras 4.4.5, 4.4.6, 4.4.7 e 4.4.8, respectivamente): estes blocos foram criados por extrusão geométrica em rotação (em torno do eixo dos ZZ) a partir de domínios não estruturados (blocos G e I) e estruturados (D, E e H). Foram criados com um número de passos igual a 273. Embora os domínios criados por rotação, adjacentes aos domínios transversais de malha não estruturada, sejam formados por malhas estruturadas, os blocos são não estruturados (blocos G e I). Já os restantes blocos são estruturados. Os blocos

4. Modelação numérica do escoamento

têm um total de células de 9555, 17472, 23478, 131859 e 133224, respectivamente.

- Bloco F (figura 4.4.6): este bloco corresponde à porção de fluido móvel que está entre as 6 pás localizadas na parte posterior do rotor. É um bloco não estruturado, formado por 110407 células tetraédricas e 2388 células piramidais. Para se conseguir atribuir uma condição de interface ao domínio do tipo estruturado (figura 4.4.6) este não pode ser criado entre as faces de topo de 2 pás consecutivas, por conseguinte, teve de se criar o domínio ligeiramente acima. As condições de interface conseguem-se atribuir a dois domínios inteiros que estejam sobrepostos, isto é, não se conseguem atribuir a vários domínios repartidos. A mesma técnica foi utilizada para a construção do bloco do rotor (bloco C).
- Bloco J (figura 4.4.8): este bloco corresponde à voluta, ou caracol, e é não estruturado (com 79 domínios). Possui 407017 células no total, sendo 397007 células tetraédricas e 10010 células piramidais. Houve o cuidado de refinar mais a malha na zona da língua para se poder fazer um estudo mais detalhado do escoamento e da posição do ponto de estagnação, como referido em González et al. (2008).
- Bloco K (figura 4.4.9): este bloco corresponde ao difusor e também é não estruturado (com 16 domínios). É formado por 53187 células tetraédricas e 564 células piramidais.
- Bloco L (figura 4.4.9): ao contrário do bloco A, este bloco é por onde sai o escoamento no modo bomba e por onde entra no modo turbina. É um bloco não estruturado, formado por 84688 células tetraédricas e 2773 células piramidais. Este bloco possui um comprimento igual ao do bloco A (422 mm). Segundo o Eng. Sepúlveda Pinheiro (da empresa EFAFLU) estes blocos devem ter no mínimo um comprimento igual a duas vezes o diâmetro de entrada ($2 \times 148.5 = 297\text{mm}$).

A primeira versão da malha da bomba centrífuga era composta por 3 000 000 de células. Após se ter efectuado um estudo da independência da malha, o número total de células da bomba (figura 4.4.10) passou a ser 2 134 777 células (tetraédricas + piramidais). A independência da malha consiste em criar malhas mais esparsas (com menos nós) a partir de uma malha mais refinada (malha original ou inicial), de modo a que os resultados das malhas mais esparsas não se alterem significativamente em relação à malha mais refinada. Como a geometria da bomba centrífuga em estudo é de elevada

4. Modelação numérica do escoamento

Tabela 4.1.: Principais características geométricas da bomba centrífuga NNJ 125-250.

Número de pás (Z)	8
Diâmetro de entrada do rotor (D_1)	161 mm
Diâmetro de saída do rotor (D_2)	265 mm
Espessura das pás	7,4 mm
Ângulo de saída das pás (β_2)	30 °
Distância entre centros dos discos do rotor	32 mm
Diâmetro de entrada da flange de aspiração	148,5 mm
Folga radial entre o rotor e o estator	43,7 mm
Espessura da língua	4 mm
Largura da voluta	56 mm
Diâmetro de descarga do caracol	125 mm
Caudal nominal (Q_n)	123 l/s
Altura manométrica nominal (H_n)	81,3 m
Velocidade de rotação (N)	2900 rpm
Velocidade específica no Sistema Técnico (n_{qt}), eq.(3.5.1)	37.56

complexidade, não é possível reduzir mais o número de células em questão (2 134 777), pois teve de se manter zonas com o mesmo refinamento da malha inicial, como por exemplo a zona da língua.

Alguns dos problemas que foram surgindo ao longo deste trabalho, descritos anteriormente, podiam ter sido resolvidos automaticamente recorrendo a ferramentas do *Fluent* (utilizando o comando *adapt grid*). Contudo, a possibilidade de surgirem problemas de precisão no cálculo devido à malha da bomba, e a não resolução dos problemas na sua totalidade, levaram a optar-se pela resolução manual dos mesmos. Por exemplo, o *skewness* da malha da pá guia e do parafuso foram reduzidos no programa de construção da malha, resultando numa melhor convergência da solução. Utilizando-se o comando *adapt grid* do *Fluent* este problema não seria resolvido na sua totalidade, dado que existem nós fixos na malha. Como tal, o programa não consegue eliminar ou reduzir o parâmetro *skewness* nesses nós.

As principais características geométricas da bomba centrífuga em estudo encontram-se na tabela 4.1.

4. Modelação numérica do escoamento

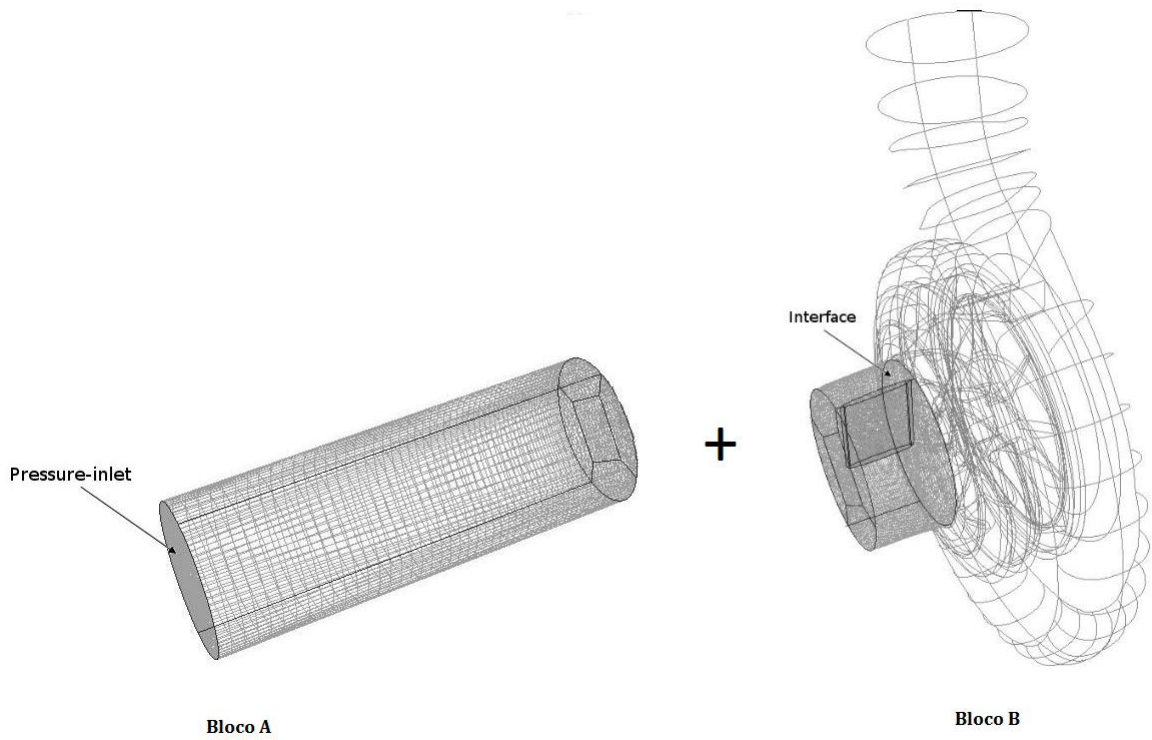


Figura 4.4.4.: Blocos A e B da malha gerada para modelar a bomba centrífuga NNJ 125-250.

4. Modelação numérica do escoamento

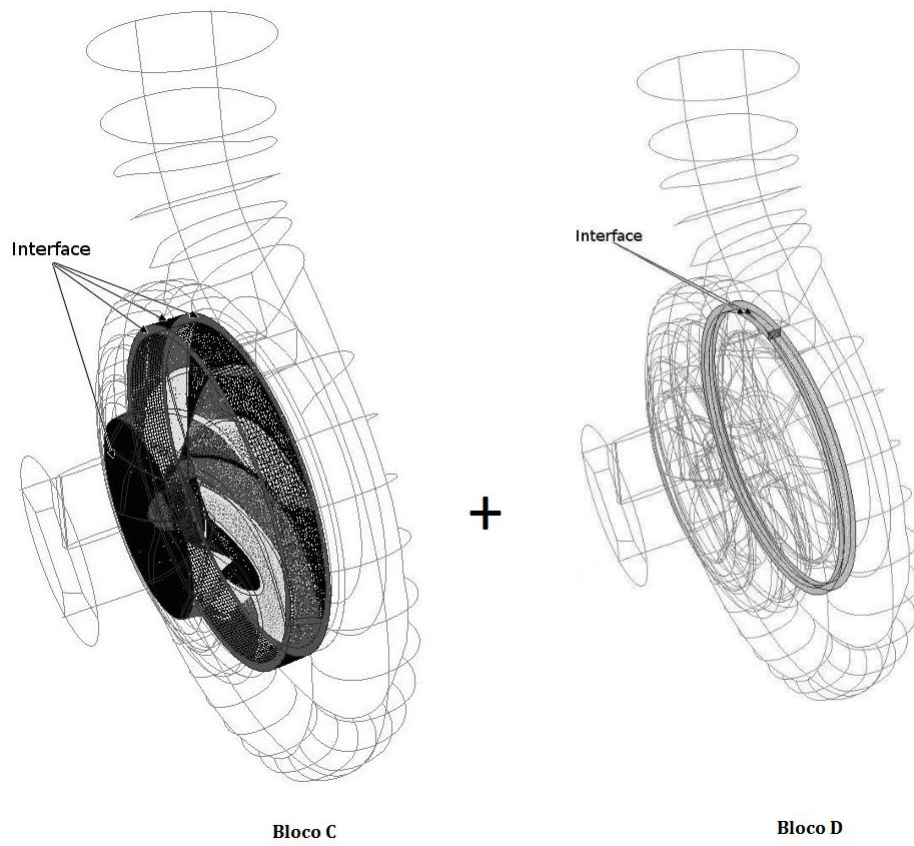


Figura 4.4.5.: Blocos C e D da malha da bomba centrífuga NNJ 125-250.

4. Modelação numérica do escoamento

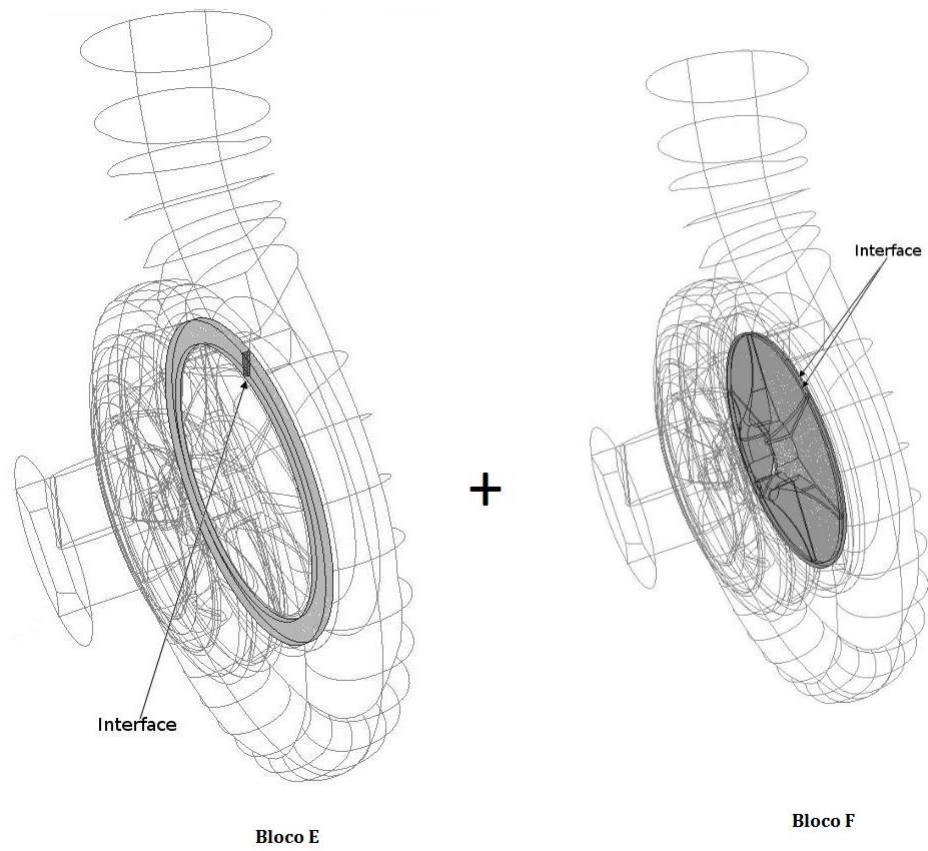


Figura 4.4.6.: Blocos E e F da malha da bomba centrífuga NNJ 125-250.

4. Modelação numérica do escoamento

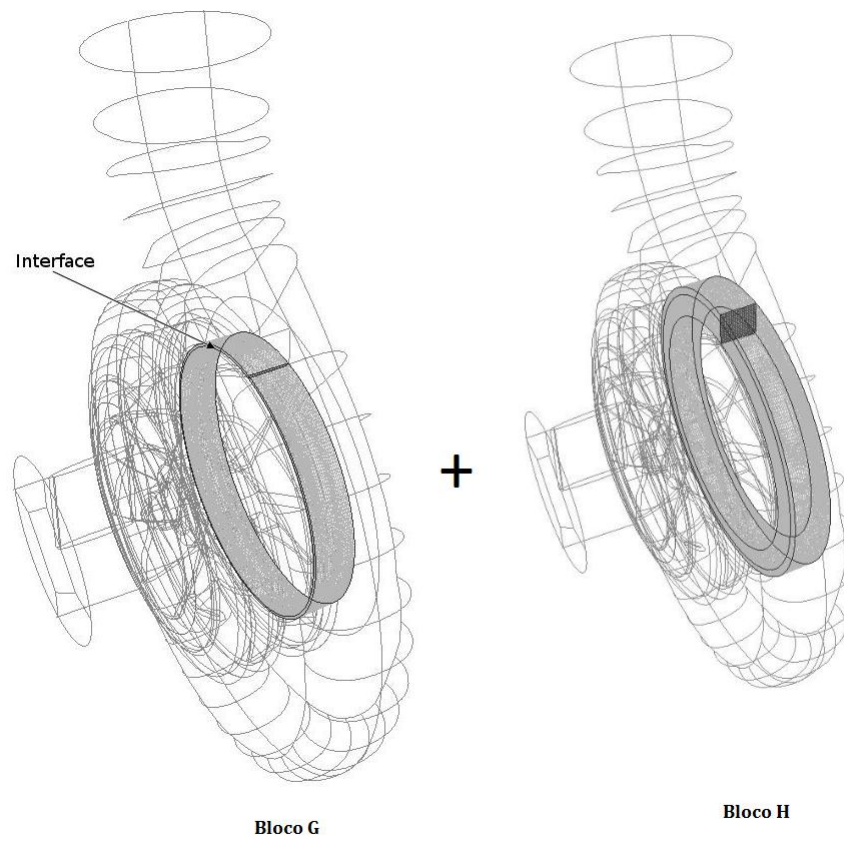


Figura 4.4.7.: Blocos G e H da malha da bomba centrífuga NNJ 125-250.

4. Modelação numérica do escoamento

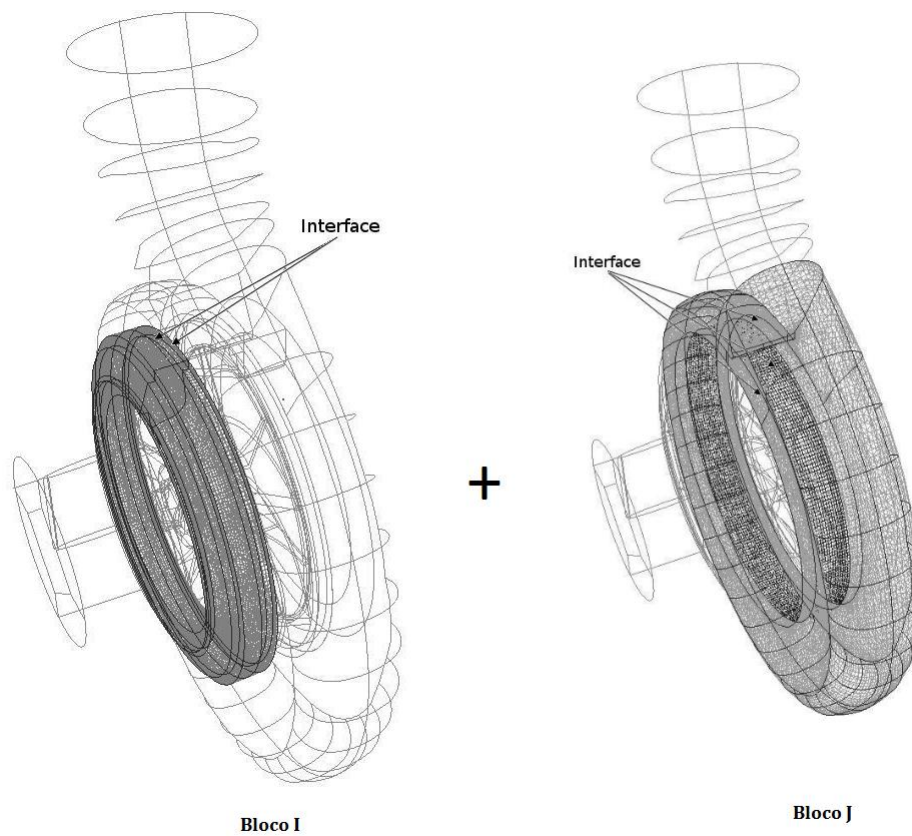


Figura 4.4.8.: Blocos I e J da malha da bomba centrífuga NNJ 125-250.

4. Modelação numérica do escoamento

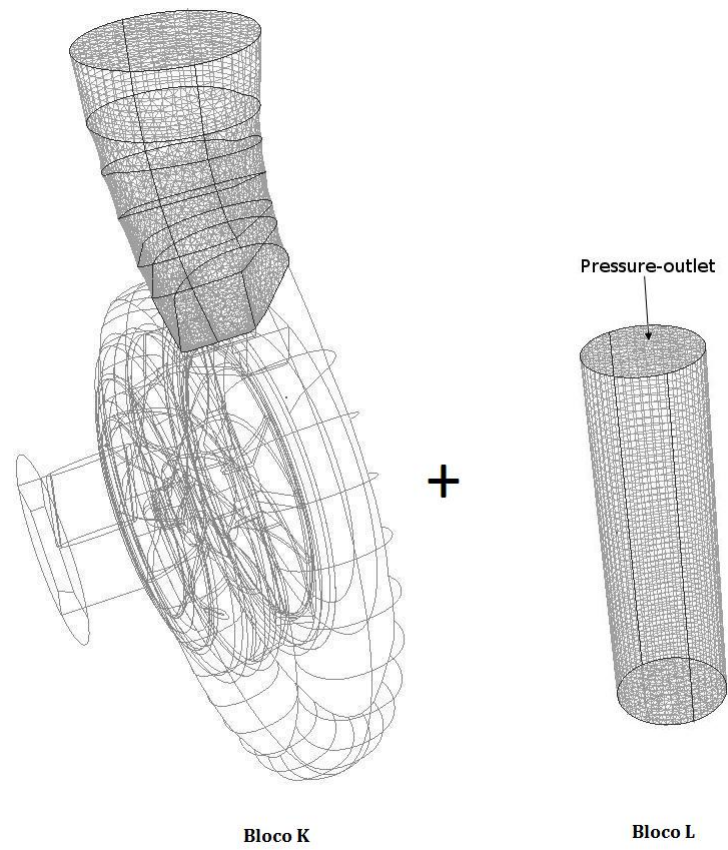


Figura 4.4.9.: Blocos K e L da malha da bomba centrífuga NNJ 125-250.

4. Modelação numérica do escoamento

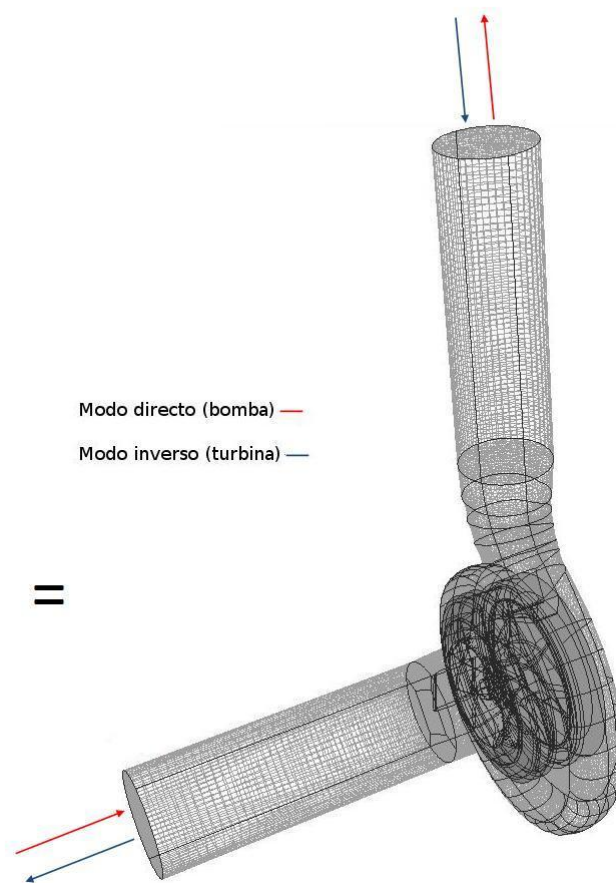


Figura 4.4.10.: Malha da bomba centrífuga NNJ 125-250 completa com 2 134 777.

5. Resultados numéricos

Embora o estudo incida sobre o escoamento em bombas, este trabalho iniciou-se com o cálculo de um componente típico destas máquinas. O primeiro caso de teste consistiu num difusor. Posteriormente, são apresentados os resultados da bomba centrífuga nos dois modos de operação (bomba e turbina).

A primeira etapa deste trabalho consistiu na geração da malha de um caso de teste muito simples (difusor cónico), e fizeram-se as respectivas simulações. Esta fase permitiu adquirir um conhecimento importante para a construção de malhas mais complexas, bem como perceber que condições de fronteira se podem atribuir nas mais distintas situações, e quais são os modelos de turbulência que melhor se aplicam a determinados problemas, etc.

A voluta de uma bomba centrífuga é formada por um difusor à saída, e ao ser estudada uma geometria onde fosse possível observar alguns fenómenos físicos, como por exemplo, o efeito de rotação (*swirl*), que provavelmente também estivessem presentes na caso da bomba centrífuga, estaria-se a correlacionar os conhecimentos.

Neste capítulo descreve-se a instalação onde foi efectuado o ensaio experimental da bomba, e posteriormente são apresentados os resultados numéricos para o difusor e para a bomba em modo directo e inverso.

5.1. Instalação experimental da bomba centrífuga EFAFLU

A geometria da bomba centrífuga em estudo (NNJ 125-250) foi fornecida pela empresa EFAFLU - Bombas e Ventiladores S.A. É uma bomba genérica mas que tem sido essencialmente aplicada em sistemas de combate a incêndios. Para além da geometria e de toda a informação necessária, a empresa disponibilizou-se para se efectuar uma visita técnica às suas instalações. Esta visita permitiu conhecer em particular as condições de ensaio normalizado das bombas da empresa.

Relativamente aos aparelhos de medição da instalação experimental, esta possui dois manómetros para medir a pressão manométrica à entrada e à saída da bomba, ou seja,

5. Resultados numéricos



Figura 5.1.1.: Instalação experimental da empresa Efaflu - Bombas e Ventiladores S.A. As medições típicas são o caudal e a pressão manométrica na entrada e saída da bomba.

os aparelhos estão ligados a duas tomadas de pressão, uma na tubagem de aspiração e outra na tubagem de descarga, como podemos ver na figura 5.1.1. Os manómetros são analógicos e têm uma gama de medição de 0 a 20 bar, com uma resolução de 0,02 bar. Para medir o caudal a instalação experimental possui um caudalímetro analógico. Este tem uma gama de medição de 0 a 20000 l/min e possui uma resolução de 1000 l/min. Este aparelho de medição tem um erro relativo inferior a 2 % quando usado para obter a curva característica da bomba, Anexo B.

5.2. Modelação do difusor cónico

Um difusor é um componente de um sistema de escoamento de fluido que é projectado para reduzir a velocidade, e desta forma aumentar a pressão do fluido sem causar perdas significativas de pressão, ou seja, converte energia cinética em pressão.

A maior parte das turbomáquinas, e outros sistemas de escoamento, incorporam difusores. Estes componentes aplicam-se em condutas à saída de turbinas a gás de motores a jacto, em condutas entre o compressor e o queimador de uma turbina a gás, em circuitos fechados de túneis de vento, em condutas à saída de turbinas hidráulicas,

entre outras aplicações. Por exemplo, no caso da última aplicação referida, a principal função do efeito de rotação nesses difusores é reduzir a separação do escoamento, e assim aumentar a pressão.

O caso de teste em estudo encontra-se descrito em Clausen et al. (1993). Este caso de teste trata do desenvolvimento do escoamento, com efeito de rotação, num difusor cónico. É um caso de teste padrão que tem sido utilizado para validação de modelos numéricos.

O efeito de rotação é criado por um cilindro rotativo, formado por uma grelha em forma de favo de mel, que se encontra à entrada do difusor, isto é, à medida que o cilindro roda em torno do eixo paralelo à direcção do escoamento, e o ar passa pela grelha, forma-se um vórtice forçado. Ao longo do difusor, o efeito de rotação diminui devido à expansão do escoamento e à acção das forças de atrito, e por conseguinte, o escoamento é pressionado para a periferia, ou seja, este efeito contribui para evitar a separação da camada limite. Por outro lado é insuficiente para causar a recirculação do escoamento na zona central.

5.2.1. Geometria do difusor anular

A geometria do difusor deve ser tida em consideração pois tem influência no desempenho deste em muitas aplicações. Neste caso de teste o difusor é formado por três secções circulares. A secção *A* é a entrada do domínio computacional, onde as condições de fronteira são impostas, a secção *B* é a entrada de zona de expansão e a secção *C* é a saída de expansão e do domínio computacional (onde o difusor descarrega para a atmosfera). O difusor é formado por uma parte cilíndrica, desde a secção *A* à secção *B*, e por uma parte cónica, da secção *B* à secção *C*. Os parâmetros geométricos que fazem parte deste componente são o diâmetro de entrada ($\phi_{inlet}=260$ mm), o comprimento do difusor (535 mm) e o ângulo de abertura ou divergência (20°), como podemos ver na figura 5.2.1. No que respeita à geometria de um difusor também se pode falar na razão de área. Esta relação é o quociente entre as áreas do escoamento a jusante e a montante do difusor (áreas de saída e entrada, respectivamente). Neste caso a razão de área é de 2,84.

A perda de pressão que ocorre à medida que o escoamento passa através do difusor depende do ângulo de divergência e da razão de área, esta pode ser causada por dois efeitos diferentes. Em primeiro lugar existe uma contribuição para a perda de pressão devido à resistência viscosa das paredes. O outro efeito consiste, com excepção de pequenos ângulos de divergência, na energia que é dissipada em recirculações causada pela separação do escoamento das paredes. Para cada razão de área existe um ângulo

5. Resultados numéricos

de divergência óptimo onde a soma das duas componentes de perdas é minimizada.

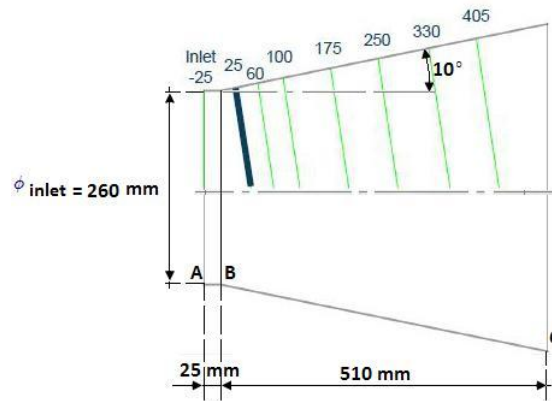


Figura 5.2.1.: Secções criadas perpendicularmente às paredes do difusor anular e suas respectivas dimensões. Esta imagem foi adaptada de Bounous (2008).

5.2.2. Construção da malha para o difusor

Numa primeira etapa construiu-se a geometria do difusor num programa *CAD*, antes de ter sido importada para o programa de geração de malha.

Em seguida criaram-se dois domínios de células estruturadas. Um domínio (plano longitudinal) a ligar as secções *A* e *B*, com 6 células na direcção axial (direcção do escoamento) e 15 células na direcção radial. E um outro domínio (no seguimento do anterior) a ligar as secções *B* e *C*, com 30 células na direcção axial e com o mesmo número de células na direcção radial, como podemos ver na malha a) da figura 5.2.2.

Na construção do bloco seleccionaram-se os dois domínios e criou-se uma malha por extrusão em rotação de 360°, segundo o eixo *Z* (eixo da direcção axial). Para que o número de células na direcção tangencial fosse 20 teve de ser criada a rotação com um número de passos igual. Desta forma, foram criados mais 6 domínios. Este domínios são as secções de entrada e saída, as paredes laterais de revolução das secções de *A* a *B* e de *B* a *C*, e os eixos das referidas secções.

A malha a) da figura 5.2.2 é formada por 1 bloco, 8 domínios e 12432 nós. Esta malha foi utilizada para a simulação do escoamento com os vários modelos de turbulência ($\kappa - \epsilon$, $\kappa - \omega$ *SST* e *Spalart-Allmaras*), e utilizando funções de parede.

A malha b) da figura 5.2.2 foi utilizada para a simulação do escoamento com o modelo de turbulência *Spalart Allmaras* usando o parâmetro $y^+ = 1$. A técnica de construção da malha b) foi igual à da malha a). No entanto, refinou-se mais a malha

5. Resultados numéricos

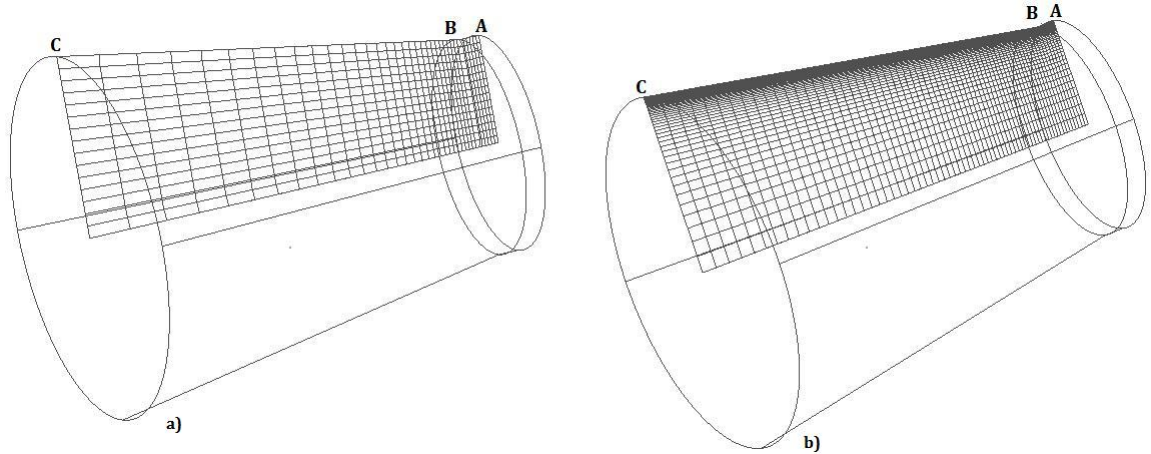


Figura 5.2.2.: Malhas do difusor cónico. A malha a) corresponde à malha mais esparsa utilizando funções de parede e a malha b) corresponde à malha mais refinada usando o parâmetro $y^+ = 1$.

b) junto à parede, aumentando-se o número de nós na direcção radial e também tangencial (50 células). A malha b) é constituída por 1 bloco, 8 domínios e 180336 nós.

5.2.3. Modelos numéricos utilizados e imposição das condições de fronteira

O estudo computacional que foi realizado com o software *Fluent*, relativamente ao escoamento de ar num difusor cónico com determinados parâmetros geométricos, foi efectuado em duas etapas. Numa primeira etapa simulou-se o escoamento com os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ padrão, *Spalart-Allmaras* e $\kappa - \omega$ *SST*, e também para o modelo de escoamento invíscido. Em ambas as etapas o escoamento foi simulado para o Número de *Reynolds* de ensaio, $Re = 2,02 \times 10^5$ ($U_0 = 11,6$ m/s). Numa segunda fase simulou-se o escoamento com os modelos de turbulência referidos anteriormente, mas com um Número de *Reynolds* mais baixo, $Re = 0,7 \times 10^5$ ($U_0 = 4$ m/s). Para além de se ter simulado o escoamento utilizando funções de parede também se fez uma simulação utilizando o modelo *Spalart-Allmaras* para $y^+ = 1$.

Existem três faces essenciais para delimitar o domínio de cálculo. A face de entrada, *velocity inlet*, que é a entrada do domínio computacional, e onde as condições de fronteira da velocidade axial, U , e tangencial, W , são impostas (secção *A* da figura 5.2.1). A face de saída (secção *C*), *outflow*, que corresponde à saída da expansão e do domínio computacional, onde o difusor descarrega o ar para a atmosfera. E toda

5. Resultados numéricos

Tabela 5.1.: Parâmetros de escoamento impostos no difusor.

Fluido de trabalho	ar
Viscosidade cinemática ou relativa, ν , [m ² /s]	$1,5 \times 10^{-5}$
Velocidade axial média na entrada, U_0 , [m/s]	11,6
Número de <i>Reynolds</i> do ensaio: $Re = \frac{U_0 \phi_{inlet}}{\nu}$	$2,02 \times 10^5$
Número de <i>Swirl</i> : $\frac{W_{max}}{U_0}$	0,59
Pressão atmosférica à saída [Pa]	$1,01325 \times 10^5$
Intensidade de turbulência [%]	10
Razão de viscosidade turbulenta $\left(\frac{\mu_t}{\mu}\right)$	14,5

a superfície correspondente às paredes sólidas (parte cilíndrica e parte cônica, *wall*) onde a condição de não-escorregamento é imposta ao longo das paredes do difusor. Por esta razão é que junto às paredes a velocidade é tendencialmente nula. As condições de fronteira à entrada e à saída do difusor são descritas na tabela 5.1.

Os perfis de velocidades axial, U , e tangencial, W , disponíveis em Clausen et al. (1993) foram impostos na face de entrada, interpolando-se os valores destes perfis em todo o domínio com o auxílio do programa *Tecplot*. Para isso, impuseram-se os dois perfis em ox e, como o perfil de velocidades é simétrico, fez-se uma cópia de cada componente da velocidade em todo o domínio (360°) com um passo de 10° . Estes perfis de velocidade resultam de valores experimentais, e como tal, têm erros de medição associados. No caso em concreto, consistiu na medição da velocidade média por intermédio de uma sonda de fio quente. Para medir as quantidades turbulentas usou-se uma sonda de fio quente em forma de X (*X-wire*). Convém também salientar que as medições das velocidades foram efectuadas sempre perpendicularmente às paredes do difusor. Os erros de medição das velocidades, $\delta(U)$ e $\delta(W)$, são de 2 %.

5.2.4. Comparação entre os modelos $\kappa - \epsilon$, *Spalart-Allmaras*, $\kappa - \omega$ *SST* e invíscido

A validação do modelo computacional foi feita analisando as relações de velocidades axiais, $\frac{U}{U_0}$, e tangenciais, $\frac{W}{U_0}$, dos cálculos obtidos com os vários modelos de turbulência ($\kappa - \epsilon$, *Spalart-Allmaras* e $\kappa - \omega$ *SST*) e ainda para escoamento invíscido, tendo sido comparados com os resultados experimentais. Os resultados referem-se a sete secções (25, 60, 100, 175, 250, 330 e 405) perpendicularmente às paredes do difusor (figura 5.2.1).

5. Resultados numéricos

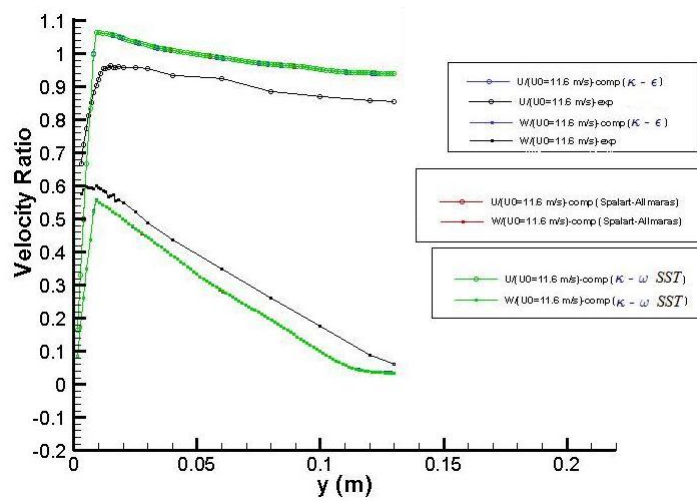


Figura 5.2.3.: Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência ($\kappa - \epsilon$, *Spalart-Allmaras* e $\kappa - \omega$ SST), bem como os resultados experimentais para a secção 25.

Nos gráficos das figuras 5.2.3 a 5.2.11 o eixo das ordenadas, *Velocity Ratio*, representa as razões das velocidades axiais, $\frac{U}{U_0}$, e tangenciais, $\frac{W}{U_0}$, em função do eixo das abscissas, y (m), que corresponde à distância, medida perpendicularmente, da parede do difusor ao eixo do escoamento. Ao observarmos o gráfico da figura 5.2.3 constatamos que as curvas das razões de velocidades, referentes aos três modelos de turbulência, coincidem exactamente umas com as outras, ou seja, não existem discrepâncias ou diferenças nos resultados obtidos de modelo para modelo.

No entanto, comparando as curvas dos resultados experimentais com as curvas obtidas numericamente já ocorrem diferenças. Se compararmos estas últimas com as curvas experimentais podemos dizer que têm a mesma tendência, ou seguem a mesma evolução. Isto é, junto à parede as duas componentes da velocidade são praticamente nulas, isto acontece para as curvas obtidas numericamente, devido à condição de não-escorregamento. Estas curvas atingem um pico máximo mais ou menos a 10 mm da parede, diminuindo posteriormente até ao eixo. Embora quase se verifique uma estabilização da componente axial. A diminuição da componente tangencial da velocidade observa-se à medida que se aproxima ao centro do escoamento, e deve-se ao decréscimo do raio. Quanto menor for o raio menor será a componente tangencial da velocidade ($W = \omega r$). Convém salientar que o perfil de velocidades é simétrico relativamente ao eixo do difusor, ou seja, se traçássemos um gráfico do eixo para a parede, esse gráfico seria simétrico em relação ao eixo das ordenadas.

5. Resultados numéricos

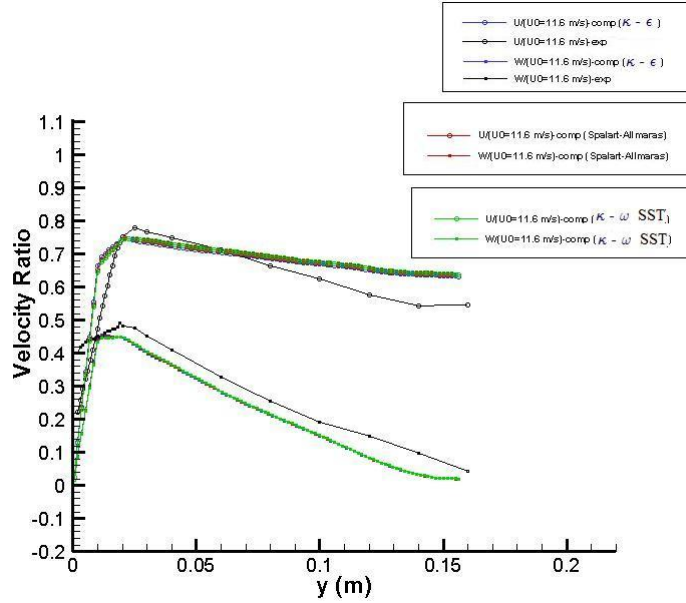


Figura 5.2.4.: Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência ($\kappa - \epsilon$, *Spalart-Allmaras* e $\kappa - \omega$ SST), bem como os resultados experimentais para a secção 175.

Como as curvas referentes aos três modelos de turbulência, para todas as secções, não apresentam diferenças de modelo para modelo, apenas se apresentam mais dois gráficos comparativos dos modelos de turbulência: o gráfico da figura 5.2.4 respeitante a uma secção intermédia (secção 175); e o gráfico da figura 5.2.5 respeitante à última secção (secção 405). Os gráficos respeitantes às outras secções (60, 100, 250 e 330) da figura 5.2.1 encontram-se no Anexo C. Desta forma, podemos entender a evolução das componentes axial e tangencial da velocidade ao longo do difusor, bem como averiguar o comportamento dos modelos à medida que a velocidade diminui. Em particular se se continua a verificar a mesma tendência em comparação às curvas experimentais, ou se por outro lado, são as curvas experimentais que se afastam da evolução supostamente normal, devido a erros de medição. Através da análise dos gráficos das figuras 5.2.4 e 5.2.5 podemos destacar a diminuição das duas componentes da velocidade, uma vez que, a pressão aumenta.

Após uma primeira análise dos três modelos de turbulência estudados, e para reforçar algumas conclusões decidiu-se comparar o modelo invíscido com o modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$. Podemos perguntar o porquê da comparação ser feita com o modelo $\kappa - \epsilon$ e não com um dos outros dois modelos de turbulência. Pois bem, uma vez que o

5. Resultados numéricos

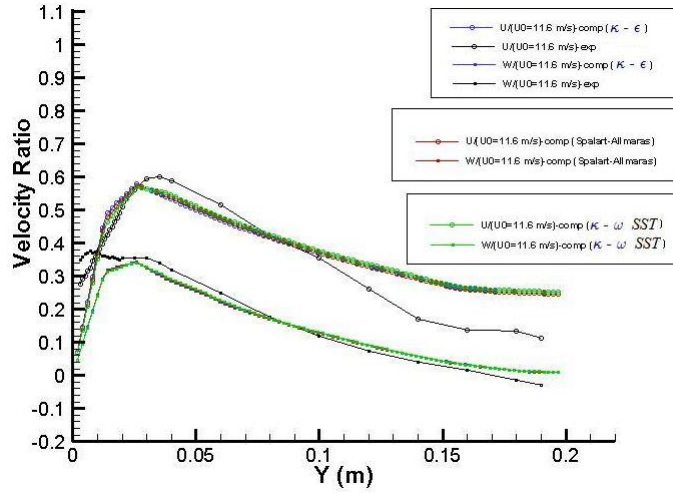


Figura 5.2.5.: Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência ($\kappa - \epsilon$, *Spalart-Allmaras* e $\kappa - \omega$ *SST*), bem como os resultados experimentais para a secção 405.

modelo $\kappa - \epsilon$ se aplica a escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos, este apresenta propriedades inferiores às dos outros modelos (sem funções de parede), que é a sua incapacidade de resolver os volumes de controlo junto à parede sólida. Para isso dispõe de funções de parede que servem exactamente para colmatar essa característica, estabelecendo assim a ligação entre o escoamento turbulento completamente desenvolvido e a região da parede, onde existe uma subcamada laminar. As funções de parede padrão possuem um parâmetro, y^+ , que permite aferir sobre a validade dos resultados obtidos, ou seja, se $30 < y^+ < 300$, significa que os resultados obtidos estão dentro do intervalo de validade das funções de parede. Este parâmetro é definido de acordo com,

$$Y^+ = \frac{u_T \times y_P}{\nu}. \quad (5.2.1)$$

onde u_T [m/s] representa a velocidade de corte, y_P [m] é a distância de um ponto P à parede e ν [m²/s] é a viscosidade cinemática do fluido. Ainda a propósito da escolha do modelo $\kappa - \epsilon$, podemos referir o facto de as curvas referentes aos três modelos de turbulência não apresentarem diferenças significativas entre si.

Ao observarmos o gráfico da figura 5.2.6 podemos verificar que as relações de velocidade para o modelo invíscido são as mesmas que as do modelo $\kappa - \epsilon$, embora junto à parede sólida às componentes da velocidade não sejam nulas, pois é imposta uma condição de escorregamento. O modelo invíscido resolve as equações de *Euler* assu-

5. Resultados numéricos

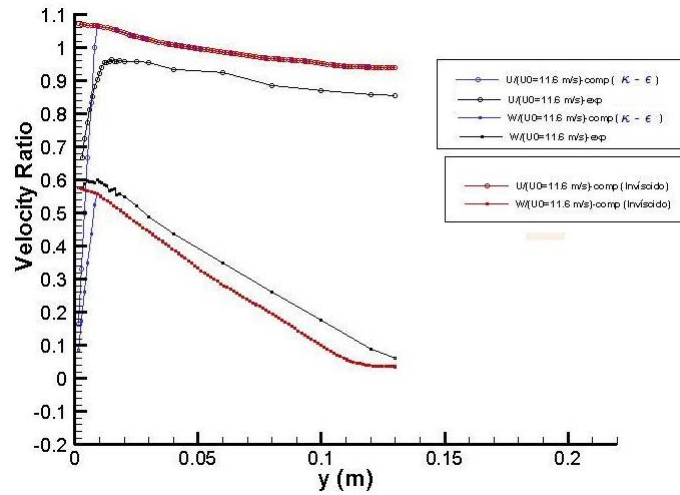


Figura 5.2.6.: Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando o modelo invíscido e o modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ para a secção 25.

mindando que o ar é um fluido ideal, ou seja, escoa livremente sem perdas internas de energia, fluindo sem resistência nas paredes.

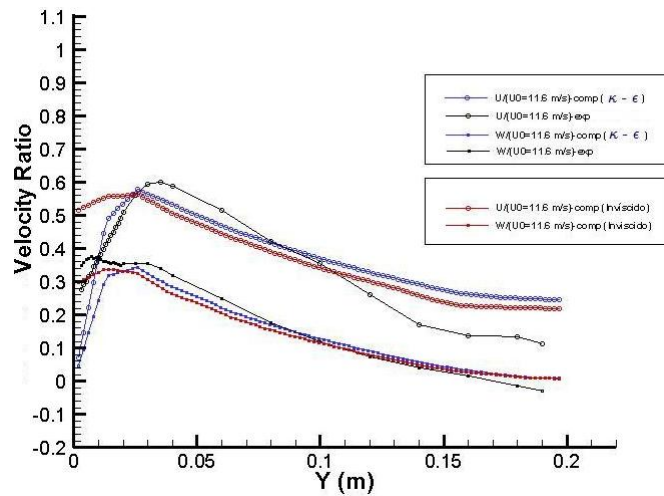


Figura 5.2.7.: Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando o modelo invíscido e o modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ para a secção 405.

Através da análise do gráfico da figura 5.2.7 já observamos uma ligeira diferença nas relações de velocidades entre os modelos invíscido e $\kappa - \epsilon$. Verifica-se que na secção

5. Resultados numéricos

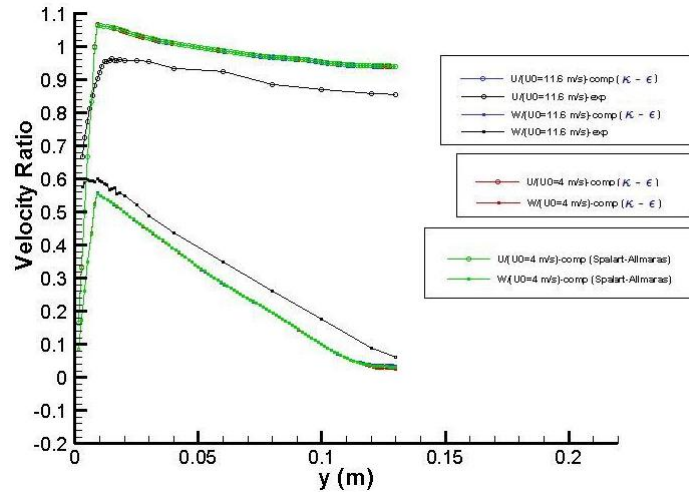


Figura 5.2.8.: Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e *Spalart-Allmaras* para diferentes Re (secção 25).

405 a velocidade é inferior quando comparada com a velocidade da secção 25. Como tal, as forças viscosas ($\frac{\mu}{D}$) começam a dominar as forças de inércia ($\rho \cdot U_0$), ou seja, à medida que a velocidade baixa, e se até então eram as forças de inércia que dominavam a partir de uma determinada velocidade são as forças viscosas que dominam. Daí se comecem a notar discrepâncias entre os modelos invíscido e $\kappa - \epsilon$.

5.2.5. Comparação entre os modelos de turbulência, a dois *Reynolds*, com e sem funções de parede

Ao observarmos com atenção o gráfico da figura 5.2.8 e ao compararmos este com o gráfico da figura 5.2.3, no que respeita os modelos $\kappa - \epsilon$ e *Spalart-Allmaras*, verificamos que não existem diferenças relativamente às curvas das razões de velocidades.

Isto significa que a velocidade axial média na entrada de 4 m/s não é suficientemente baixa para que dominem as forças viscosas. Por outro lado, se analisarmos o gráfico da figura 5.2.9 já observamos diferenças nos modelos $\kappa - \epsilon$ e *Spalart-Allmaras* para $Re = 0,7 \times 10^5$ ($U_0 = 4\text{ m/s}$), em comparação com o modelo $\kappa - \epsilon$ e para uma velocidade axial média na entrada de $11,6\text{ m/s}$ ($Re = 2,02 \times 10^5$). Na secção 405 as componentes axial e tangencial da velocidade já são inferiores em relação à secção 25, ou seja, já começam a dominar as forças viscosas sobre as forças de inércia.

Ainda relativamente ao gráfico da figura 5.2.9 podemos afirmar, em comparação com os resultados experimentais, que o modelo *Spalart-Allmaras* tem um comportamento

5. Resultados numéricos

melhor que o modelo $\kappa - \epsilon$ (para o $Re = 0,7 \times 10^5$).

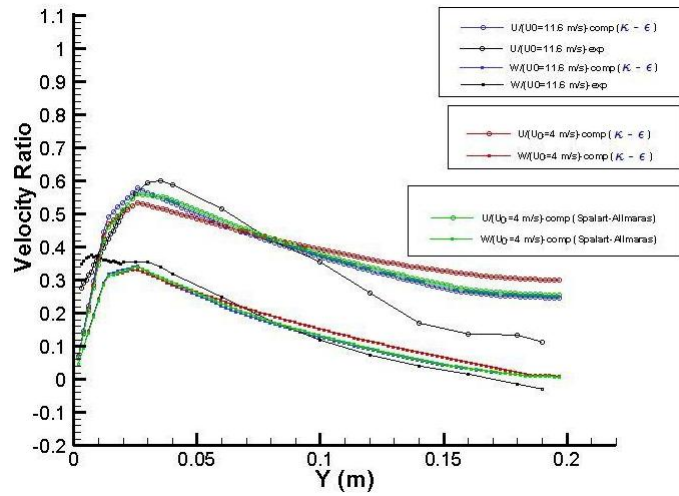


Figura 5.2.9.: Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e *Spalart-Allmaras* para diferentes Re (secção 405).

Daqui podemos concluir que em situações em que os gradientes de pressão são desfavoráveis, como é o caso, o modelo *Spalart-Allmaras* apresenta melhores resultados do que o modelo $\kappa - \epsilon$ utilizando funções de parede. Afinal de contas, segundo dizem os seus criadores, o modelo *Spalart-Allmaras* foi desenvolvido para resolver toda a camada limite, permitindo assim calcular o escoamento junto da parede. O modelo $\kappa - \epsilon$ é mais apropriado para o núcleo central do escoamento, ou seja, quando não é importante ter-se logo uma boa aproximação nas proximidades da parede.

No gráfico da figura 5.2.10 estão as curvas da relação das componentes axiais da velocidade, $\frac{U}{U_0}$, utilizando funções de parede (modelos $\kappa - \epsilon$ e *Spalart-Allmaras*) e em condições de $y^+ = 1$ (modelo *Spalart-Allmaras*), isto para a secção 25 do difusor. Através da ampliação do gráfico na zona junto à parede, podemos observar que os resultados para o modelo *Spalart-Allmaras*, sem funções de parede, e usando o parâmetro $y^+ = 1$ são mais próximos dos obtidos experimentalmente. Isto acontece porque é refinada a malha junto à parede para se conseguir obter o $y^+ = 1$, e conseguem-se apanhar nós na subcamada laminar e, desta forma, é possível calcular o valor verdadeiro das variáveis nesta camada. Com a utilização das funções de parede a malha não necessita de ser tão refinada junto à parede, dado que, se estabelece uma ligação entre um nó que esteja numa posição mais afastada da parede e um nó que pertença a uma subcamada de fluido muito próxima da mesma. Isto é, os vários modelos de

5. Resultados numéricos

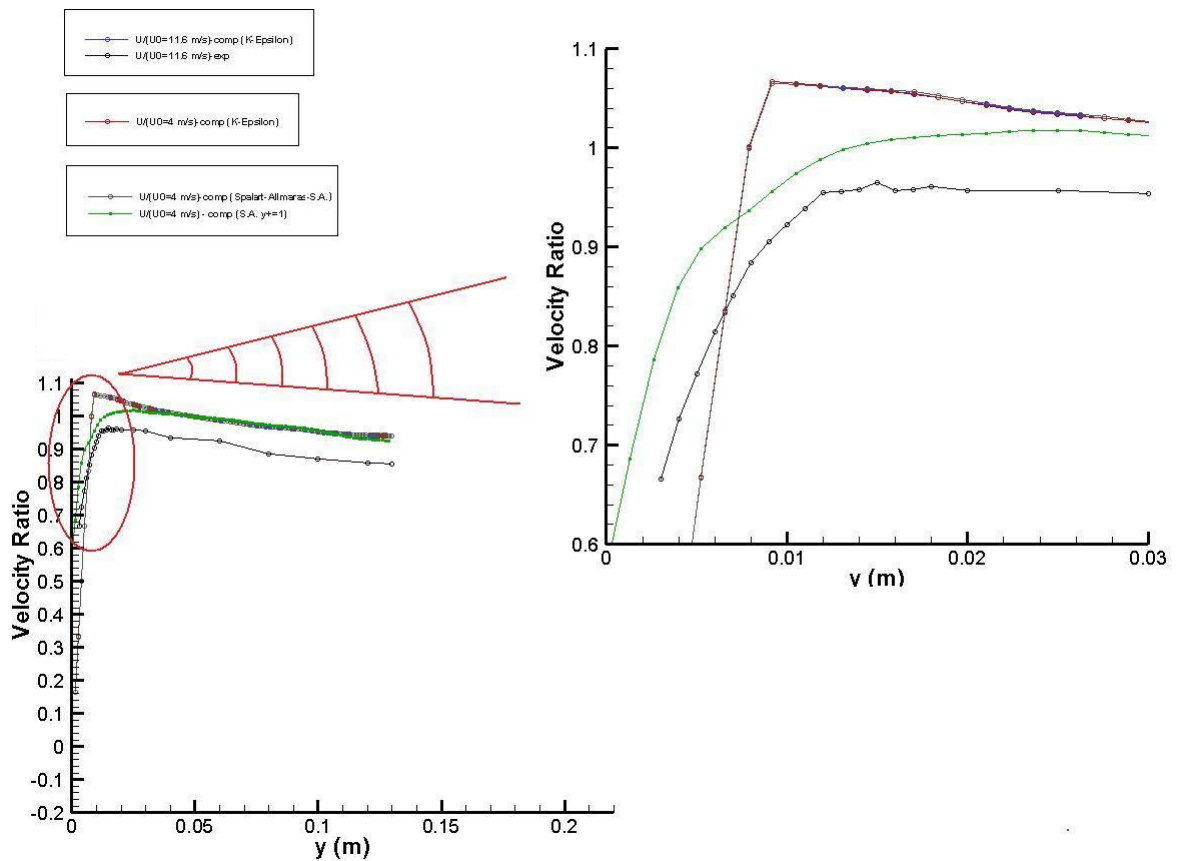


Figura 5.2.10.: Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e *Spalart-Allmaras* para diferentes Re (secção 25), utilizando funções de parede e o parâmetro $y^+ = 1$.

turbulência apresentam funções de parede distintas que permitem resolver de forma aproximada as variáveis nos nós próximos da parede.

5.2.6. Resultados obtidos com o modelo $\kappa - \epsilon$ para as situações com e sem efeito de rotação (*swirl*)

Para que se consigam retirar conclusões importantes no que respeita ao efeito de rotação simulou-se o escoamento com o modelo $\kappa - \epsilon$ para as razões, $\frac{U}{U_0}$, das secções 25, 100 e 250 da figura 5.2.1.

Através da análise do gráfico da figura 5.2.11 podemos concluir que a imposição do *swirl* (*solid-body rotation*) na entrada do difusor suprime a separação do escoamento. Isto é, o efeito de *swirl* reduz a componente axial da velocidade perto do eixo (no

5. Resultados numéricos

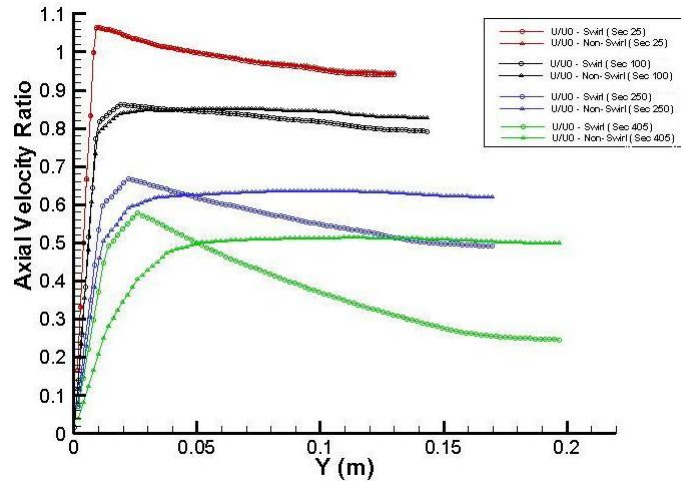


Figura 5.2.11.: Evolução da componente axial da velocidade para as situações com e sem *swirl* (secções 25, 100 e 250).

centro do escoamento) e aumenta a componente axial da velocidade junto da parede, que tende a retardar a separação do escoamento.

Neste caso de teste todas as simulações foram obtidas em 2^a ordem, utilizando o *SIMPLE* como algoritmo do acoplamento pressão-velocidade e o *pressure-based segregated* como algoritmo de resolução (disponíveis no código numérico *Fluent*).

5.2.7. Conclusões referentes à modelação do difusor

Algumas conclusões importantes já foram explicitadas à medida que se analisaram os resultados por comparação entre os vários modelos. Contudo, da primeira análise feita, ou seja, da comparação entre modelos de turbulência e o cálculo invíscido para as secções 25, 175 e 405, podemos concluir que para o $Re = 2,02 \times 10^5$ os efeitos viscosos são menos significativos que os efeitos convectivos. Por essa razão os modelos de turbulência não apresentam discrepâncias significativas entre si. Uma outra observação que podemos fazer é o facto da velocidade axial média imposta na entrada, U_0 , ser um parâmetro fundamental na obtenção dos resultados entre os vários modelos de turbulência. Como estes são modelos viscosos, e com o decréscimo da velocidade, as forças de natureza viscosa sobrepõem-se às forças de inércia, nestas condições já se fazem sentir efeitos diferentes para modelos diferentes. Se observarmos com atenção o gráfico da figura 5.2.11 podemos constatar que o decréscimo do módulo da componente axial da velocidade, especialmente junto da parede, é devido ao retardamento do escoamento do fluido, o que resulta do gradiente de pressão adverso na direcção

5. Resultados numéricos

do escoamento. Ainda relativamente ao mesmo gráfico, podemos afirmar que quanto mais próximo da saída do difusor (secção 405) for feita a análise, mais evidente será a separação do escoamento, em particular para o caso sem efeito de rotação (*swirl*).

Todas estas simulações foram importantes, na medida em que só assim se conseguiram retirar conclusões sobre a precisão da modelação numérica. À partida era expectável que existissem diferenças de modelo para modelo e, comparativamente com os resultados experimentais, pudemos observar qual o modelo que melhor se aproxima destes, não descuidando que os próprios resultados têm erros associados à medição das variáveis.

5.3. Resultados numéricos em modo directo - bomba

Nesta secção apresentam-se os resultados obtidos para a bomba centrífuga a funcionar em modo directo. Os resultados fornecem uma descrição do escoamento para a condição de projecto (ponto de funcionamento nominal da bomba) e para alguns pontos fora de projecto (em carga parcial e sobrecarga) da bomba.

A figura 5.3.1 apresenta os resultados obtidos para o coeficiente de pressão C_p . Este coeficiente $C_p = \frac{p}{0,5 \times \rho \times V_2^2}$ é um parâmetro adimensional, onde p é a pressão estática no ponto onde este parâmetro está a ser calculado, ρ é a massa específica da água (utilizou-se o valor de $998,2 \text{ kg/m}^3$) e V_2 é a velocidade (7,5 m/s; 10,0 m/s e 10,8 m/s, respectivamente) à saída do difusor da bomba. Nesta figura, e para diferentes caudais ($0,75.Q_n$, Q_n e $1,08.Q_n$), a pressão estática aumenta gradualmente da entrada do rotor (cubo) para a saída do mesmo, devido à transição do escoamento da direcção axial para a direcção radial. Também podemos observar que a pressão estática é mais elevada no extradorso do que no intradorso, isto é, se traçarmos uma circunferência com centro no cubo, a pressão num ponto do lado exterior de uma das pás é mais elevada do que a pressão no ponto correspondente ao lado interior dessa mesma pá. O fluido ao entrar no rotor exerce uma carga maior do lado exterior das pás, à medida que o veio roda no sentido anti-horário. Esta diferença de carga entre o extradorso e o intradorso de uma pá é mais visível para a bomba em carga parcial ($0,75.Q_n$). Repare-se que o valor negativo do C_p na zona de sucção, ao cubo da bomba, se deve ao facto de estar-se a trabalhar com pressões relativas, o que significa que nessa zona a pressão estática é inferior à pressão atmosférica imposta na entrada ($1,01325 \times 10^5 \text{ Pa}$). Caso exista a possibilidade de ocorrer cavitação, isto é, se a pressão da água descer abaixo da sua pressão de vaporização é na zona de sucção que poderá surgir este fenómeno, sobretudo para pontos de carga parcial da bomba. Este

5. Resultados numéricos

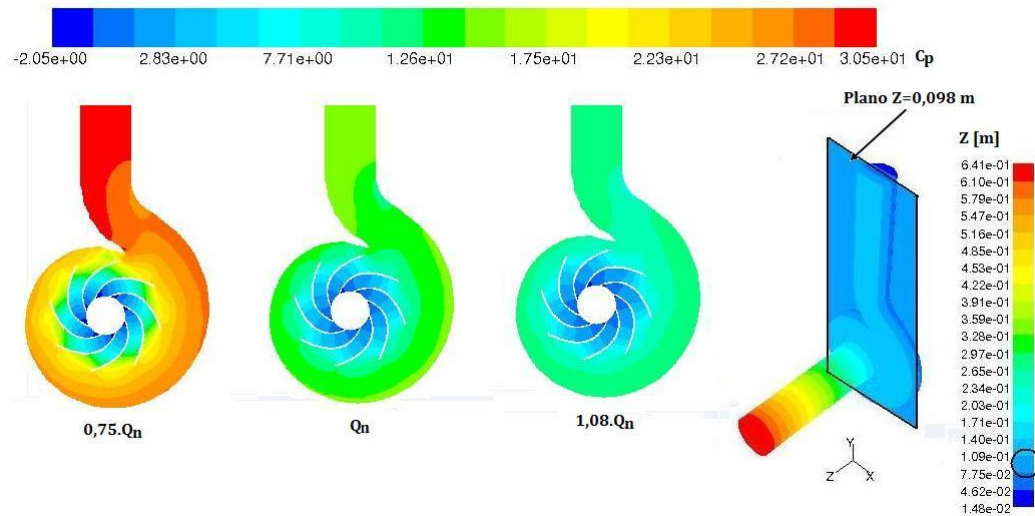


Figura 5.3.1.: Coeficiente de pressão C_p num plano médio da bomba ($Z=98$ mm), para o ponto de projecto ($Q_n = 123$ l/s) e para dois pontos fora de projecto (carga parcial $0,75.Q_n$ e sobrecarga $1,08.Q_n$).

parâmetro permite-nos constatar que, na zona da voluta, a pressão estática aumenta consideravelmente para os cálculos efectuados nos pontos de projecto (Q_n) e de carga parcial ($0,75.Q_n$), enquanto que para o ponto de sobrecarga ($1,08.Q_n$) o aumento da pressão é pouco significativo, devido à limitação da língua da voluta. Ao observarmos com detalhe os três pontos de funcionamento da bomba verificamos que em todos eles a pressão estática aumenta a partir do canal estreito entre o rotor e a língua da voluta, até a zona do difusor, no sentido do escoamento (sentido anti-horário). No entanto, na zona oposta à língua, na entrada do difusor, existe uma perda de pressão também nos três pontos de funcionamento.

Na figura 5.3.2 estão representadas as linhas de corrente na voluta da bomba no mesmo plano ($Z=9$ mm) da figura 5.3.1, para os pontos de carga parcial ($0,75.Q_n$) e sobrecarga ($1,08.Q_n$). A velocidade que interessa considerar é a velocidade no referencial absoluto, pois a zona em análise pertence à parte estática da bomba.

Ao analisarmos com detalhe a figura 5.3.2 observamos que para o ponto de funcionamento em sobrecarga ($1,08.Q_n$) existe uma zona de recirculação acima da língua da voluta. Esta zona de recirculação do fluido traduz-se numa perda de energia, se observarmos a zona ampliada vemos que o fluido descreve trajectórias elípticas, sendo a velocidade do fluido nesta zona muito baixa (a variar entre 0 e 2,69 m/s). Neste

5. Resultados numéricos

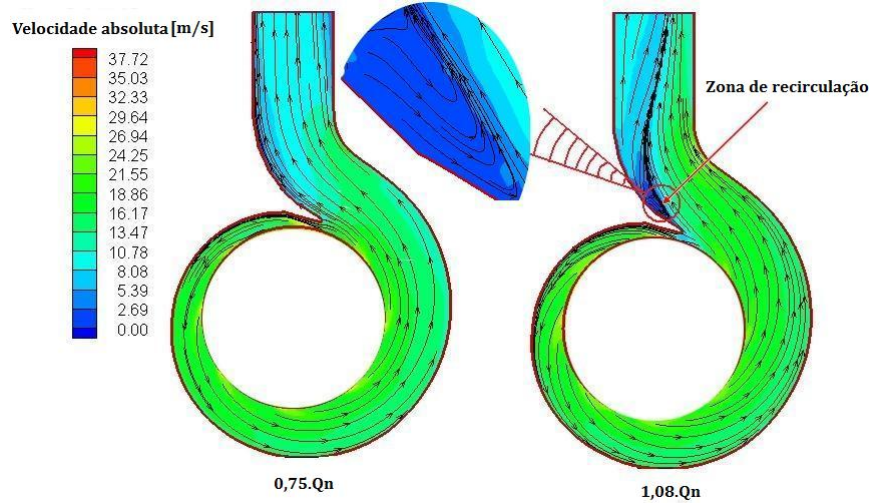


Figura 5.3.2.: Escoamento na voluta num plano médio da bomba ($Z=98$ mm), para dois pontos fora de projecto ($0,75.Q_n$ e $1,08.Q_n$). A análise de escoamento é feita através das linhas de corrente.

sentido, verificamos que as linhas de corrente se concentram mais nessa zona em direcção à saída da bomba. Tal situação não ocorre para a bomba a funcionar em carga parcial ($0,75.Q_n$), pelo menos para o plano analisado. Para este ponto de funcionamento o escoamento está bem orientado, verificando-se que as linhas de corrente são bem tangentes à parede do difusor, acima da língua da voluta. Como no ponto de funcionamento nominal o escoamento é bem comportado não se apresenta a respectiva figura. Podemos ainda verificar, como era expectável, que a velocidade do escoamento é superior para o ponto de funcionamento em sobregarga, atingindo em algumas zonas os 32 m/s.

Na figura 5.3.3 podemos ver os grupos adimensionais da altura $\psi = \frac{g \cdot H}{n^2 \cdot D^2}$ e de potência $\pi = \frac{P}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5}$. Estes são apresentados em função do parâmetro de caudal $\phi = \frac{Q}{n \cdot D^3}$, onde g ($= 9,81 \text{ m/s}^2$) é a aceleração da gravidade, H (m) é a altura de elevação, n (rps) é a velocidade de rotação da bomba, D ($= 0,265 \text{ m}$) é o diâmetro de saída do rotor, ρ ($998,2 \text{ kg/m}^3$) é a massa específica da água e $P = M \cdot \omega$ (W) é a potência mecânica. Na referida figura podemos observar que todos os valores obtidos computacionalmente (*CFD*) são inferiores aos experimentais. Contudo, ambos os grupos (ψ e π) obtidos computacionalmente seguem uma tendência semelhante aos experimentais. À medida que o caudal aumenta será necessário um maior binário (M) para bombear o fluido da entrada para a saída da bomba. A diferença mais significativa que podemos destacar na evolução das curvas da potência é que, no caso

5. Resultados numéricos

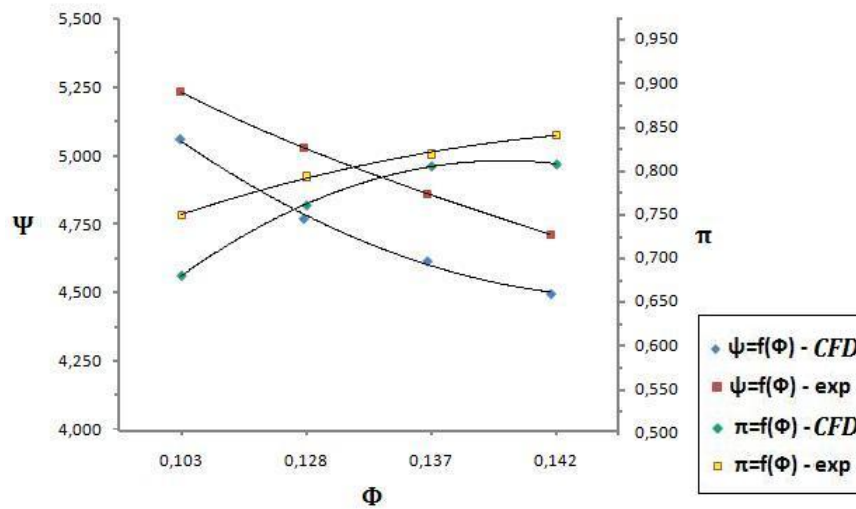


Figura 5.3.3.: Grupos adimensionais da altura, ψ , e de potência, π , em função do parâmetro de caudal, ϕ .

da curva obtida computacionalmente, o binário aumenta progressivamente até atingir o caudal nominal ($\phi = 0,137$), a partir deste começa a estabilizar para caudais mais elevados. Relativamente à discrepância de valores, por exemplo, no caso da altura manométrica o erro relativo máximo do ψ obtido computacionalmente em relação ao experimental é de 5,4 %. Mesmo assim, os resultados são satisfatórios, pois não nos podemos esquecer que os próprios aparelhos de medição (manómetros e caudalímetro) apresentam um erro de 2 % e estes cálculos foram obtidos com o modelo do *frozen rotor* para a posição original do ficheiro CAD que nos foi enviado referente às pás do rotor.

Na figura 5.3.4 está representada a curva do rendimento hidráulico, $\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{M \cdot \omega}$, obtida computacionalmente, bem como o rendimento para um ponto experimental (ponto nominal). A curva característica da bomba tem disponíveis rendimentos do parâmetro de caudal mais baixos do que os calculados. O binário foi calculado no código numérico *Fluent* e é definido de acordo com a eq. (5.3.1), FLUENT (2006). Como podemos observar esta equação é composta por dois termos, sendo um termo de pressão e o outro termo referente às forças de natureza viscosa.

$$\underbrace{\vec{M}_A}_{\text{momento total}} = \underbrace{\vec{r}_{AB} \times \vec{F}_P}_{\text{momento com origem em pressão}} + \underbrace{\vec{r}_{AB} \times \vec{F}_\nu}_{\text{momento de origem viscosa}}. \quad (5.3.1)$$

5. Resultados numéricos

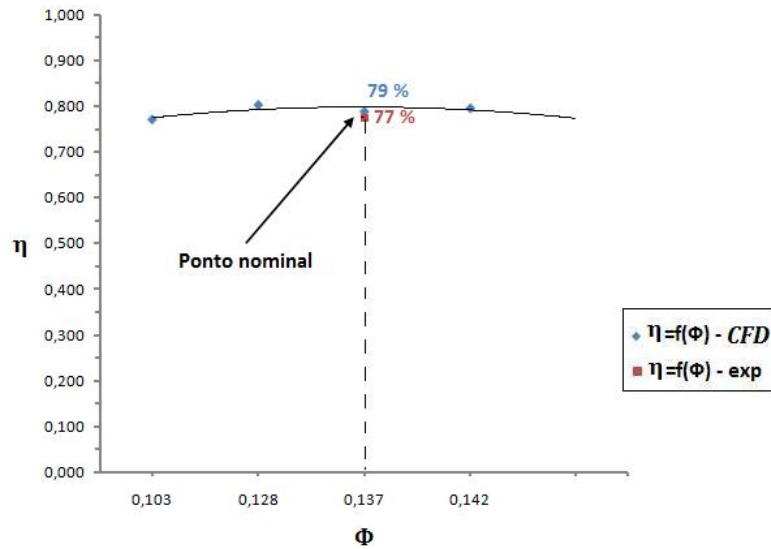


Figura 5.3.4.: Rendimento da bomba, η , em função do parâmetro de caudal, ϕ .

Onde $\overrightarrow{M_A}$ é o momento total aplicado a um determinado eixo centrado em A , $\overrightarrow{r_{AB}}$ é o vector posição de A até à origem da força em B , $\overrightarrow{F_P}$ é o vector força devido à pressão e $\overrightarrow{F_v}$ é o vector força devido à resistência viscosa.

Ainda relativamente à figura 5.3.4, verificamos que o rendimento obtido computacionalmente para o ponto de funcionamento nominal da bomba é 2 % superior ao rendimento obtido experimentalmente. Dado que o rendimento obtido experimentalmente é o rendimento global da bomba ($\eta_{global} = \eta_{hid} \cdot \eta_{mec}$), ou seja, já tem em consideração as perdas mecânicas (como por exemplo, atrito nos rolamentos), fugas de fluido, etc. é expectável que este fosse inferior ao rendimento obtido por meios computacionais.

Como já foi referido, o *frozen rotor* é um modelo estacionário (*quasi-unsteady*) que depende da posição do rotor. Ao variarmos a posição deste estamos a variar a área de saída do fluido, e por conseguinte, o caudal também sofrerá alterações. Isto é, ao fazerem-se simulações para várias posições angulares do rotor consegue-se ter uma noção da evolução da curva de caudal em função da posição da pá. A bomba centrífuga tem oito pás, o que corresponde a um passo angular de 45° . Fez-se um varrimento angular com um passo de $7,5^\circ$ para cinco posições consecutivas do rotor. Posteriormente, ainda se efectuou mais uma simulação para uma posição intermédia do rotor, entre 15° e $22,5^\circ$ ($\theta = 18,75^\circ$), com o objectivo de observar se para esta posição

5. Resultados numéricos

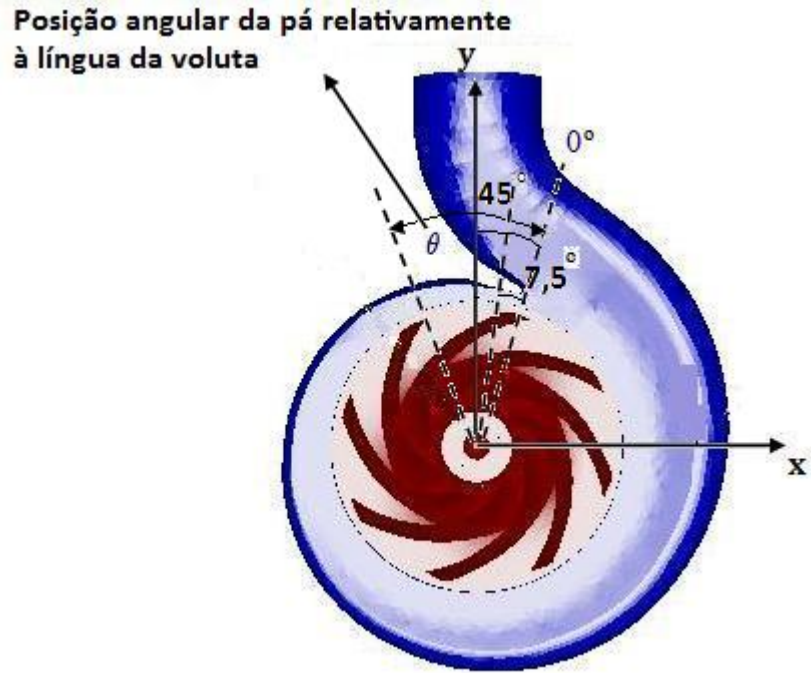


Figura 5.3.5.: Posições relativas entre a pá e a língua da voluta.

o caudal ainda está a aumentar ou, se por outro lado, já está numa fase descendente.

Ao observarmos a figura 5.3.5, constatamos que a posição angular da pá é relativa à língua da voluta, isto é, a posição 0° da referida figura corresponde à posição inicial do rotor e constitui a referência a partir da qual a medição angular é efectuada.

Na figura 5.3.6 podemos ver um gráfico em que no eixo das ordenadas está representado o caudal [l/s] e no eixo das abcissas está representada a respectiva posição angular [$^\circ$] da pá em relação à língua da voluta. Por baixo da referida figura está representada uma tabela que facilita a visualização do caudal em função desta última variável. Como não poderia deixar de ser todos estes cálculos foram efectuados para as mesmas condições de fronteira, ou seja, à saída da bomba foi imposta uma pressão estática, p_2 , igual a 760671,5 Pa em todos os casos, assim como as restantes condições de fronteira.

No gráfico da figura 5.3.6 adicionou-se uma linha de tendência (linha a preto), que serve para nos dar uma ideia da evolução da curva.

5. Resultados numéricos

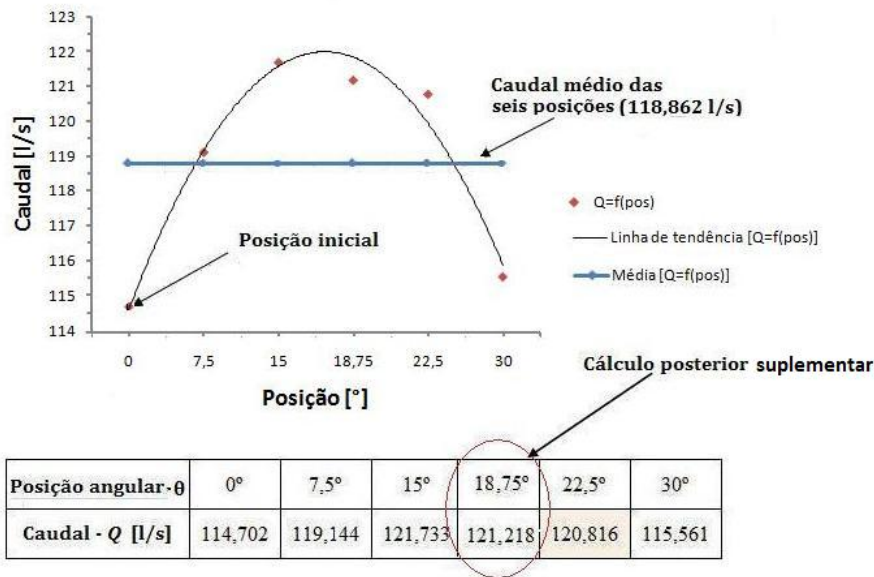


Figura 5.3.6.: Resultados obtidos para o caudal, Q , em função da posição angular, θ , da pá relativamente à língua da voluta.

Analisando o gráfico podemos verificar que a curva do caudal aumenta desde a posição inicial da pá (0°) até $1/3$ do passo angular do rotor (15°), onde atinge o caudal máximo, isto para as seis simulações realizadas. Ainda assim, estamos em condições de afirmar que, para a mesma pressão estática imposta à saída da bomba centrífuga em estudo, o caudal máximo obtem-se para uma posição angular entre 15° e $18,75^\circ$. Relativamente à evolução da curva, e se olharmos para a interpolação polinomial (linha a preto), poderíamos pensar que a curva segue uma tendência quase sinusoidal. Contudo, ao observarmos a disposição discreta dos pontos unidos, verificamos que não é o caso, pois também temos de ter em consideração que as simulações foram efectuadas com o modelo do *frozen rotor*, e por isso mesmo, não têm em conta as não estacionaridades que o cálculo *unsteady* (modelo mais próximo da realidade) teria. Substituindo na eq. (4.1.23) a pressão estática p_2 por 760671,5 Pa, a velocidade na entrada da bomba $V_1 = \frac{Q_{med}}{A}$ por $\frac{0,1189}{0,01725}$ m/s, e resolvendo a equação em ordem ao Δp , obtém-se uma altura de elevação, H , média de 79,96 m. Ainda assim, este valor do H médio para as várias posições do rotor é inferior ao H da curva experimental (83,00 m), utilizando o caudal médio de aproximadamente 119 l/s. Não se fizeram simulações do escoamento para as posições $37,5^\circ$ e 45° , uma vez que, para os $18,75^\circ$ o caudal já começa a decrescer. Certamente, para a posição de 45° o caudal já será muito próximo do da posição original, uma vez que, a pá que está a ser analisada

5. Resultados numéricos

passa para a posição da pá imediatamente a seguir (de 0° para 45°).

5.4. Resultados numéricos em modo inverso - turbina

Nesta secção apresentam-se os resultados obtidos para a bomba centrífuga a funcionar em modo inverso. De todos os métodos analíticos para bombas a funcionarem como turbinas (*PATs*), apresentados no capítulo 3, simulou-se a bomba a funcionar como turbina para comparação com os métodos de *Stepanoff*, de *Williams* e de *Chapallaz*.

Tabela 5.3.: Valores teóricos da altura manométrica, $H_{t(teo)}$, e caudal, $Q_{t(teo)}$, obtidos a partir dos métodos analíticos de *Stepanoff*, *Williams* e *Chapallaz* para a bomba a funcionar em modo inverso (*PATs*).

	Método		
	<i>Stepanoff</i>	<i>Williams</i>	<i>Chapallaz</i>
$H_{t(teo)}$ (m)	100,26	105,64	100,36
$Q_{t(teo)}$ (l/s)	140,55	152,01	151,08

A tabela 5.3 apresenta os valores teóricos da altura manométrica, $H_{t(teo)}$, e caudal, $Q_{t(teo)}$, obtidos para a bomba centrífuga a funcionar como turbina. Estes valores foram obtidos a partir do ponto de funcionamento nominal da bomba ($Q_{BEP_p} = 123,33$ l/s; $H_{BEP_p} = 77,20$ m, valores obtidos computacionalmente) e considerando o rendimento de 77 %, que é o rendimento no seu ponto de funcionamento nominal (Anexo B). Para isso, substituíram-se estes valores nas eqs. (3.1.1), (3.1.2), (3.4.1), (3.4.2), (3.5.4) e (3.5.5) e utilizaram-se os gráficos das figuras 3.5.1 e 3.5.2. Na prática, com os valores da altura manométrica, $H_{t(teo)}$, e do caudal, $Q_{t(teo)}$, da referida tabela calculou-se a pressão estática p_2 através da eq. (4.1.23) e impôs-se a pressão na saída da bomba (modo directo) ou entrada da *PAT* (modo inverso), tendo-se invertido o sentido de rotação para a bomba funcionar como turbina. Este procedimento foi efectuado para os três métodos mencionados, corrigindo p_2 sempre que necessário, ou seja, para que o $H_{t(CFD)}$ da tabela 5.4 fosse o mais próximo possível do $H_{t(teo)}$ da tabela 5.3.

Os resultados obtidos computacionalmente para a altura manométrica $H_{t(CFD)}$ e caudal $Q_{t(CFD)}$ para os três métodos analíticos abordados, estão representados na tabela 5.4. Os métodos de *Stepanoff* e *Williams* podem ser comparados directamente entre si, pois dependem das mesmas variáveis (H_{BEP_p} , Q_{BEP_p} e η_{BEP}). Já o método de *Chapallaz* tem outra metodologia de cálculo, em que com o caudal da bomba e a sua velocidade específica se determina o rendimento teórico da *PAT*, e posteriormente, se interpolam os coeficientes de altura manométrica e caudal (c_h e c_q), tem de se ter

5. Resultados numéricos

Tabela 5.4.: Valores obtidos computacionalmente para a altura manométrica, $H_{t(CFD)}$, e caudal, $Q_{t(CFD)}$, utilizando o $\kappa - \epsilon$ como modelo de turbulência.

	Método		
	<i>Stepanoff</i>	<i>Williams</i>	<i>Chapallaz</i>
$H_{t(CFD)}$ (m)	100,25	106,07	100,86
$Q_{t(CFD)}$ (l/s)	130,40	129,53	131,48

algum cuidado quando se comparam os resultados deste método com os restantes dois.

Comparando os valores dos caudais obtidos computacionalmente com os valores teóricos previstos pelos métodos de *Stepanoff* e *Williams*, podemos constatar que o método de *Stepanoff* é o que mais se aproxima do computacional. Para o caso particular da bomba centrífuga em estudo (características geométricas e rendimento de 77 %) pode-se, admitindo como incógnita o expoente em denominador da eq. (3.1.2) e resolvendo-a em ordem a essa mesma incógnita, sugerir um expoente de 0,2 em vez de 0,5. Contudo, apresentando-se uma alteração no expoente do denominador da referida equação, esta reformulação do método analítico de *Stepanoff* não é válida para outras bombas centrífugas a funcionarem como turbinas, para além desta. Ou pelo menos teria de ser verificado para outras bombas - *PATs*.

A figura 5.4.1 representa um corte de um plano médio da bomba ($X=220$ mm) para o método de *Stepanoff*. Na zona ampliada da figura podemos ver como se comporta o escoamento no rotor e na flange de aspiração (modo directo) mediante a análise das linhas de corrente. Como se pode observar o fluxo do escoamento é inverso, pois a bomba está a funcionar como turbina, apresentando diversas zonas de recirculação de fluido (zonas marcadas a vermelho).

Se olharmos para o parafuso verificamos que existem zonas de perda de energia. Nessas zonas as partículas de fluido em vez de seguirem um trajecto tangente à pá guia, em direcção à saída da *PAT*, recirculam. Existem ainda outras zonas de recirculação de fluido, inclusive na parte detrás da bomba.

Este tipo de análise permite-nos ter um conhecimento das perdas hidráulicas no interior da bomba a funcionar em modo inverso, para que possamos modificar a geometria da mesma em determinadas zonas. Desta forma, é possível eliminar algumas zonas de recirculação até então existentes, melhorando assim o desempenho da *PAT*. O facto da pá guia na entrada da flange de aspiração (modo directo) estar muito próxima do rotor também pode contribuir para que, em determinadas zonas, o fluido dissipe mais energia, isto em modo inverso. Contudo, pequenos ajustes geométricos poderiam

5. Resultados numéricos

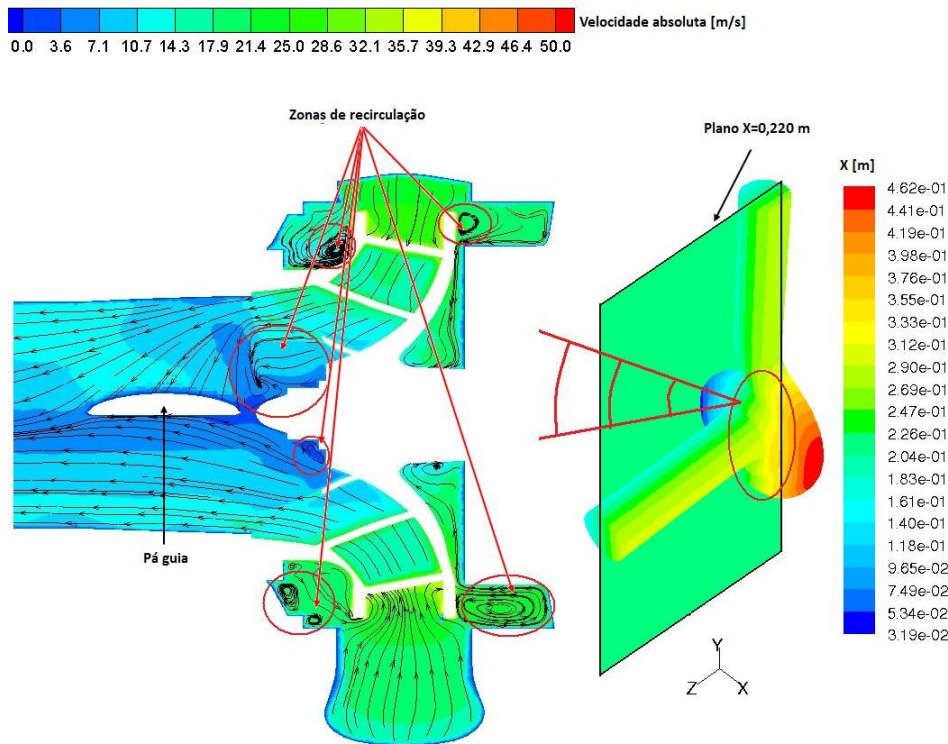


Figura 5.4.1.: Escoamento num plano médio da *PAT* ($X=220$ mm), para as condições de fronteira impostas segundo o método de *Stepanoff*. A análise do escoamento é feita através das linhas de corrente, que permitem detectar zonas de recirculação.

ser feitos para minimizar as zonas onde ocorrem perdas hidráulicas. O aumento da área do diâmetro de saída do rotor (em modo inverso), desbastando o material nessa zona, poderia ser uma solução, pois desta forma o fluido já não estaria tão restringido na proximidade do parafuso quando passa do rotor para a pá guia. Eventualmente deslocando ligeiramente a pá guia para a esquerda, de modo a afastá-la do rotor, ainda poderia ser melhorado o desempenho da *PAT*.

A figura 5.4.2 mostra como se comporta o escoamento num plano do rotor da bomba ($Z=86$ mm) a funcionar em modo inverso, para o ponto de funcionamento nominal, e para as condições de fronteira impostas utilizando o método de *Stepanoff*. Se observarmos a zona ampliada da referida figura verificamos que, no bordo de ataque da pá, não existe escoamento perturbado ou zonas de recirculação de fluido. Eventualmente para um ponto fora das condições de projecto o escoamento já apresentaria perturbações, essencialmente no intradorso do bordo de ataque das pás, devido ao ângulo de

5. Resultados numéricos

ataque do fluido às pás não ser o mais adequado.

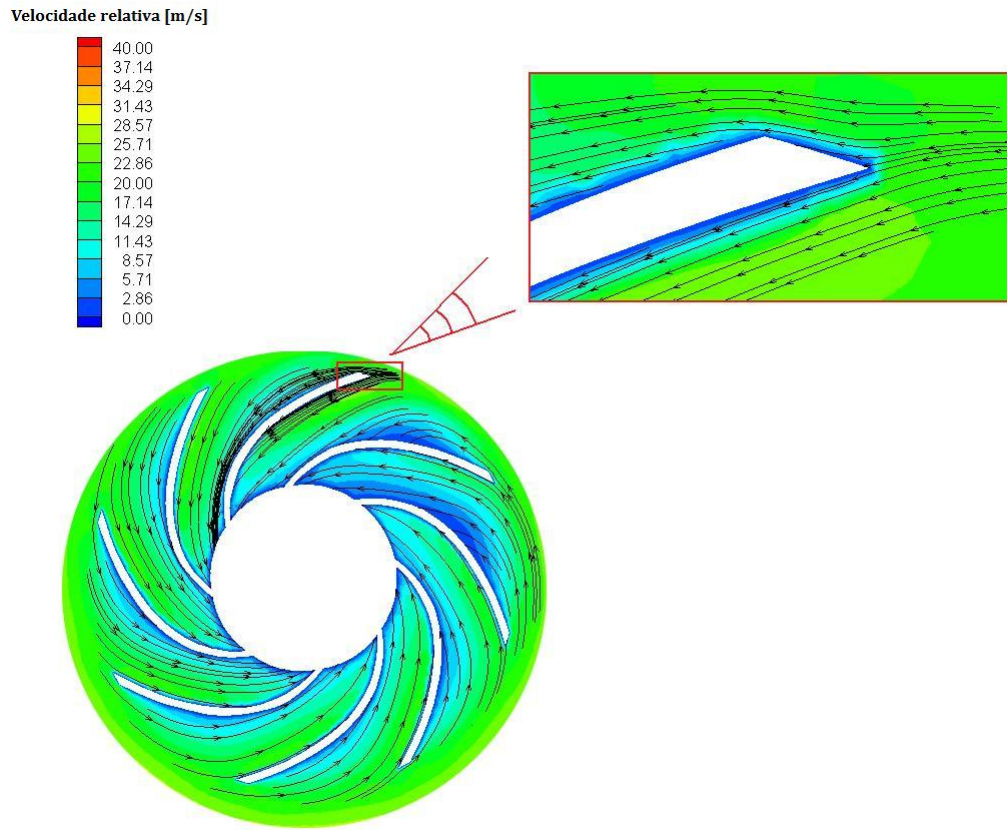


Figura 5.4.2.: Escoamento no rotor, num plano da *PAT* ($Z=86$ mm) para o ponto de funcionamento nominal, utilizando as condições de fronteira impostas a partir do método de *Stepanoff*.

A análise do escoamento foi feita em detalhe através das linhas de corrente em todo o rotor, tendo-se observado um bom comportamento do mesmo pela ausência de zonas de recirculação de fluido (que estão associadas a perdas de energia).

5.5. Comparação dos resultados numéricos da bomba a funcionar nos modos directo e inverso

Nesta secção comparam-se os resultados numéricos obtidos para a bomba centrífuga a funcionar nos modos directo e inverso. Estes resultados estão relacionados com aspectos de projecto mecânico da bomba a funcionar como turbina (*PAT*).

5. Resultados numéricos

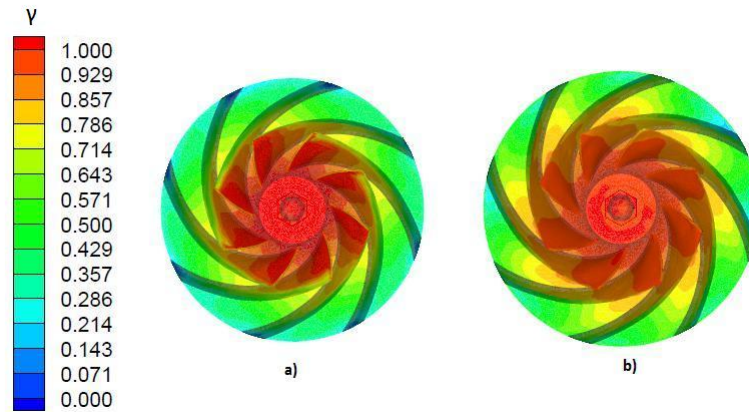


Figura 5.5.1.: Perda de pressão de estagnação nos modos directo (bomba) - a) e inverso (turbina) - b) no rotor. Em modo directo utilizou-se o ponto de funcionamento nominal ($Q_{BEP_p} = 123,33$ l/s; $H_{BEP_p} = 77,20$ m) e em modo inverso usou-se o método de Stepanoff ($Q_{t(CFD)} = 130,40$ l/s; $H_{t(CFD)} = 100,25$ m).

A figura 5.5.1 permite-nos observar quais as zonas do rotor onde as perdas da pressão de estagnação são maiores nos dois modos de funcionamento (bomba e turbina), através do parâmetro adimensional $\gamma = 1 - \frac{p_{tot}}{p_{tot.inlet}}$. Como podemos verificar, através da definição deste parâmetro, os valores são normalizados pela pressão de estagnação na entrada do rotor, $p_{tot.inlet}$, em que p_{tot} é a pressão total num ponto onde se esteja a analisar este parâmetro. Se observarmos o bordo de ataque (em modo directo), ou o bordo de fuga (modo inverso) das pás do rotor, verificamos que o parâmetro γ no intradorso das pás é superior quando a bomba está a funcionar no modo directo. As perdas de pressão variam com o sentido do fluxo do escoamento, isto é, ao compararmos o parâmetro γ nos dois modos de funcionamento da bomba, constatamos que a distribuição das perdas de pressão de estagnação não é igual ao longo do rotor. Em modo bomba verificamos que a zona do parafuso é a que apresenta maiores perdas de pressão juntamente com o bordo de ataque das pás, diminuindo até ao bordo de fuga das pás, onde as perdas são muito baixas. Por outro lado, em modo turbina, verificamos que na periferia do rotor as perdas de pressão são mais elevadas quando comparadas com a bomba a funcionar no modo directo.

O rotor de uma bomba centrífuga está sujeito a um esforço axial resultante de diferentes pressões que actuam sobre o mesmo, como podemos ver na figura 5.5.2 (lado direito). À partida os rolamentos usados nas bombas conseguem suportar este tipo de esforço, mesmo que seja para pontos de funcionamento fora do de projecto.

5. Resultados numéricos

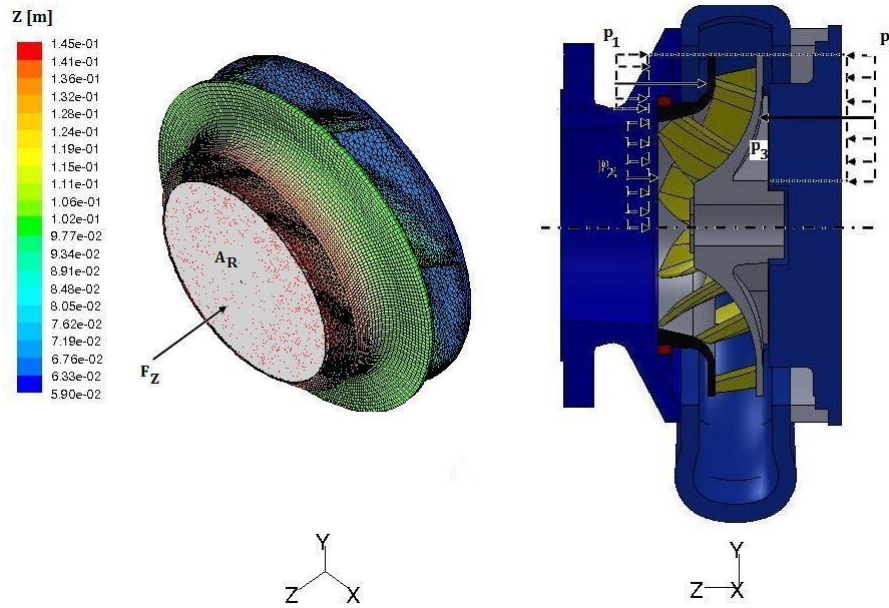


Figura 5.5.2.: Força resultante (F_Z) aplicada na área do olho do rotor (A_R) - plano $Z=145$ mm (à esquerda). Esforços axiais resultantes da distribuição de pressão que actua no rotor da bomba centrífuga (à direita).

Dado o caudal ser maior em modo inverso (como já foi constatado) é importante saber se o rolamento que foi projectado para a bomba a funcionar em modo directo também suporta o esforço axial quando a bomba opera como turbina. Neste sentido, no código numérico *Fluent*, calculou-se a força resultante, segundo o eixo Z , que é maioritariamente aplicada na área do olho do rotor (A_R) da bomba (lado esquerdo da figura). Esta força é composta por uma componente de pressão e uma componente viscosa, e foi calculada nos modos directo e inverso para as mesmas condições de funcionamento (bomba - $Q=123,33$ l/s e $H=77,20$ m; *PAT* - $Q=130,40$ l/s e $H=100,25$ m). Em modo bomba obteve-se uma força (segundo Z) de $587,86$ N e em modo turbina a força é de $205,87$ N. Uma forma de saber em qual dos modos de funcionamento (bomba ou turbina) o esforço axial é superior é fazer uma adimensionalização da forma que se segue, para ambos os modos de operação,

$$\frac{F_z}{\Delta p \times A_R}$$

Obteve-se um esforço axial, aproximadamente, 3,7 vezes superior para a bomba a funcionar em modo directo. Convém salientar que apesar do rolamento da bomba suportar o esforço axial resultante quando esta funciona como turbina, dado o resultado

5. Resultados numéricos

comparativo que se obteve, ainda assim não deve ser sobrecarregado em pontos fora do de projecto. Isto é válido, em particular, se a velocidade de rotação for muito mais elevada em modo inverso.

Note-se que a bomba centrífuga em estudo possui 6 pás radiais na parte posterior do rotor, precisamente para reduzir a pressão de p_1 a p_3 (figura 5.5.2), no espaço entre o mesmo e a tampa atrás da bomba. Isto contribui para reduzir o esforço axial nos rolamentos. Nesta zona, ao aumentar-se a área de contacto das pás com o fluido, passará a existir uma maior porção deste que roda à velocidade do rotor, ganhando-se assim mais energia cinética (diminuindo a pressão).

Podem ainda comparar-se o rendimento hidráulico da bomba a funcionar nos dois modos de operação, este é inferior quando a bomba está a funcionar em modo inverso ($\eta = 72,6 \%$). Este rendimento foi obtido para a bomba a funcionar como turbina (*PAT*) usando as condições de fronteira obtidas a partir do método de *Stepanoff*, e partindo do ponto de funcionamento nominal da bomba ($\eta = 79 \%$). Como era previsível, o rendimento da *PAT* é inferior ao da bomba, para as mesmas condições de funcionamento.

Todos os resultados numéricos obtidos para a bomba centrífuga em estudo, e a funcionar nos dois modos de operação, foram obtidos para um y^+ a variar entre 4 e 1000. No entanto, estes valores, mínimo e máximo, são referentes a duas ou três zonas das paredes em particular. A maior parte dos valores do parâmetro y^+ pertence ao intervalo de 30 a 300.

6. Conclusão

Uma vez que as observações e conclusões mais pertinentes foram referidas ao longo do presente trabalho, neste capítulo resume-se de uma forma sintetizada todo o encadeamento lógico e as várias conclusões particulares que influenciam as direcções de desenvolvimento do trabalho.

O caso de teste do difusor permitiu ver que em gradientes de pressão desfavoráveis o modelo de turbulência *Spalart-Allmaras* é o que apresenta melhores resultados. Nesse sentido, simulou-se a bomba centrífuga a funcionar em modo directo, com o referido modelo de turbulência. Não se obtiveram resultados com o $y^+ = 1$ para as simulações da bomba. Mas com o caso de teste do difusor foi possível vermos que, caso se tivessem feito essas simulações com o modelo *Spalart-Allmaras* para o $y^+ = 1$, os resultados da bomba seriam ainda melhores. Mas dada a complexidade da geometria, tal não foi possível de ser realizado. Ainda assim, os resultados que se conseguiram obter, por comparação com os valores obtidos experimentalmente, são bastante satisfatórios. O efeito de rotação (*swirl*) foi outro aspecto comum e que se verificou tanto no caso do difusor como no caso da bomba. No primeiro caso o efeito de rotação foi imposto na entrada do difusor, permitindo ver como o escoamento se comporta ao longo do mesmo. No caso da bomba o efeito de rotação verificou-se principalmente para pontos de carga parcial (como por exemplo para $Q=50$ l/s), em que o escoamento na flange de aspiração, próximo da pá guia, é fortemente afectado por este efeito. Isto é, para pontos em que a bomba está a operar bastante fora do seu ponto de funcionamento nominal (carga parcial), surgem efeitos de *swirl* associados à física do escoamento.

O pós-processamento de imagens e a análise em detalhe do escoamento no interior da bomba foi um aspecto muito importante. A figura 5.3.2, onde podemos visualizar uma zona de recirculação na secção por cima da língua da voluta, permitiu à empresa Efaflu - Bombas e Ventiladores S.A. actuar nessa área, desbastando um pouco do material da voluta. Esta intervenção experimental permitiu aumentar o caudal da bomba, segundo informações obtidas dos ensaios experimentais na empresa, em 5 %. Em aplicações industriais deste tipo, a conjugação da componente experimental com a componente computacional (*CFD*), ou outra ferramenta que permita visualizar o

6. Conclusão

escoamento no interior de qualquer turbomáquina é fundamental. O que anteriormente foi dito é uma prova disto mesmo. Identificou-se uma zona onde existe uma perda de energia associada à recirculação do fluido, para um ponto de sobrecarga da bomba, e foi possível fazer uma alteração física na bomba, de modo a melhorar o seu desempenho.

O estudo das bombas centrífugas a funcionarem em modo inverso (*PATs*) tem sido um assunto de grande interesse por parte dos investigadores. Em muitas pico-hídricas torna-se viável, em termos económicos, utilizar este tipo de bombas, que apresentem um bom desempenho nos dois modos de operação (bomba e turbina). Nesse sentido, fizeram-se simulações para a bomba a funcionar como turbina tendo por base as condições de fronteira com origem em três métodos analíticos (*Stepanoff*, *Williams* e *Chapallaz*). O método de *Stepanoff* foi o que apresentou melhores resultados para prever o ponto de funcionamento da bomba em modo inverso. Como a bomba centrífuga em estudo não foi projectada para funcionar como turbina é natural que existam muitas zonas de recirculação, diferentes das zonas de recirculação quando a bomba está a operar em modo directo, como podemos ver na figura 5.4. É possível melhorar o desempenho da *PAT* através de alterações geométricas com origem no conhecimento adquirido sobre o escoamento na *PAT*, algumas delas já referidas em detalhe.

6.1. Trabalhos futuros

Na sequência deste trabalho podem ser realizados alguns estudos futuros, pois a análise do escoamento de uma bomba centrífuga industrial nos dois modos de funcionamento pode ser ainda efectuada de forma mais detalhada. É um facto que a nível de aplicação industrial, eventualmente o que interessa é mais a análise geral da bomba, de forma a melhorar tanto quanto possível o seu desempenho. No entanto, para que se consiga isto, por vezes, é necessário fazer uma análise do escoamento mais exaustiva, de modo a que se consigam identificar as perdas em maior detalhe.

Neste sentido, e no seguimento deste trabalho poderia ser efectuado um cálculo não-estacionário utilizando o modelo *sliding mesh*, para as mesmas posições do rotor para as quais se realizou o cálculo estacionário (modelo do *frozen rotor*). Com o cálculo não-estacionário seria possível observar as flutuações de pressão na zona junto à língua da voluta, assim como outras não-estacionaridades que o cálculo estacionário não permite visualizar. O escoamento no interior de uma bomba centrífuga é fundamentalmente não-estacionário devido à interacção entre o rotor e a voluta.

Refinar a malha junto a todas as paredes sólidas da bomba, de modo a simular o escoamento com um modelo a baixo número de *Reynolds*, por exemplo o modelo

6. Conclusão

Spalart-Allmaras, para que se conseguisse obter o parâmetro $y^+ = 1$ seria algo de extraordinário. Nesse caso, os resultados obtidos seriam melhores do que os que se obtiveram com o modelo *Spalart-Allmaras*, usando funções de parede em todas as zonas onde a malha é demasiado grosseira. Contudo, para conseguir obter o parâmetro $y^+ = 1$ em todas as paredes da bomba não é tarefa fácil. Atendendo a que este parâmetro varia com a velocidade e a distância dos nós às paredes, que também não poderia ser a mesma em todo o domínio.

Como trabalho futuro ainda se poderiam fazer as alterações geométricas na malha da bomba descritas anteriormente, e verificar se melhorariam o seu desempenho a funcionar no modo inverso. Estas alterações geométricas passariam por aumentar o diâmetro da entrada do rotor e deslocar a pá guia para a esquerda, afastando-a do mesmo. E, eventualmente, arredondar o bordo de ataque das pás do rotor (em modo inverso), modificando assim o ângulo de ataque do fluido às pás, de forma a evitar possíveis zonas de recirculação do fluido para pontos fora do de projecto. Posteriormente, poderia traçar-se a curva característica da *PAT* (a altura manométrica e rendimento em função do caudal) antes e depois das referidas alterações geométricas, de modo a poder compará-las.

Bibliografía

- ANSYS FLUENT, I. (Ed.), 2006. Solver Settings - Introductory FLUENT Training.
- Asuaje, M., Bakir, F., Kouidri, S., Kenyery, F., Rey, R., 2005. Numerical modelization of the flow in centrifugal pump: Volute influence in velocity and pressure fields. *International Journal of Rotating Machinery* 3, 244–255.
- Blanco-Marigorta, E., Fernández-Francos, J., González-Pérez, J., Santolaria-Morros, C., 2000. Numerical flow simulation in a centrifugal pump with impeller-volute interaction. Em: *Proceedings of ASME 2000 Fluids Engineering Division Summer Meeting*. pp. 1–6.
- Bounous, O., 2008. Studies of the ercoftac conical diffuser with openfoam. Em: *Research report 2008:05*, Chalmers University of Technology.
- Clausen, P. D., Koh, S., Wood, D. H., 1993. Measurements of a swirling turbulent boundary layer developing in a conical diffuser. *Experimental Thermal and Fluid Science* 6, 39–48.
- Derakhshan, S., Nourbakhsh, A., 2007. Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds. *Experimental Thermal and Fluid Science* 32, 800–807.
- Derakhshan, S., Nourbakhsh, A., 2008. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation. *Experimental Thermal and Fluid Science* 32, 1620–1627.
- Ferziger, J. H., Peric, M., 2002. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer.
- FLUENT, 2006. *FLUENT 6.3 User's Guide*. Fluent Inc.
- Gülich, J. F., 2008. *Centrifugal Pumps*. Springer.
- González, J., Oro, J. M. F., Argüelles-Díaz, K. M., Santolaria, C., 2008. Flow analysis for a double suction centrifugal machine in the pump and turbine operation modes. *International Journal for Numerical Methods in Fluids* 61, 220–236.

Bibliografia

- Joshi, S., L.Holloway, A. G., Chang, L., Kojabadi, H. M., 2005. Development of a stand alone micro-hydro system using pump as turbine technology for low head sites in remote areas. 20th International Power System Conference, 1–7.
- Minggao, T., Yuan Shouqi, L. H., Yong, W., Kai, W., 2010. Numerical research on performance prediction for centrifugal pumps. Chinese Journal of Mechanical Engineering 23, 1–6.
- Pérez, J. G., 2000. Modelización numérica del flujo no estacionario en bombas centrífugas. efectos dinámicos de la interacción entre rodete y voluta. Tese Doutoramento, Universidad de Oviedo.
- Pérez, J. G., Morros, C. S., Gayo, J. L. P., Francos, J. F., Marigorta, E. B., 2003. Unsteady radial forces on the impeller of a centrifugal pump with radial gap variation. Em: Proceedings of the ASME FEDSM'03, 4th ASME, JSME Joint Fluids Engineering Conference. pp. 1–14.
- Páscoa, J. C., 2010. Comunicação pessoal.
- Ramos, H. M., Borga, A., Simão, M., 2009. New design solutions for low-power energy production in water pipe systems. Water Science and Engineering 2, 69–84.
- Rawal, S., Kshirsagar, J. T., 2007. Numerical simulation on a pump operating in a turbine mode. Proceedings of the Twenty-third International Pump Users Symposium, 1–7.
- Ricardo, M., Viana, A. N. C., 2004. Análise comparativa de metodologias para seleção de bombas funcionando como turbina - uma abordagem teórica. Artigos Técnicos - CERPCH Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas (Brasil), 19–23.
- Simão, M., Ramos, H. M., 2010. Hydrodynamic and performance of low power turbines: conception, modelling and experimental tests. International Journal of Energy and Environment 1, 431–444.
- Spence, R., Amaral-Teixeira, J., 2008. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests. Computers & Fluids 37, 690–704.
- Spence, R., Teixeira, J. A., 2008. A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump. Computers & Fluids 38, 1243–1257.

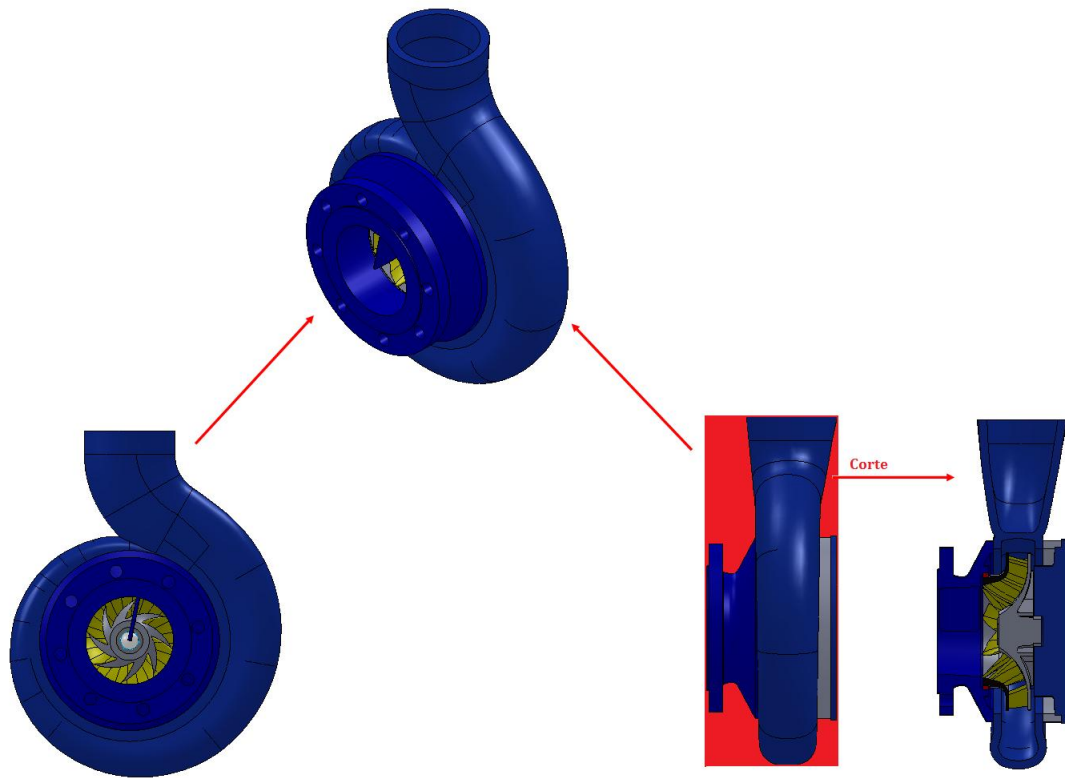
Bibliografia

- Versteeg, H. K., Malalasekera, W., 1995. An introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method. Longman Scientific & Technical.
- Williams, A., Rodrigues, A., 2008. The performance of centrifugal pumps as turbines and influence of pump geometry. *Hydroenergia* 2008, 1–8.
- Williams, A. A., Smith, N. P. A., Bird, C., Howard, M., 1998. Pumps as turbines and induction motors as generators for energy recovery in water supply systems. *CIWEM's Water and Environment Journal*, 1–4.
- Williams, D. A. A., 1996. Pumps as turbines for low cost micro-hydro power. *World Renewable Energy Congress*, 1–8.

A. Geometria da bomba centrífuga em CAD

A. Geometria da bomba centrífuga em CAD

Figura A.1.1.: Geometria em CAD da bomba centrífuga NNJ 125-250.



B. Curva característica da bomba centrífuga

B. Curva característica da bomba centrífuga

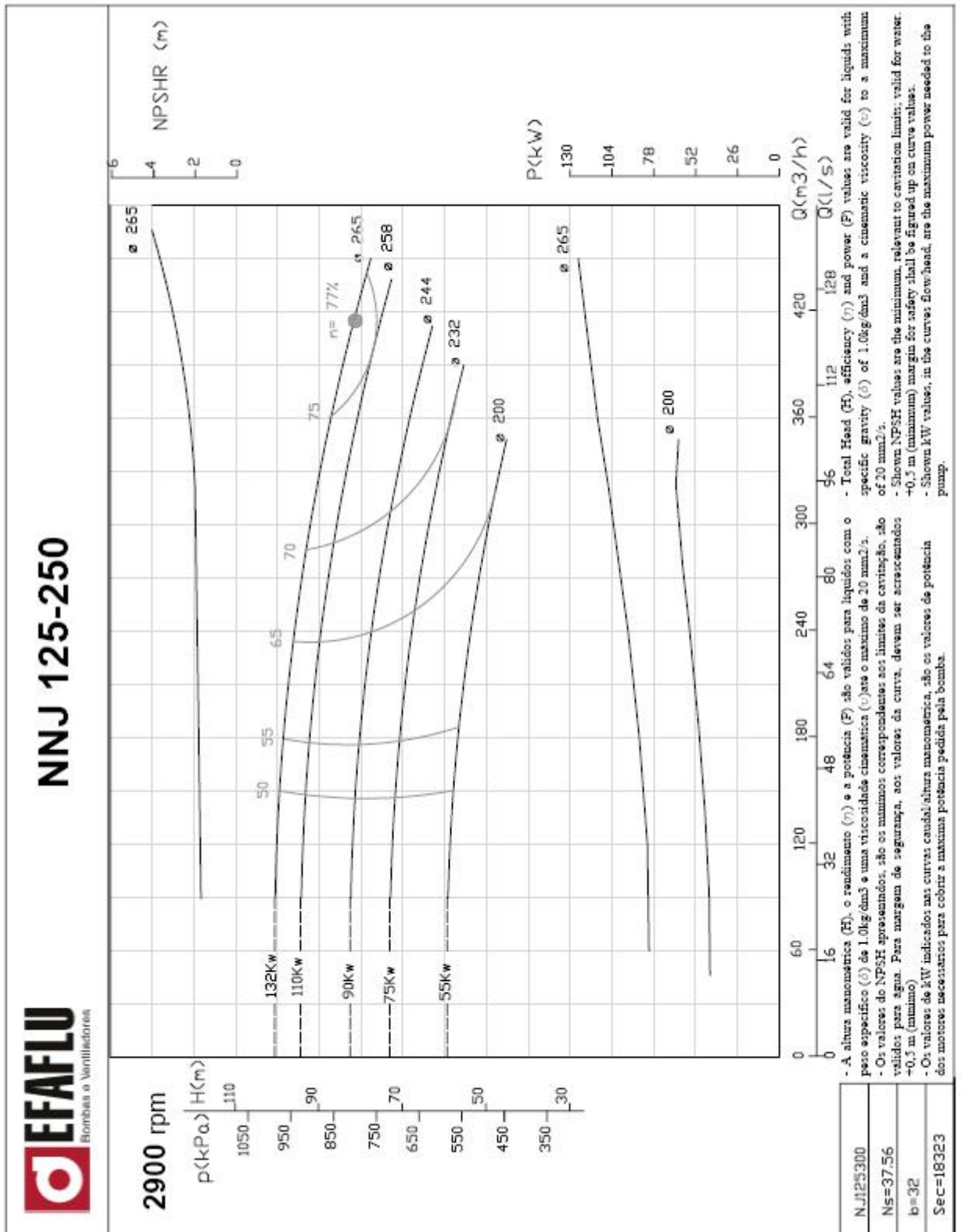


Figura B.1.1.: Curva característica da bomba NNJ 125-250.

C. Curvas das razões de velocidades
para as secções 60, 100, 250 e 330
do difusor

C. Curvas das razões de velocidades para as secções 60, 100, 250 e 330 do difusor

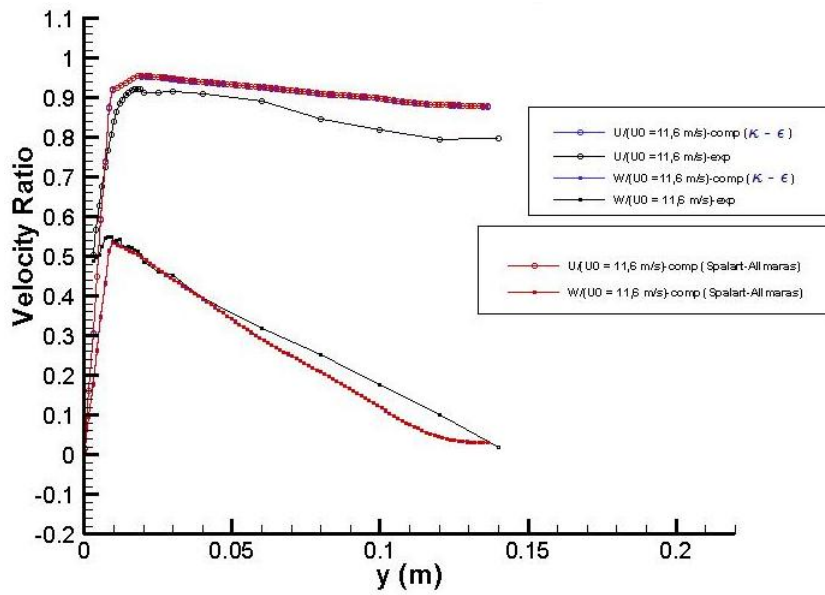


Figura C.1.1.: Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e *Spalart-Allmaras* para o Re de ensaio (secção 60).

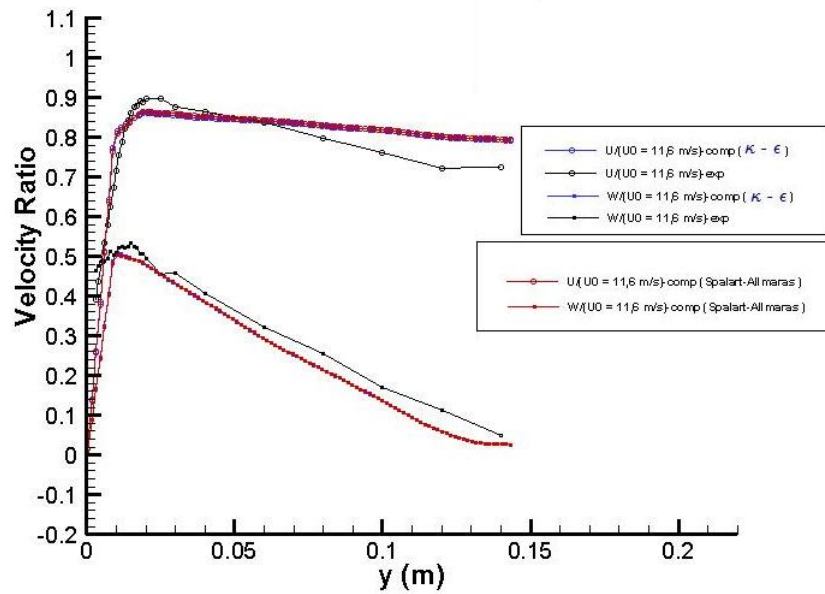


Figura C.1.2.: Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e *Spalart-Allmaras* para Re de ensaio (secção 100).

C. Curvas das razões de velocidades para as secções 60, 100, 250 e 330 do difusor

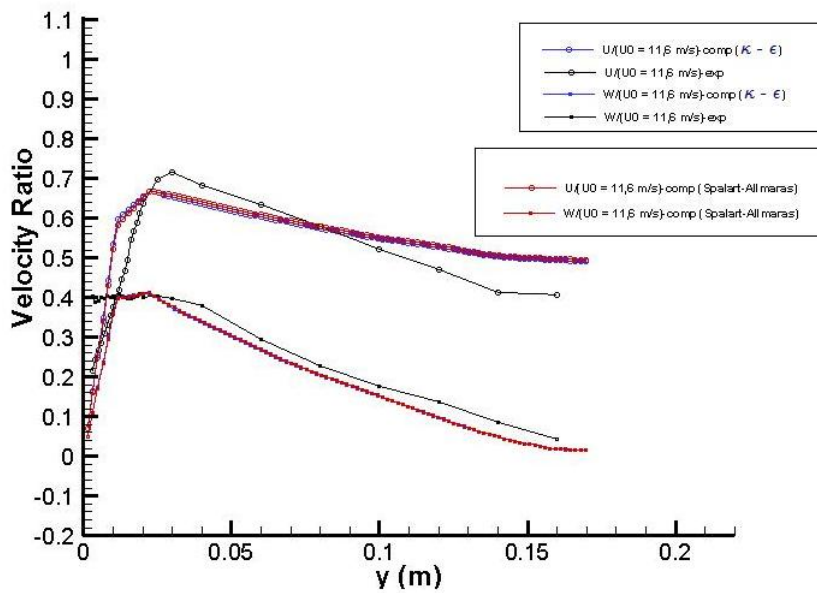


Figura C.1.3.: Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e *Spalart-Allmaras* para o Re de ensaio (secção 250).

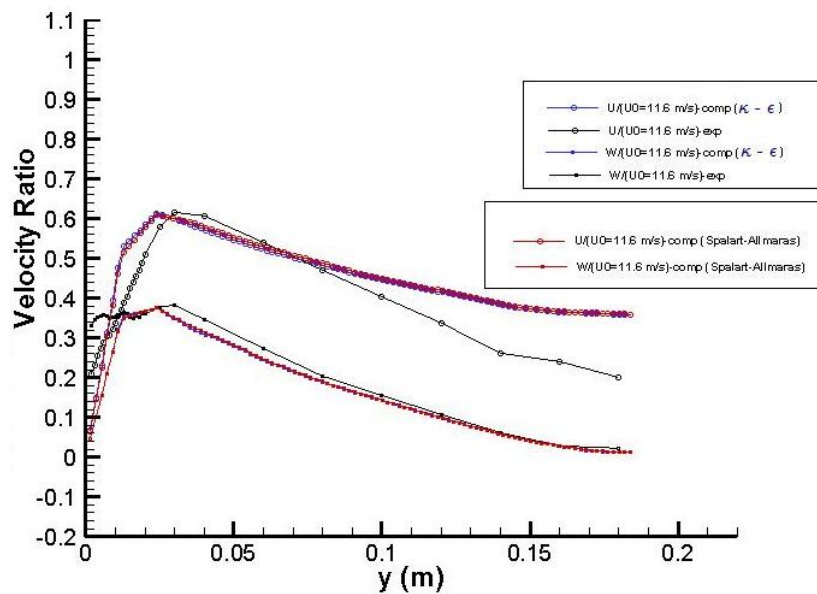


Figura C.1.4.: Curvas das razões de velocidades axial, $\frac{U}{U_0}$, e tangencial, $\frac{W}{U_0}$, obtidas usando os modelos de turbulência $\kappa - \epsilon$ e *Spalart-Allmaras* para o Re de ensaio (secção 330).

D. Metodologia de construção do caso de teste para simulação numérica da bomba centrífuga

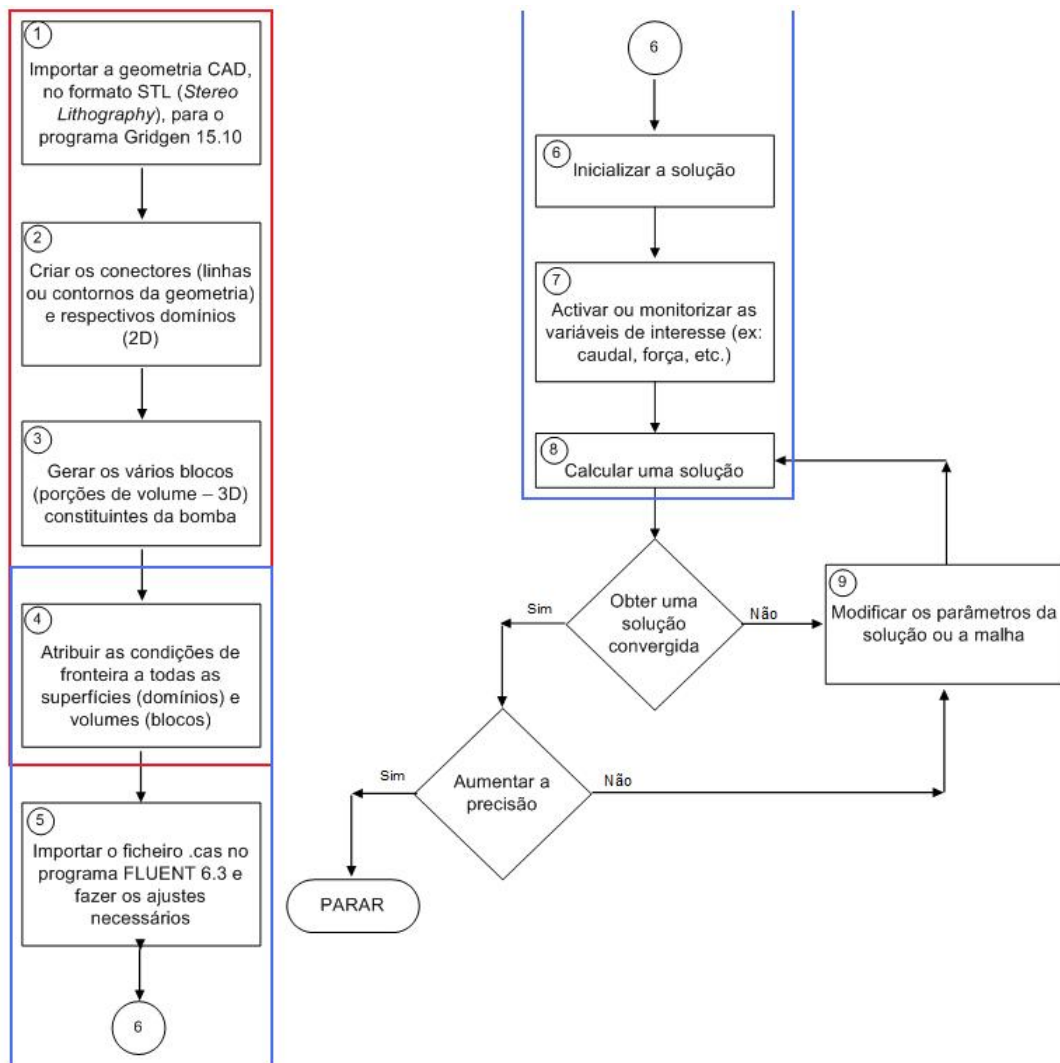


Figura D.1.1.: Fluxograma geral que representa as várias etapas para a construção da malha da bomba centrífuga e respectiva simulação numérica. O rectângulo a vermelho diz respeito às etapas que correspondem à construção da malha. O rectângulo a azul corresponde à fase da simulação numérica.

D. Metodologia de construção do caso de teste para simulação numérica da bomba centrífuga

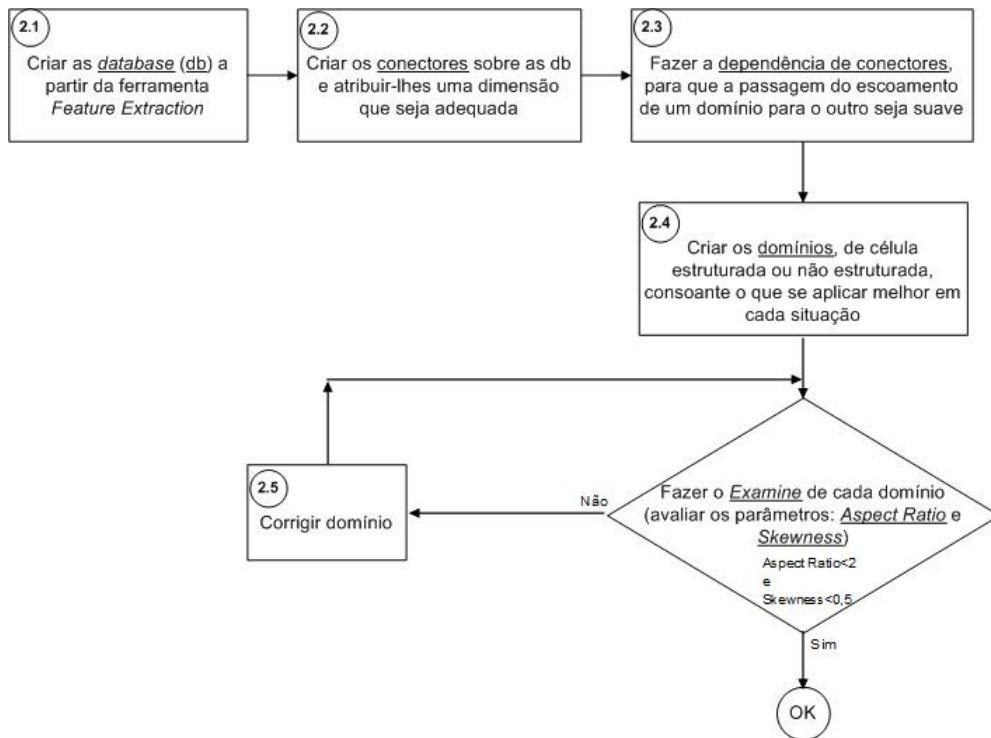


Figura D.1.2.: Vários passos que fazem parte da etapa 2 do fluxograma geral.

D. Metodologia de construção do caso de teste para simulação numérica da bomba centrífuga

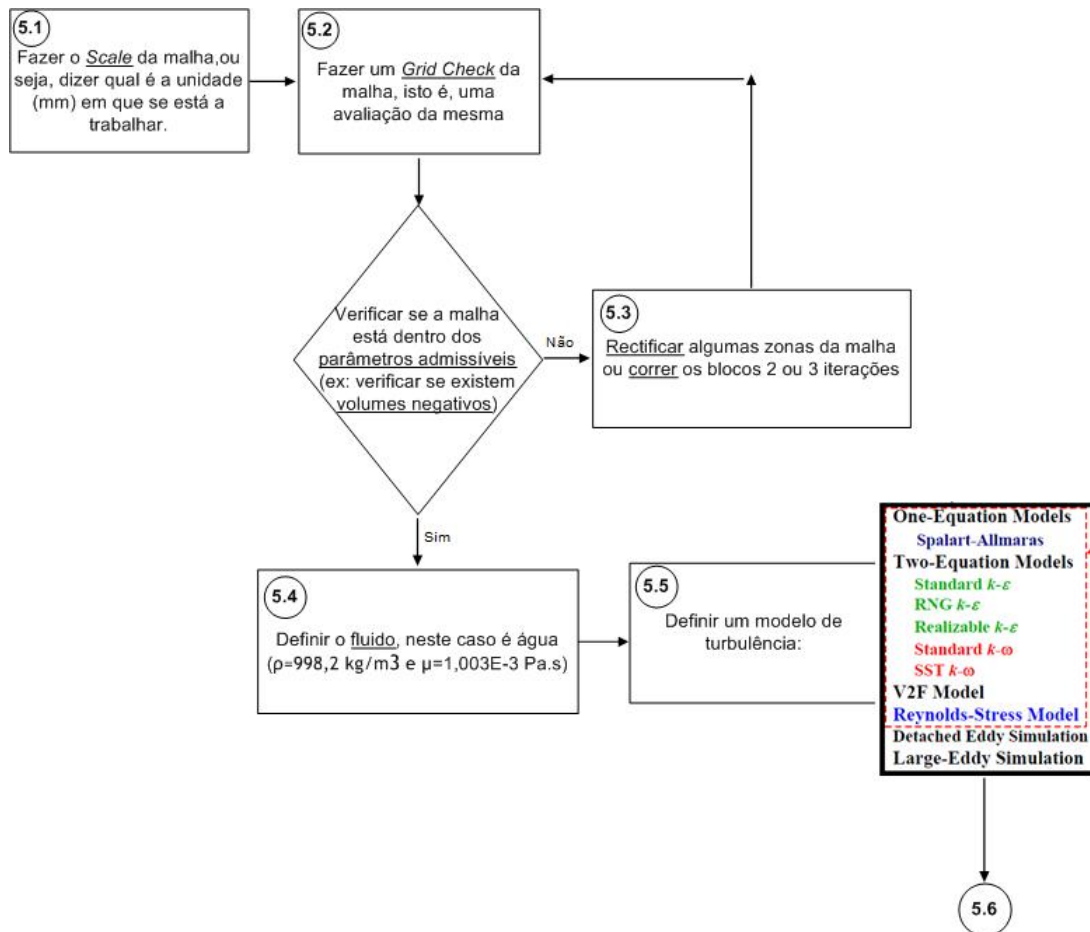


Figura D.1.3.: Vários passos que fazem parte da etapa 5 do fluxograma geral.

D. Metodologia de construção do caso de teste para simulação numérica da bomba centrífuga

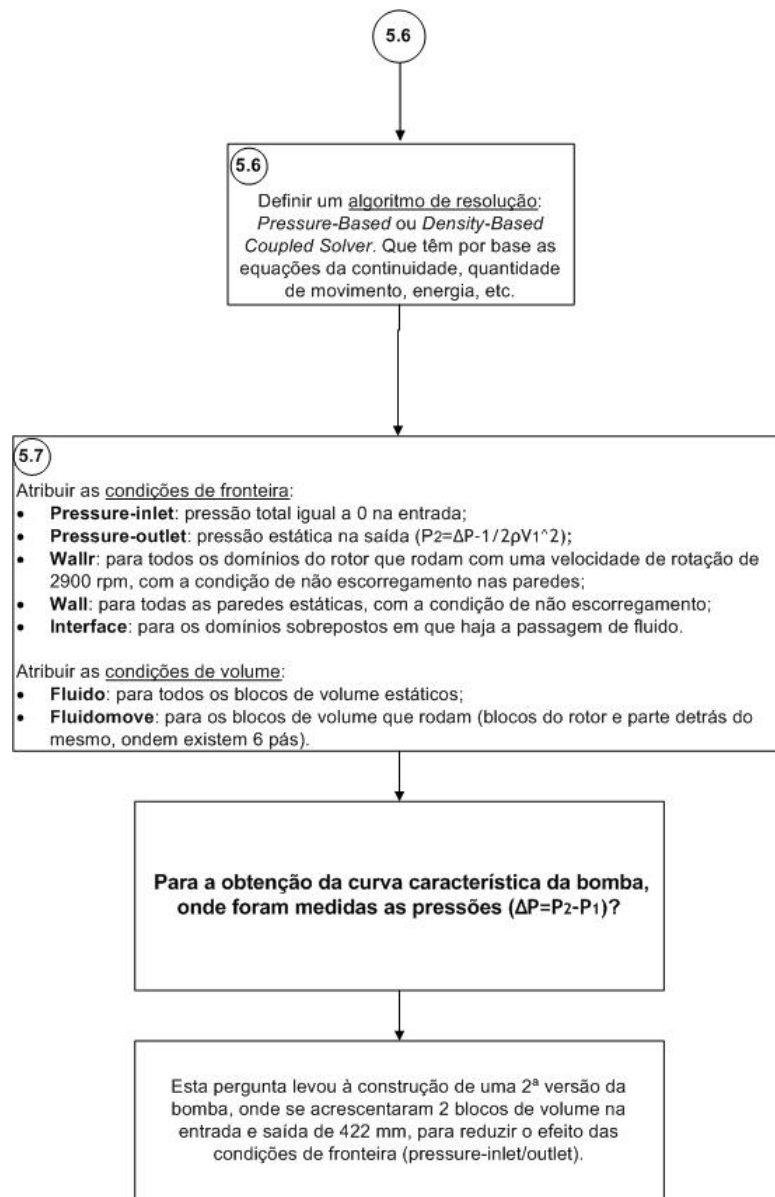


Figura D.1.4.: Continuação dos passos que fazem parte da etapa 5 do fluxograma geral.

E. Dados referentes aos gráficos das
figuras 5.3.3 e 5.3.4

E. Dados referentes aos gráficos das figuras 5.3.3 e 5.3.4

Tabela E.1.: Dados dos grupos adimensionais da altura, ψ , da potência, π , do parâmetro de caudal, ϕ , do rendimento, η , do binário, M , e do caudal, Q , referentes aos gráficos das figuras 5.3.3 e 5.3.4.

Q [l/s]	92,98	114,7	123,33	128,06
H_{CFD} [m]	84,6	79,8	77,2	75,2
H_{exp} [m]	87,5	84,1	81,3	78,8
M [N.m]	328,72	367,82	389,48	390,52
ψ_{CFD}	5,059	4,772	4,616	4,497
ψ_{exp}	5,232	5,029	4,862	4,712
π_{CFD}	0,678	0,758	0,803	0,805
π_{exp}	0,747	0,791	0,816	0,838
ϕ	0,103	0,128	0,137	0,142
η_{CFD}	0,772	0,802	0,788	0,795

F. Trabalho publicado

- Fábio J. Silva, José C. Páscoa, João S. Pinheiro e Daniel J. Martins, 2010. Turbulent Flow Structure Computation Inside a Pump - PAT Using an Industrial Benchmark Test Case. V European Conference on Computational Fluid Dynamics, Paper N^o 1521, 1-12. ISBN: 978-989-96778-1-4

TURBULENT FLOWSTRUCTURE COMPUTATION INSIDE A PUMP-PAT USING AN INDUSTRIAL BENCHMARK TEST CASE

Fábio J. Silva[†], José C. Páscoa^{†1}, João S. Pinheiro^{††} and Daniel J. Martins^{††}

[†]University of Beira Interior,
Electromechanical Engineering Department
R. Mq.s DÁvila e Bolama, 6201-001 Covilhã, Portugal
e-mail: fabio_jas@hotmail.com, pascoa@ubi.pt

^{††}EFAFLU Bombas e Ventiladores S.A.
R. S. Brás, 269, Apartado 23, 4494-909 Póvoa do Varzim, Portugal
e-mail: spinheiro@efafllu.pt, dmartins@efafllu.pt

Key words: Centrifugal Pump, Impeller, Turbulence Modeling, Spalart-Allmaras, PAT

Abstract. *The complexity of any study on the flow in a centrifugal impeller is obvious and has stirred the research work over the last decades. Many studies have been carried out, but even nowadays some flow occurrences are still under study and far from being fully understood. The paper shows results for the numerical simulation of the three-dimensional fluid flow inside a centrifugal pump. A turbulent RANS computation is performed using Spalart-Allmaras turbulence model. The simulation has been made with a frozen rotor approach in order to take into account the impeller-volute interaction. Using this approach we are able to simulate the flow in the blade passage, in front of the tongue, and the overall turbomachine flow field. Results are also given for five different flow rates. A detailed analysis on the flow structure inside the pump is performed for design and two off-design conditions. For these numerical computations we perform a comprehensive examination of the loss distribution using the computed values for stagnation pressure loss. Evidence of recirculating regions is detected by computing the streamlines on a characteristic plane. An unconventional application of the pump is computed for the Pump-As-Turbine (PAT). Data is presented for the changes in the flow structure, by comparison between the pump running in direct (pump) and in reverse (turbine) modes. The data thus obtained allow an analysis of the main phenomena occurring in these two distinctive working modes. With the presented computations we were able to define the fidelity of a full CFD pump computation, by using an industrial pump as a benchmark test case.*

¹Corresponding Author.

1 INTRODUCTION

The flow inside a turbomachine is highly complex due mainly to the 3D flow structures involving turbulence, secondary flows, cavitation and unsteadiness. Traditional design approaches for centrifugal pumps were based on empirical correlations, a combination of model testing and engineering inspired experience. This has conducted, over the years, to the design of centrifugal pumps with remarkable performance trends see, e. g., Efaflu - Bombas e Ventiladores S.A. industrial pump series¹. However, present day design practices demand for a detailed understanding of the internal flow for design, and off-design, operating conditions. In this regard Computational Fluid Dynamics (CFD) started to play a key role for the prediction of the flow through pumps, and turbines, having successfully contributed to the enhancement of their design².

A growing availability of computer power, and a progress in accuracy of numerical methods, brought turbomachinery CFD methods from pure research work, into the competitive industrial markets^{3, 4}. In late 90's numerical codes started to evolve, from a pure inviscid physical model assumption, into realistic viscous turbulent models. Due to the high computer power involved these later models were only applied to study 2D, or quasi-3D, simplified isolated components of the pumps⁵, e. g., impeller, volute and guide vanes. In recent years the ability to perform full 3D computations for the global pump geometry become feasible⁶. Yet, we must bear in mind that, for a useful and correct interpretation of the CFD computed flow fields; the designer must have a deep knowledge on the physical basis underlying the flow inside turbomachinery. For features of detail, such as the wear-ring seals, a coupled analytical–numerical approach is used⁷. Moreover, due to the empirical nature of turbulence models applied in these computations, it is of paramount importance to compare the computed results with experimental testing in order to achieve good pump designs⁸.

With the aim of using CFD to model pump flows we usually apply three different approaches; frozen-rotor, mixing-plane, and pure unsteady computation. The most demanding, in what regards to computer power, is the unsteady flow computation approach. In the frozen-rotor approach we perform a quasi-steady computation of the flow. In this approach the impeller grid is frozen in time, which makes it most accurate to compute axial flow pumps. The mixing-plane approach performs an averaging of the flux variables between the planes defining the stator and rotor fluids, this allows to take into account unsteady effects in an approximate way, both for centrifugal and axial impellers. Actually, and for axial impellers, it allows us to model the rotor as comprising only one blade passage. This can substantially reduce the grid node count, and therefore allows a faster computation. In the unsteady approach the rotor and stator meshes are allowed to slide, in the continuity faces, between static and moving fluid. For this case a full converged solution must be obtained in each time-step, and the time-step must be sufficiently small to achieve a good resolution of the unsteady frequencies.

To set-up a full computation of a centrifugal pump we usually resort to a frozen-rotor

or to an unsteady computation, as for this class of problems the mixing plane assumption results in convergence problems. This is due to the small gap between rotor and stator in the pump tongue zone. Yet, it is advisable to use the mixing plane model in cases where the gap is enough to sustain a good convergence of the numerical code, as is the case for high volute-rotor ratios. For the present computations we have applied a frozen-rotor approach due to the existence of a small gap between rotor and tongue.

A key factor that undermines the expansion of CFD pump design, namely for routine industrial computations, is related to turbulence modeling. Computation of turbulent flow inside hydraulic pumps can, at present day, only be routinely performed by solving the RANS equations. By time averaging the equations we must define a model to compute the Reynolds stresses. Instead of solving for the Reynolds stresses the usual practice is to implement an eddy viscosity model. In order to compute the eddy viscosity diverse turbulence models have been developed and applied, namely $k - \epsilon$, $k - \omega$ and Spalart-Allmaras among others. All these models are available in the Fluent commercial code. In our present work we have applied $k - \epsilon$ and Spalart-Allmaras turbulence models, however we will only present results for the Spalart-Allmaras. This model resulted in more accurate prediction of pump flow when compared with results obtained from experimental testing. Some of the methods can not be used to integrate the governing equations up to the wall. These are usually referred as high-Re turbulence models, as is the case of $k - \epsilon$. Conversely Spalart-Allmaras is a low-Re turbulence closure and it can be used to compute wall bounded flows, but this implies that the near-wall mesh must have a high node density. This increased computing burden would turn out the full pump computation almost impossible, except on supercomputers, thus bearing an unattainable cost for daily pump design practice. To overcome this problem we have applied standard wall functions, in order to achieve the computation with lower computational costs. Albeit this, several pump meshes need to be generated in order to achieve an y^+ between 30 and 300, in order to ensure that we are under the range of applicability of wall functions.

In the present paper a high performance centrifugal pump, from Efaflu - Bombas e Ventiladores S.A.¹, will be analyzed as an industrial benchmark test case. Many of the true 3D computations usually presented in the open literature are for simplified geometries. A vast majority comprises rotors with non-curved blades and, indeed, authors also clean up some of the geometric details. In our approach all the pump details will be modeled, thus bearing a considerable challenge on mesh generation and on an adequate definition of the interface planes. In Section 2 we describe the test case including their experimental results; in Section 3 a complete description of the numerical results obtained for the design and two off-design points is also presented, furthermore results are also presented for the pump working in reverse turbine mode. Finally, in Section 4, conclusions are drawn from a detailed analysis of the results.

2 CENTRIFUGAL PUMP BENCHMARK TEST CASE

Herein we will describe the pump geometry and the numerical model used to compute the flow. In order to fully describe the test case we present details of the experimental pump testing facility at Efaflu - Bombas e Ventiladores S. A..

2.1 Geometry and grid for the NNJ 125-250 centrifugal pump

An accurate definition of the geometry is of primary importance to achieve a precise numerical modeling of the pump. In the present work this was certified by the creation of the mesh using a 3D CAD file from the manufacturer.

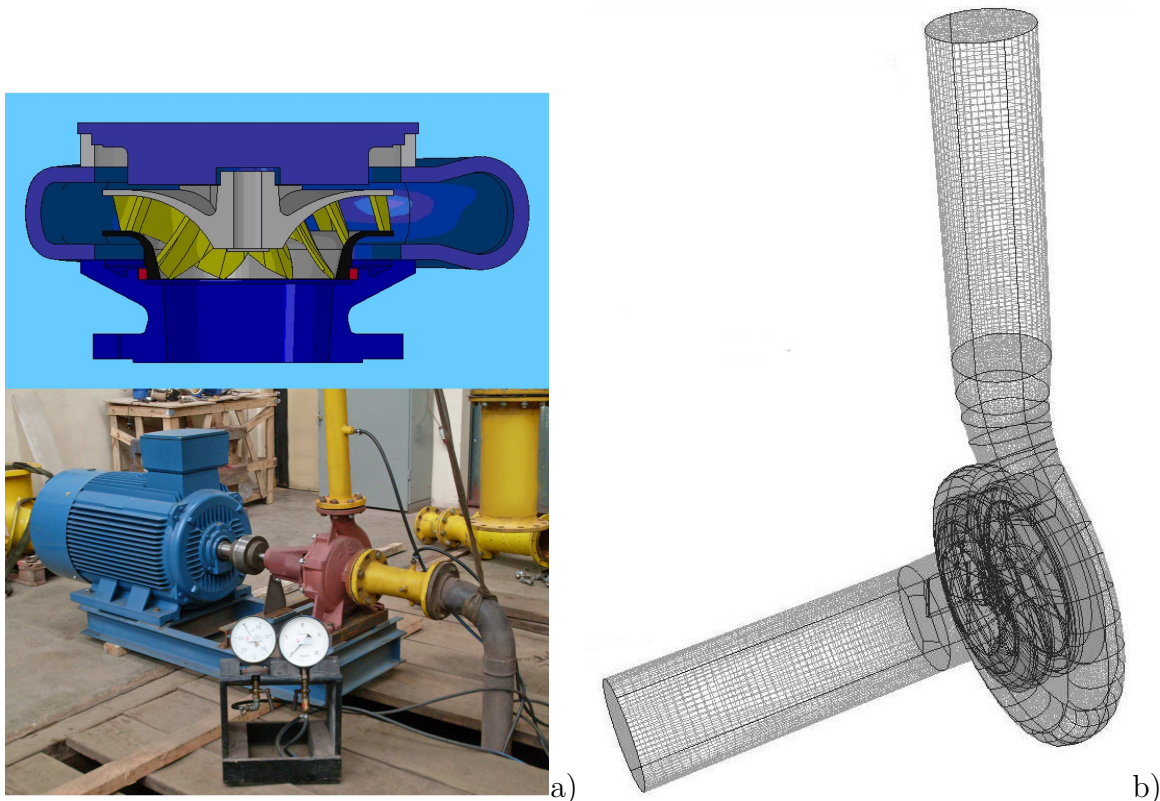


Figure 1: NNJ 125-250 130 kW centrifugal pump: a) Sectional view of the pump and partial view of the experimental facility, typical measurements are for flowrate and manometric pressure at pump inlet and outlet. b) The corresponding computational mesh used to perform the computations with 2 134 777 volumes.

The pump to be modeled is from NNJ series, it is an extremely complex geometry as can be seen in Fig.1-a), who depicts a sectional view of the pump. Flow enters from the image bottom and evolves in the centrifugal rotor exiting in radial direction on the casing volute. Figure 1-a) also presents an overall view of the experimental testing facility at Efaflu - Bombas e Ventiladores S. A. A typical normalized procedure is conducted in order

Table 1: Definition of the several geometrical grid blocks, imposed boundary conditions and numerical model.

Parameter	Numerical grid
Domain of simulation	Block A + Block B + Block C (impeller – 8 blade passages) + Block D + Block E + Block F + Block G + Block H + Block I + Block J (volute casing) + Block K + Block L
Extended inlet duct grid	Unstructured 135 129 cells (tet + pyr)
Extended outlet duct grid	Unstructured 87 461 cells (tet + pyr)
Impeller grid	Unstructured 881 138 cells (tet + pyr)
Volute casing grid	Unstructured 407 017 cells (tet + pyr)
Block D	Structured 9 555 cells
Boundary conditions and numerical methods	
Inlet	Total pressure = 0 Pa
Outlet	Gauge pressure = 735 671.5 Pa
Interface impeller/volute	Frozen Rotor
Turbulence model	Spalart-Allmaras
Spatial discretization	Second order

to obtain the experimental characteristic curves for the pump. In Fig.1-b) we can see the grid generated to perform the numerical computations, this comprises 2 134 777 volumes.

The shrouded rotor, with a nominal diameter of 265 mm, is composed by 8 blades. The complexity of the geometry is further increased by 6 additional vanes facing the rotor from backwards. These were also modeled and can be seen in Fig.2-c). The suction side includes a guiding vane visible in Fig.2-a), thus reducing inlet swirl. The inlet suction pipe section has a diameter of 148.50 mm that becomes 125 mm at the pressure section. More details on the geometry and pump data are available from ref.1, see also manufacturer catalogues at <http://www.efafu.pt>.

In order to obtain a good mesh quality we have performed detailed aspect-ratio and equi-angle adjustments on mesh domain node distribution. Finally, the grid is composed by 12 geometrical blocks, see Tab.1. Some of the most important blocks are visible in Fig.2. For each of the blocks we construct interfaces that allow the transfer of cinematic variables between the bordering fluid blocks. Besides the geometrical blocks we also define two fluid blocks, these comprise the stationary and rotating fluid. A rotating fluid block is defined in the rotor and a second rotating fluid block is also defined for the rotor backward vanes. The remaining fluid is considered in a stationary reference frame.

2.2 Numerical model

The numerical model is implemented using FLUENT 6.3 commercial code. We model the flow by computing the Reynolds Averaged Navier-Stokes equations for 3D, including the centrifugal force effects in rotor. We consider incompressible flow and march to steady state using a pseudo-unsteady approach. Currently we have performed computations

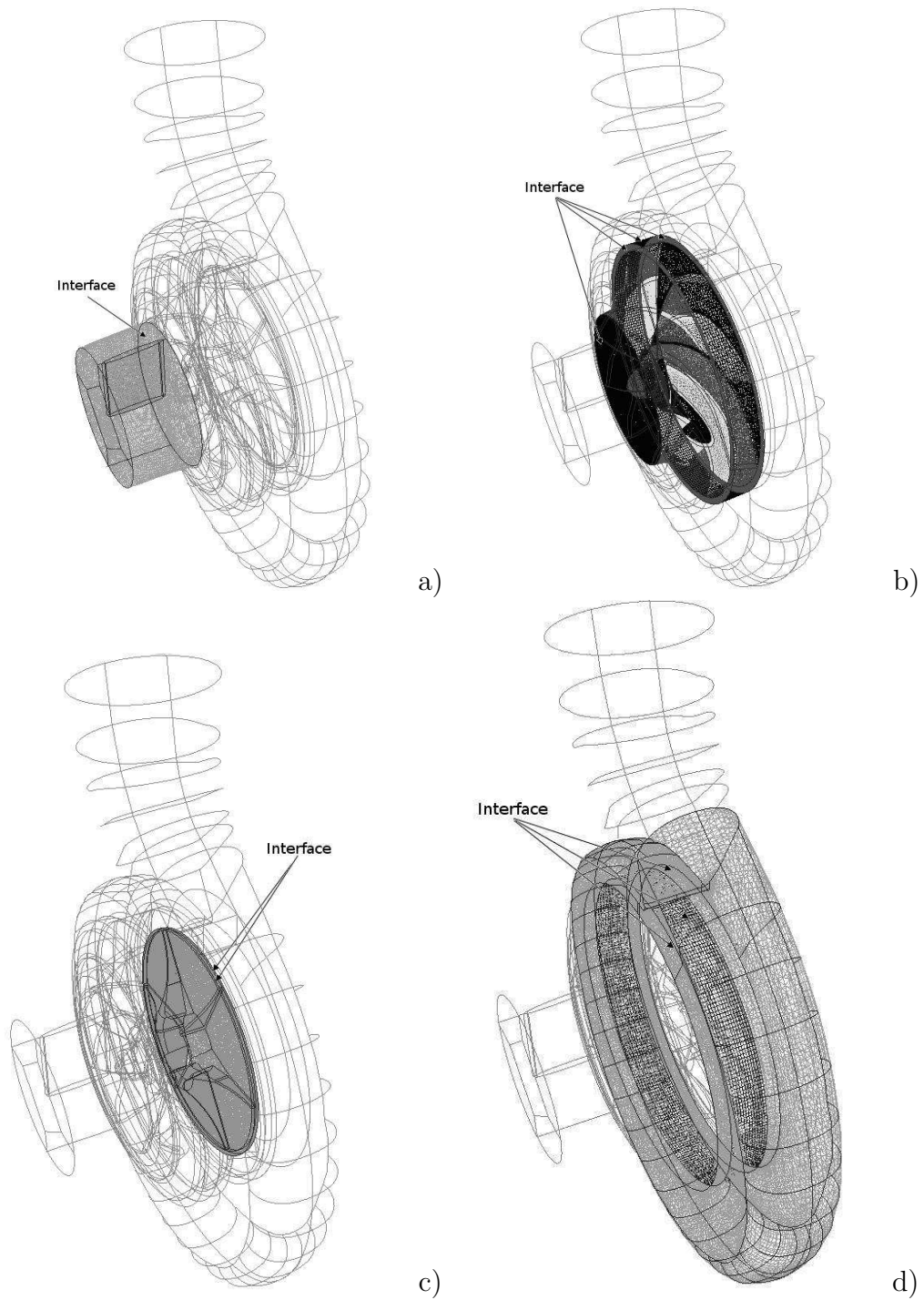


Figure 2: Details of the grid block assembly for the centrifugal pump: a) Inlet guide vane block between suction block and rotor block. b) Rotor block comprising a pure unstructured grid due to the geometry complexity. c) Moving fluid block associated to the back-rotor vanes. d) Volute casing block defined in a stationary reference frame.

using the $k - \epsilon$ and Spalart-Allmaras turbulence models, but we will only present the best available results using Spalart-Allmaras. Albeit this is a low-Re turbulence model we apply standard wall functions in order to reduce computing load. Second-order precision in space is selected to obtain the final results, although for increased convergence we started computations using a first-order discretization. A finite-volume discretization using PISO algorithm for pressure-velocity coupling was used to obtain the solution. In order to achieve convergence, in particular due to the high complexity of the mesh, a coupled solution method for the system of equations was retained. All the results presented in this work have been obtained using a frozen-rotor approach, mainly because the convergence of mixing-plane results was impossible to obtain, as expected, in view of the high volute-rotor radius ratio.

In the current literature different type of boundary conditions are considered for the computation of pump flows^{9, 10}. Most of the present results available in the literature apply a mixed type condition, using static pressure at outlet and mass flow at inlet. It is usually referred that this is the most robust condition to apply in order to achieve convergence. However, it is this author's opinion that a more natural condition could be applied, and convergence attained, if an adequate definition of the grid is performed. This turn out to be the case of the results presented in the present work, we have thus imposed a stagnation pressure at inlet and static pressure at outlet. The inlet stagnation pressure can be referred to pressure head $\Delta P = P_2 - P_1$. The moving reference frame was applied to the rotating fluid; all the results were obtained for a nominal pump rotation of 2900 rpm.

3 RESULTS FOR THE FLOW ON THE CENTRIFUGAL PUMP

This section will describe the results obtained for the centrifugal pump under study. Results will provide a description of the flow field for design and off-design conditions.

3.1 Analysis of the flow on the pump

Herein we present results for the analysis of the flow in the centrifugal pump for design and off-design conditions. Figure 3 presents a comparison between experimental and numerical results at the design point (around 122.07 l/s) and also for values ranging from 99.42 to 130.20 liters per second. The experimental results were obtained in the experimental facilities depicted in Fig1-a). Experimental results present a relative error below 2%. The numerical results present values, consistently, below the experimental curve. This behavior, around 5%, is to be expected as we are computing the flow using a frozen rotor model. These results would present diverse values as we froze the rotor in different rotating positions. Actually, we have already performed preliminary computations that suggest that the values will increase for other relative rotating positions between the blade and impeller.

Figure 4 gives an insight on how the flow structure inside the pump is changing for

off-design conditions. In this figure we can check how the static pressure is evolving in the volute casing. A more detailed analysis can be performed by looking at the streamline pattern for the two off-design points, see Fig.5. It is interesting to observe the occurrence of a recirculating bubble for the case of $1.07Q_n$. This is not observed in the computations obtained for part load.

Numerical			Experimental	
Q [l/s]	ΔP [Pa]	H [m]	ΔP [Pa]	H [m]
99.42	817 250.7	83.3	873 090.0	89.0
114.70	782 738.4	79.8	825 000.0	84.1
122.07	760 636.7	77.5	810 000.0	82.7
128.06	738 152.6	75.2	787 500.0	80.3
130.20	729 105.4	74.3	781 250.0	79.6

Figure 3: Comparison between the experimental results and the results obtained with the numerical model. Static pressure values are presented for range three working conditions.

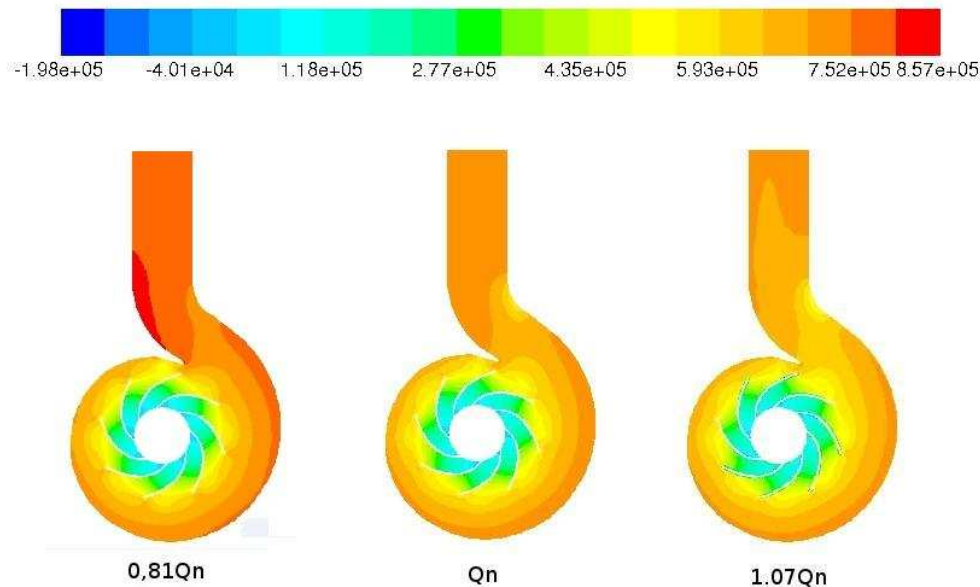
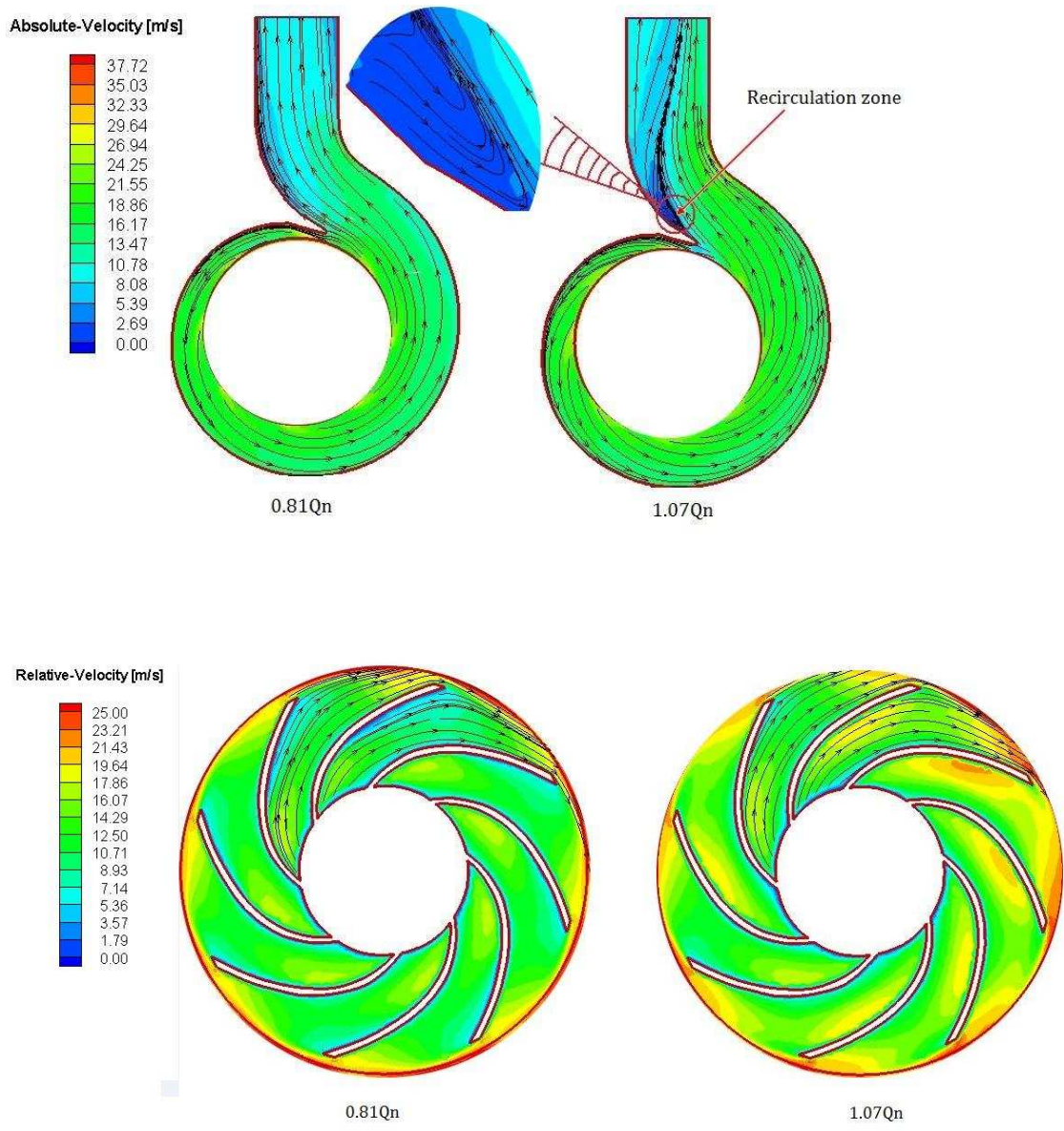


Figure 4: Changes in the flow structure due to off-design conditions, here $Q_n \cong 122$ l/s for this pump. The results were obtained for a section at mid rotor height.



a)

b)

Figure 5: Streamlines inside the pump for a section at mid rotor height: a) flow in the volute casing with a detailed view of a recirculating bubble. b) Flow in the rotor with the velocities represented in the relative frame of reference.

3.2 Running the pump as turbine

Centrifugal pumps have been proposed in the literature to operate in reverse mode¹¹. The operating characteristics were usually obtained with empirical correlations or through experimental testing. By running our numerical model in these operating conditions we can use it as a computational laboratory to study the performance of pumps operating as turbines.

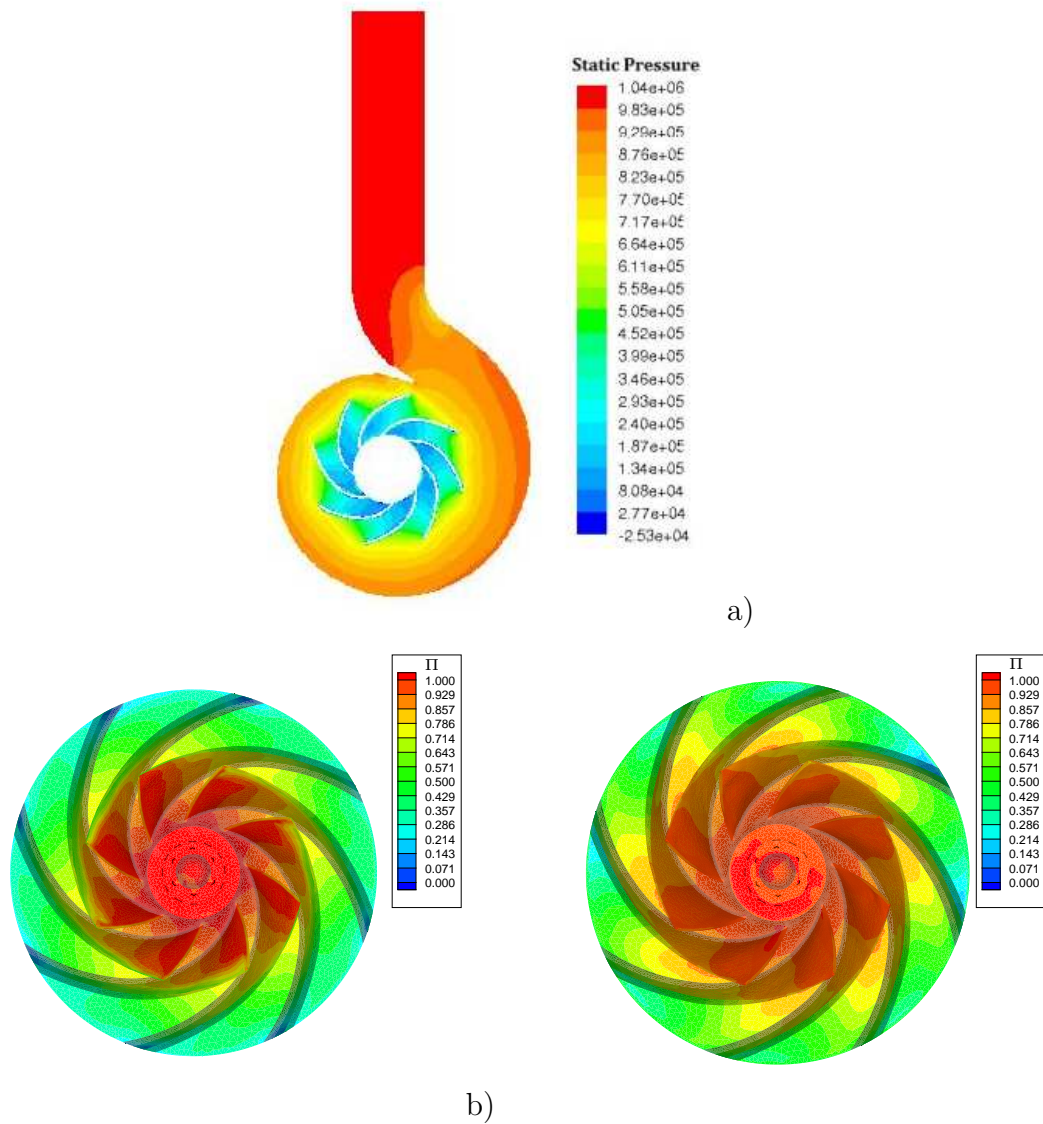


Figure 6: Results obtained for the pump-as-turbine: a) static pressure distribution in turbine mode for a section at mid rotor height. b) Stagnation pressure loss when operating in pump mode at nominal conditions. c) Stagnation pressure loss when operating in pump-as-turbine for the turbine nominal conditions. Values are normalized by rotor inlet stagnation pressure $\Pi = 1 - \frac{P_{tot}}{P_{tot.in}}$.

Some preliminary results were obtained by extrapolating the nominal design point, as a pump, to the nominal design point as a turbine, see Fig.6. Applying Williams correlations we obtained the pressure ratio between inlet (pressure side in pump mode) and outlet (suction side in pump mode). This algebraic correlations can be applied to predict the operating conditions in turbine mode by introducing the maximum efficiency of the pump (in the present computations we have assumed $\eta_{max} = 77\%$);

$$Q_t = \frac{Q_{BEP}}{\eta_{max}^{0.8}} = 151.61l/s,$$

$$H_t = \frac{H_{BEP}}{\eta_{max}^{1.2}} = 112.2meters.$$

We are only required to change static pressure ratio and rotating direction for the pump to me modeled as turbine. The results obtained using our CFD model for turbine mode of operation were $Q = 145.5l/s$ and $H = 113.8$ m (1 116 960.2 Pa). It is interesting to note that operation in pump mode results in quite different pattern of losses, as can be seen in Fig.6-b) and -c).

4 CONCLUSIONS

The paper describes an attempt to model an industrial centrifugal pump as a benchmark test case. One of the main targets achieved was to obtain a computation using a second order spatial discretization for such an intricate geometry as the one presented by this centrifugal pump.

The numerical grid was careful prepared in order to mimic the real geometry. Numerical results were compared with the experiments and the discrepancies are within the expected for a frozen rotor computation. For two off-design working conditions we provide a detailed view of the changes in flow structure, both in terms of pressure distribution and streamline pattern. A detailed description of stagnation pressure losses was presented for the rotor walls. Finally, we have presented results for the operation of the pump in reverse mode. The operation of pump as turbine allows one to obtain a working turbine, for diverse ranges of operation, at a fraction of the economic cost of designing a turbine from scratch.

Acknowledgements

The present work was partial supported by FCT-Research Unit No. 151.

REFERENCES

- [1] Efaflu, Industry - Serie NNJ/NNJM/E-NM - Normalized Pumps, *Efaflu-Bombas e Ventiladores S.A.* (2009).
- [2] D. Croba, J. L. Kueny, Numerical calculation of 2D, unsteady flow in centrifugal pumps: impeller and volute interaction, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, **22** 467–481 (1996).

- [3] J. C. Páscoa, A. C. Mendes, L. M. C. Gato, R. Elder, Aerodynamic design of turbomachinery cascades using an enhanced time-marching finite volume method, *Journal of Computer Modeling in Engineering & Sciences*, **6**(6) 537–546 (2004).
- [4] J. C. Páscoa, A. C. Mendes, L. M. C. Gato, A fast iterative inverse method for turbomachinery blade design, *Mechanics Research Communications*, **36**(5) 537–546 (2009).
- [5] R. A. Van den Braembussche, Flow and loss mechanisms in volutes of centrifugal pumps, *Design and Analysis of High Speed Pumps*, RTO-EN-AVT-143, France, Paper 12 12.1–12.26 (2006).
- [6] S. Kaewnai, M. Chamaoot, S. Wongwises, Predicting performance of radial flow type impeller of centrifugal pump using CFD, *Journal of Mechanical Science and Technology*, **23** 1620–1627 (2009).
- [7] T. W. Ha, A. S. Lee, A modeling of pump impeller shroud and wear-ring seal as a whole, and its application to the pump rotordynamics, *Journal of Mechanical Science and Technology*, **12**(3) 441–450 (1998).
- [8] M. Tan, S. Yuan, H. Liu, Y. Wang, K. Wang, Numerical Research on Performance Prediction for Centrifugal Pumps, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, textbf23(1) 1–6 (2010).
- [9] J. González, J. Fernández, E. Blanco, C. Santolaria, Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump, *Journal of Fluids Engineering*, **124** 348–355 (2002).
- [10] R. Spence, J. Amaral-Teixeira, A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump, *Computers & Fluids*, **38**, 1243-1257 (2009).
- [11] S. Derakhshan, A. Nourbakhsh, Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **32** 1620–1627 (2008).