

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**MODELAGEM E ANÁLISE DO DESEMPENHO DE
COMPRESSORES CENTRÍFUGOS PARA BAIXA CAPACIDADE DE
REFRIGERAÇÃO**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ROVANIR BAUNGARTNER

Florianópolis, Julho de 2008.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

***MODELAGEM E ANÁLISE DO DESEMPENHO DE
COMPRESSORES CENTRÍFUGOS PARA BAIXA CAPACIDADE DE
REFRIGERAÇÃO***

ROVANIR BAUNGARTNER

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
Área de Concentração de Engenharia e Ciências Térmicas

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. César José Deschamps, Ph.D. - Orientador

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D. Sc. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. - Presidente

Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr. Eng.

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.

*“A matemática não mente.
Mente quem faz mau uso dela.”*

Albert Einstein

*“Descobrir consiste em olhar para o que todo mundo está vendo e pensar uma coisa
diferente.”*

Roger Von Oech

Aos meus pais, **Rudi e Delci**,
pelo esforço empregado à minha formação moral e profissional,
e o constante apoio nas diversas etapas da minha vida.



AGRADECIMENTOS

Ao professor César J. Deschamps, pela orientação e apoio, cuja competente contribuição transcende este trabalho;

Aos membros da Banca Examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Aos grandes amigos e colegas de estudo da árdua caminhada do período de mestrado, André Morriesen, João E. Schreiner, Guilherme B. Ribeiro, Paulo J. Waltrich, Robson Piucco e Thiago Dutra;

Aos amigos Alberto R. Gomes e Evandro L. L. Pereira pelo auxílio e ensinamentos prestados, os quais foram de grande colaboração à realização deste trabalho;

A todos demais professores e integrantes do POLO pela companhia;

Ao corpo docente do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica pelos conhecimentos transmitidos e esforço continuado na busca do saber;

A CAPES e a Whirlpool S.A. – Unidade Embraco, pelo apoio e financiamento neste trabalho;

E a todos aqueles que ajudaram na motivação, discussões e entusiasmos ao longo desta importante fase de minha vida.

SUMÁRIO

ÍNDICE DE FIGURAS	XV
ÍNDICE DE TABELAS	XIX
LISTA DE SÍMBOLOS	XXI
RESUMO	XXV
ABSTRACT	XXVII
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1. Compressor Centrífugo.....	4
1.2. Objetivo Geral	5
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1. Considerações Iniciais	7
2.2. Modelos Matemáticos.....	8
2.3. Aspectos Influentes na Eficiência de Compressores Centrífugos	11
2.4. Seleção de Fluidos Refrigerantes	13
2.5. Compressão Centrífuga para Baixa Capacidade de Refrigeração	14
2.6. Escopo do Trabalho	16
CAPÍTULO 3 - MODELOS MATEMÁTICOS	17
3.1. Introdução.....	17
3.1.1. Rotação específica	18
3.2. Metodologia Integral	20
3.2.1. Caracterização geométrica e cinemática na entrada do rotor.....	20
3.2.2. Energia transferida ao escoamento pelo rotor.....	27

3.2.3. Características geométricas e cinemáticas na saída do rotor.....	28
3.2.4. Efeito das espessuras das pás do rotor	32
3.2.5. Recuperação de pressão no difusor.....	33
3.2.6. Avaliação da eficiência do estágio de compressão	34
3.3. Metodologia Diferencial	38
3.3.1. Equações governantes do escoamento	38
3.3.2. Modelação da turbulência.....	40
3.3.3. Modelos de Turbulência	43
3.4. Comentários Finais	45
CAPÍTULO 4 - METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO	47
<hr/>	
4.1. Considerações Iniciais.....	47
4.2. Metodologia de Solução Integral	48
4.3. Metodologia de Solução Diferencial.....	51
4.3.1. Discretização das equações.....	51
4.3.2. Acoplamento entre os campos de pressão e de velocidade.....	52
4.3.3. Funções de interpolação.....	53
4.3.4. Sistema de Coordenadas Móvel (MRF - <i>Moving Reference Frame</i>).....	53
4.3.5. Solução das equações discretizadas	56
4.3.6. Condições de contorno.....	56
4.3.7. Erros de Truncamento.....	59
4.4. Procedimento de Otimização	60
4.4.1. Introdução	60
4.4.2. Algoritmo genético	63
4.4.3. Procedimento de otimização adotado	66
4.5. Comentários Finais	68
CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES	69
<hr/>	
5.1. Considerações Iniciais.....	69
5.2. Modelo Integral.....	70

5.2.1. Verificação do modelo integral	70
5.2.2. Seleção de fluidos refrigerantes.....	72
5.2.3. Desempenho do compressor centrífugo em baixas capacidades.....	73
5.2.4. Comparação de desempenho com outros mecanismos de compressão	85
5.3. Análise Diferencial	88
5.3.1. Análise de Erros de Truncamento.....	91
5.3.2. Modelação da turbulência.....	96
5.3.3. Resultados para a geometria de referência.....	101
5.3.4. Análise do uso de pás divisoras do escoamento na saída do rotor.....	104
5.3.5. Efeito do uso de um rotor de geometria fechada	108
5.4. Principais Conclusões	110
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES	111
<hr/>	
6.1. Considerações Preliminares.....	111
6.2. Principais Conclusões.....	111
6.3. Sugestões Para Trabalhos Futuros.....	114
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	115
APÊNDICE A – MODELAÇÃO DA TURBULÊNCIA	119
<hr/>	
A.1. Modelo RNG $k-\varepsilon$	119
A.2. Modelo SST	122
<hr/>	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.	2
Figura 1.2	Tipos de compressores roto-dinâmicos: a) compressor axial; b) compressor radial.	3
Figura 1.3	Faixas de aplicação dos diferentes tipos de compressores, baseado em Groll, (2004).	3
Figura 2.1	Principais partes de um compressor centrífugo	8
Figura 2.2	Compressor centrífugo de múltiplos estágios.	9
Figura 2.3	Rotores de geometria fechada (a) e aberta (b).	9
Figura 3.1	Rotação específica versus eficiência isentrópica (baseado em Japikse e Baines, 1997).	19
Figura 3.2	Tipos de difusores, do tipo voluta (a), na forma de perfis (b) e na forma de canais (c).	21
Figura 3.3	Representação esquemática de um rotor centrífugo, com seus triângulos de velocidades.	22
Figura 3.4	Representação do ângulo da pá na saída do rotor, β_2 .	22
Figura 3.5	Convenção de localização dos ângulos.	23
Figura 3.6	Triângulo de velocidades na entrada e na saída de um rotor centrífugo.	24
Figura 3.7	Deslizamento na saída do rotor centrífugo.	29
Figura 3.8	Mudança no perfil de velocidades devido ao deslizamento na saída do rotor.	29
Figura 3.9	Influência da espessura das pás.	32
Figura 3.10	Variação da eficiência isentrópica com o número de Reynolds (Reunanen <i>et al.</i> , 2003).	35
Figura 3.11	Regiões que geram perdas de eficiência no rotor centrífugo.	36
Figura 4.1	Fluxograma da metodologia integral do compressor centrífugo.	50
Figura 4.2	Sistemas de coordenadas estacionário e em rotação.	54
Figura 4.3	Representação do domínio computacional adotado, com as superfícies de interesse (a) e a representação da condição de contorno periódica (b).	58
Figura 4.4	Características de um algoritmo de otimização (Gomes, 2006).	63

Figura 4.5	Exemplo de utilização do algoritmo genético (Gomes, 2006).	65
Figura 4.6	Fluxograma da metodologia de otimização.	67
Figura 5.1	Desempenho termodinâmico do compressor centrífugo em diferentes condições de operação: a) HBP; b) MBP; c) LBP.	74
Figura 5.2	Variações de eficiência, em relação ao rendimento isentrópico do rotor, com a diminuição da capacidade: a) HBP; b) LBP.	76
Figura 5.3	Variação do rendimento isentrópico do compressor com a diminuição da capacidade: a) HBP; b) LBP.	77
Figura 5.4	Mapeamento da rotação específica empregada nos rotores centrífugos avaliados.	79
Figura 5.5	Mapeamento da rotação (em 10^3 rpm) necessária nos compressores centrífugos avaliados.	80
Figura 5.6	Variação do COP* entre compressores de 2 e 3 estágios – MBP, R601a.	83
Figura 5.7	Redução da rotação com o uso de 3 estágios de compressão – MBP, R601a.	83
Figura 5.8	Variação dos diâmetros necessários com a rotação empregada – HBP, R601a, 11,6 kW.	84
Figura 5.9	Desempenho de compressores projetados em rotações distintas – HBP, R601a, 11,6 kW.	84
Figura 5.10	Localização das principais superfícies de interesse.	91
Figura 5.11	Diferentes níveis de refino de malha aplicados.	92
Figura 5.12	Número de Mach na seção de saída do rotor, para diferentes níveis de refino de malha.	93
Figura 5.13	Energia cinética turbulenta (m^2/s^2) na seção de saída do rotor para os casos avaliados.	94
Figura 5.14	Corte meridional no domínio do rotor.	95
Figura 5.15	Número de Mach e intensidade turbulenta ao longo de um corte meridional do rotor.	95
Figura 5.16	Razão entre viscosidade turbulenta, μ_t , e a viscosidade do fluido, μ , no centro do primeiro volume adjacente à superfície do rotor: (a) Modelo RNG $k-\varepsilon$, (b) Modelo SST.	98
Figura 5.17	Razão entre viscosidade turbulenta, μ_t , e a viscosidade do fluido, μ , no centro do primeiro volume adjacente à superfície da carcaça externa: (a) Modelo RNG $k-\varepsilon$, (b) Modelo SST.	98
Figura 5.18	Valores de y^+ no centro do primeiro volume adjacente à superfície do rotor: (a) Modelo RNG $k-\varepsilon$, (b) Modelo SST.	99

Figura 5.19	Valores de y^+ no centro do primeiro volume adjacente à superfície da carcaça externa: (a) Modelo RNG $k-\varepsilon$, (b) Modelo SST.	99
Figura 5.20	Contornos da pressão total no centro do primeiro volume adjacente à superfície do rotor: (a) Modelo RNG $k-\varepsilon$, (b) Modelo SST.	100
Figura 5.21	Resultado para velocidade do escoamento na entrada no rotor.	104
Figura 5.22	Resultado para valores de número de Mach junto à superfície do rotor.	104
Figura 5.23	Corte transversal no domínio do rotor.	106
Figura 5.24	Perfil de velocidade no canal, (a) com pás divisoras, (b) geometria sem pás divisoras.	107
Figura 5.25	Campo de pressão total no canal, (a) com pás divisoras, (b) geometria sem pás divisoras.	107
Figura 5.26	Intensidade turbulenta na carcaça externa, rotor aberto(a) e rotor fechado(b).	109



ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 4.1	Dados de entrada para a simulação do compressor centrífugo.	48
Tabela 4.2	Variáveis de saída da simulação do compressor centrífugo.	49
Tabela 5.1	Capacidades de refrigeração adotadas para a avaliação de desempenho do compressor.	70
Tabela 5.2	Trabalho efetivo realizado, Condição I, $\dot{Q}_e = 12.000 \text{ W}$.	71
Tabela 5.3	Trabalho efetivo realizado, Condição I, $\dot{Q}_e = 5.000 \text{ W}$.	71
Tabela 5.4	Comparativo do uso de diferentes fluidos refrigerantes (HBP – 17,6 kW).	73
Tabela 5.5	Alteração do desempenho com o aumento da recuperação de pressão no difusor - condição HBP, fluido R601a, 17,6 kW.	85
Tabela 5.6	Comparação do coeficiente de performance termodinâmico na condição HBP obtido pelo compressor centrífugo e um compressor de pistão rolante operando em 60Hz.	86
Tabela 5.7	Comparação do coeficiente de performance termodinâmico na condição HBP obtido pelo compressor centrífugo e um compressor de espiras operando em 60Hz.	86
Tabela 5.8	Comparação do coeficiente de performance termodinâmico - HBP, 17,6 kW, mecanismos de deslocamento positivo operando em 60Hz (Baungartner e Deschamps - 2007).	87
Tabela 5.9	Comparação do coeficiente de performance termodinâmico - condição LBP, 150 W, mecanismos de deslocamento positivo operando em 50Hz.	88
Tabela 5.10	Comparação do coeficiente de performance termodinâmico - condição LBP, 250 W, mecanismos de deslocamento positivo operando em 50Hz.	88
Tabela 5.11	Principais parâmetros geométricos e condições de operação do rotor analisado.	90
Tabela 5.12	Variações das propriedades para diferentes refinamentos de malha.	93
Tabela 5.13	Tempo necessários para os diferentes refinamentos de malha.	96
Tabela 5.14	Resultados numéricos: Modelos de Turbulência, rotor na geometria de referência com condição de contorno de pressão do Tipo 2.	97

Tabela 5.15	Resultados numéricos: Modelos de Turbulência, rotor utilizando o recurso de pás divisoras com condição de contorno de pressão do Tipo 1.	100
Tabela 5.16	Resultados numéricos: Geometria de referência, condição de contorno de pressão do Tipo 1.	102
Tabela 5.17	Resultados numéricos: Geometria de referência, condição de contorno de pressão do Tipo 2.	102
Tabela 5.18	Resultados numéricos: Uso de pás divisoras, comparação entre os resultados obtidos via simulação diferencial para presença de pás divisoras.	105
Tabela 5.19	Previsão numérica utilizando pás divisoras no cálculo do coeficiente de deslizamento.	108
Tabela 5.20	Resultados numéricos: Uso do rotor de geometria fechada.	109

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
A	Área	[m ²]
A_f	Área de fluxo	[m ²]
B	Coefficiente de bloqueio	[adimensional]
b	Altura de saída do rotor	[m]
C	Velocidade absoluta do escoamento	[m/s]
C_{slip}	Velocidade de deslizamento	[m/s]
C_m	Velocidade meridional do escoamento	[m/s]
COP	Coefficiente de performance	[adimensional]
COP^*	Coefficiente de performance termodinâmico	[adimensional]
c_p	Calor específico à pressão constante	[J/kg.K]
C_{pD}	Coefficiente de recuperação de pressão no difusor	[adimensional]
C_θ	Velocidade tangencial do escoamento	[m/s]
c_v	Calor específico a volume constante	[J/kg.K]
D	Diâmetro do rotor	[m]
e	Espessura das pás	[m]
e_t	Espessura das pás na direção tangencial	[m]
h	Entalpia específica do gás	[J/kg]
H	Trabalho específico	[J/kg]
I	Intensidade da turbulência	[adimensional]
k	Relação de calores específicos	[adimensional]
k	Condutividade térmica do fluido	[W/m.K]
k	Energia cinética da turbulência	[m ² /s ²]

L	Escala de comprimento dimensional	[mm]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
N	Rotação do rotor	[rad/s]
N_{ss}	Rotação Específica	[adimensional]
P	Pressão	[Pa]
pr_{st}	Razão de pressões	[adimensional]
P_{rt}	Número de Prandl turbulento	[adimensional]
Q	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
\dot{Q}_e	Capacidade de refrigeração	[W]
R	Constante do gás	[J/kg.K]
Re	Número de Reynolds	[adimensional]
r_{lt}	Raio da extremidade do rotor na região de entrada	[m]
r_{lh}	Raio interno do rotor na região de entrada	[m]
t	Folga rotor-carcaça	[m]
T	Torque desenvolvido no rotor	[N.m]
T	Temperatura do fluido refrigerante	[°C, K]
T_{cond}	Temperatura de condensação	[°C, K]
T_{evap}	Temperatura de evaporação	[°C, K]
T_{sub}	Temperatura de subresfriamento	[°C, K]
T_{sup}	Temperatura de superaquecimento	[°C, K]
U	Velocidade do rotor a uma dada posição radial	[m/s]
V_{ref}	Velocidade de referência para as propriedades turbulentas	[m/s]
W	Velocidade relativa do escoamento	[m/s]
W_{ef}	Trabalho efetivo	[J/kg]
\dot{W}_c	Potência elétrica consumida pelo compressor	[W]
\dot{W}_{ind}	Potência indicada (termodinâmica)	[W]
y^+	Comprimento adimensional usado para definir regiões de turbulência no escoamento	[adimensional]
Z_R	Número de pás	[adimensional]

Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidades
α	Ângulo do escoamento	[graus, rad]
β	Ângulo da pá	[graus, rad]
β_{2b}	Ângulo médio do escoamento na saída da pá	[graus, rad]
ε	Dissipação viscosa turbulenta	[m ² /s ³]
η_{cl}	Varição da eficiência isentrópica do rotor devido a vazamentos	[adimensional]
η_{Re}	Varição da eficiência isentrópica do rotor devido ao regime do escoamento	[adimensional]
η_{rotor}	Eficiência do rotor	[adimensional]
η_{st}	Eficiência do estágio	[adimensional]
λ_2	Coefficiente de escoamento na saída do rotor (<i>Swirl</i>)	[adimensional]
μ	Coefficiente de trabalho	[adimensional]
μ	Viscosidade molecular do fluido	[Pa.s]
μ_t	Viscosidade turbulenta	[Pa.s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Coefficiente de deslizamento	[adimensional]
ω	Velocidade angular do rotor	[rad/s]

RESUMO

Compressores centrífugos são usados para a compressão de gases em muitas aplicações de engenharia. Em refrigeração, esse tipo de compressor oferece várias vantagens, tais como tamanho compacto, eficiência em diferentes velocidades de operação e níveis de vibração e ruído baixos, que justificam o seu emprego em detrimento de compressores de deslocamento positivo. No entanto, a grande dificuldade para a aplicação de compressores centrífugos em baixas capacidades de refrigeração se deve à necessidade de sua operação em níveis de rotação extremamente elevados. Apesar disto, a recente disponibilidade de motores elétricos de alta velocidade e de outras tecnologias, tais como mancais magnéticos, tem despertado a atenção para o desenvolvimento de compressores centrífugos mesmo para capacidades baixas. O objetivo central deste trabalho é a análise do desempenho de compressores centrífugos em baixas capacidades de refrigeração, na faixa de 0,2 a 17 kW, considerando diferentes fluidos refrigerantes e com temperaturas de evaporação variando entre $-23,3^{\circ}\text{C}$ a $7,2^{\circ}\text{C}$. Para cumprir este objetivo, um modelo termodinâmico integral foi desenvolvido e empregado em conjunto com uma metodologia de otimização, para o projeto preliminar e avaliação do desempenho do compressor centrífugo. O desempenho obtido para o compressor centrífugo é então comparado com aqueles de três tipos de compressores de deslocamento positivo, representados pelos compressores alternativo, de pistão rolante e de espiras (*scroll*). Com base nessas comparações, conclui-se que o compressor centrífugo é uma opção viável, do ponto de vista de eficiência termodinâmica, na condição HBP (*High Back Pressure*). Devido à geometria complexa do compressor centrífugo, um modelo diferencial tridimensional foi também empregado para a simulação e análise numérica do escoamento, em uma das geometrias previamente otimizadas com a formulação integral. Resultados para os campos de velocidade, pressão e grandezas turbulentas são apresentados para permitir o entendimento da influência de diferentes configurações geométricas sobre o processo de compressão.

ABSTRACT

Centrifugal compressors are used for gas compression in several engineering applications. In refrigeration, a number of advantages, such as compact size, thermodynamic efficiency in different operation velocities, low noise and vibration levels, justifies their application in detriment of positive displacement compressors. However, as far as low refrigeration capacity is concerned, the application of centrifugal compressors requires extremely high speed levels. More recently, the availability of electric high speed motors and other technologies, such as magnetic bearings, has opened the possibility for the development of centrifugal compressors even for low capacities. The main objective of this work is the analysis of centrifugal compressors applied to low refrigeration capacities, between 0.2 and 17 kW, considering different refrigerant fluids and three different evaporation temperatures. In order to accomplish this objective, an integral thermodynamic model was developed and applied together with an optimization methodology, so as to determine a preliminary design for a the centrifugal compressor. The performance of the centrifugal compressor was then compared with those of three types of positive displacement compressors, represented by the reciprocating, the rolling piston and the scroll. Based on such comparisons, it is concluded that the centrifugal compressor is a possible option, considering its higher thermodynamic efficiency, for application at the HBP (*High Back Pressure*) condition. Due to the geometric complexity of this type of compressor, a three-dimensional differential model was also used to numerically simulate the compressible flow in one of the optimized geometries. Results for velocity, pressure and turbulence intensity fields are presented to allow a further understanding of the influence of different geometric configurations on the compression process.

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

Atualmente, a refrigeração se apresenta como uma das mais importantes aplicações tecnológicas da sociedade, sendo aplicada em conservação de alimentos, conforto térmico, sistemas de processamento computacional, redes de comunicação, dentre outras. Também por esta razão, os equipamentos de refrigeração representam uma das maiores parcelas do consumo de energia elétrica, podendo ser o maior custo de operação em algumas unidades industriais. Além disso, a energia consumida está geralmente associada a emissões de substâncias nocivas ao meio ambiente, contribuindo, por exemplo, para o aquecimento global e mudanças climáticas.

Com a necessidade crescente de racionalização no consumo de energia e de preservação dos recursos naturais, a indústria de refrigeração tem o desafio de desenvolver sistemas de alta eficiência, baixo consumo e que não agridam o meio ambiente. A fim de superar este desafio é necessário aperfeiçoar os componentes que compõem um sistema de refrigeração, o que passa pela compreensão detalhada do ciclo de refrigeração e do funcionamento de cada um desses componentes.

O Selo PROCEL, instituído pelo governo brasileiro em 1993 com o objetivo de orientar o consumidor sobre os produtos com melhores níveis de eficiência energética, é um bom exemplo de como governos e órgãos de regulamentação estimulam a fabricação e a comercialização de produtos mais eficientes.

Existem diferentes tecnologias de refrigeração, tais como compressão de vapor, absorção de vapor, ciclo de ar e termoelétrico. O sistema por compressão de vapor é o mais difundido e o efeito de refrigeração é obtido pela retirada de calor do ambiente através da evaporação de um líquido (refrigerante) em baixas temperatura e pressão. Motivações ambientais, econômicas e de segurança requerem sistemas que não possuam vazamentos de vapor, levando ao reaproveitamento e uso contínuo do mesmo em um sistema fechado.

Um sistema de refrigeração por compressão de vapor (Fig. 1.1) consta de quatro componentes básicos: evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão. No evaporador, o fluido refrigerante no estado saturado absorve calor ao evaporar em uma temperatura mais baixa do que a do ambiente, produzindo assim o efeito de refrigeração.

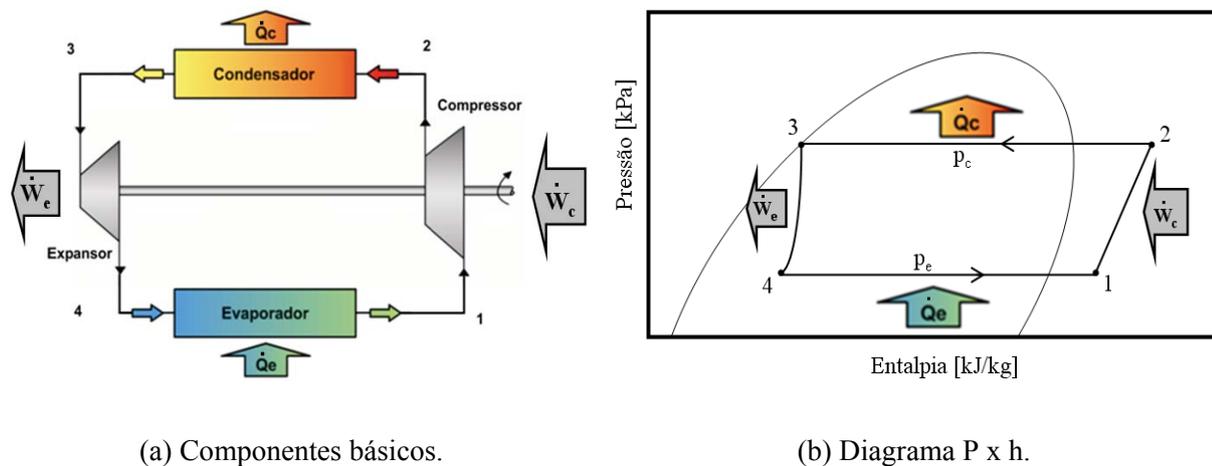


Figura 1.1 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Para elevar a pressão do sistema é utilizado um compressor, captando o fluido no estado de vapor (ponto 1) e elevando a sua temperatura e pressão (ponto 2). No condensador o fluido rejeita o calor adquirido no evaporador e no processo de compressão para o ambiente, através de sua condensação (ponto 3). A fim de baixar a pressão novamente ao nível da pressão necessária no evaporador (ponto 4), o fluido deve passar por um dispositivo de expansão. Tal dispositivo pode ser simplesmente uma restrição à passagem do fluido ou, conforme indicado na Fig. 1.1(a), um aparato que produza trabalho como, por exemplo, uma turbina. De fato, buscando aumentar a eficiência de sistemas de compressão centrífuga de alta capacidade, dispositivos de expansão do tipo turbina vêm gradativamente sendo aplicados.

O compressor é de fundamental importância nos sistemas de refrigeração, pois além de atuar sobre a diferença de pressão entre as duas linhas do sistema é também responsável por bombear o fluido refrigerante. Usualmente os compressores são classificados em duas categorias: os compressores roto-dinâmicos e os compressores de deslocamento positivo. O mecanismo de compressão roto-dinâmica, objeto de estudo deste trabalho, atua de modo a fornecer inicialmente quantidade de movimento ao fluido de trabalho e, em seguida, através de um difusor, desacelerar o escoamento de forma a aumentar a pressão. Embora os compressores roto-dinâmicos possam ser de escoamento axial (Fig. 1.2.a) ou escoamento radial (Fig. 1.2.b), a maioria dos utilizados em refrigeração é do tipo radial, conhecidos como compressores centrífugos. Os compressores de escoamento axial são utilizados em circunstâncias especiais, notadamente em propulsores aeronáuticos.

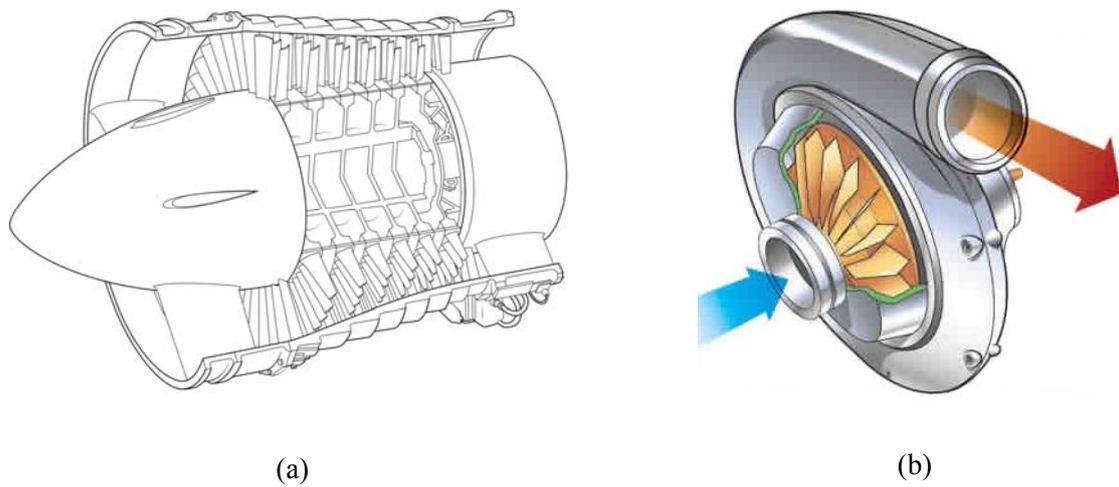


Figura 1.2 – Tipos de compressores roto-dinâmicos: a) compressor axial; b) compressor radial.

Usualmente divide-se a refrigeração em faixas de aplicação, de acordo com a capacidade de refrigeração requerida. Uma ilustração dessa divisão é apresentada na Fig. 1.3, baseada em Groll (2004), identificando a aplicação dos diversos tipos de compressores conforme a capacidade de refrigeração.

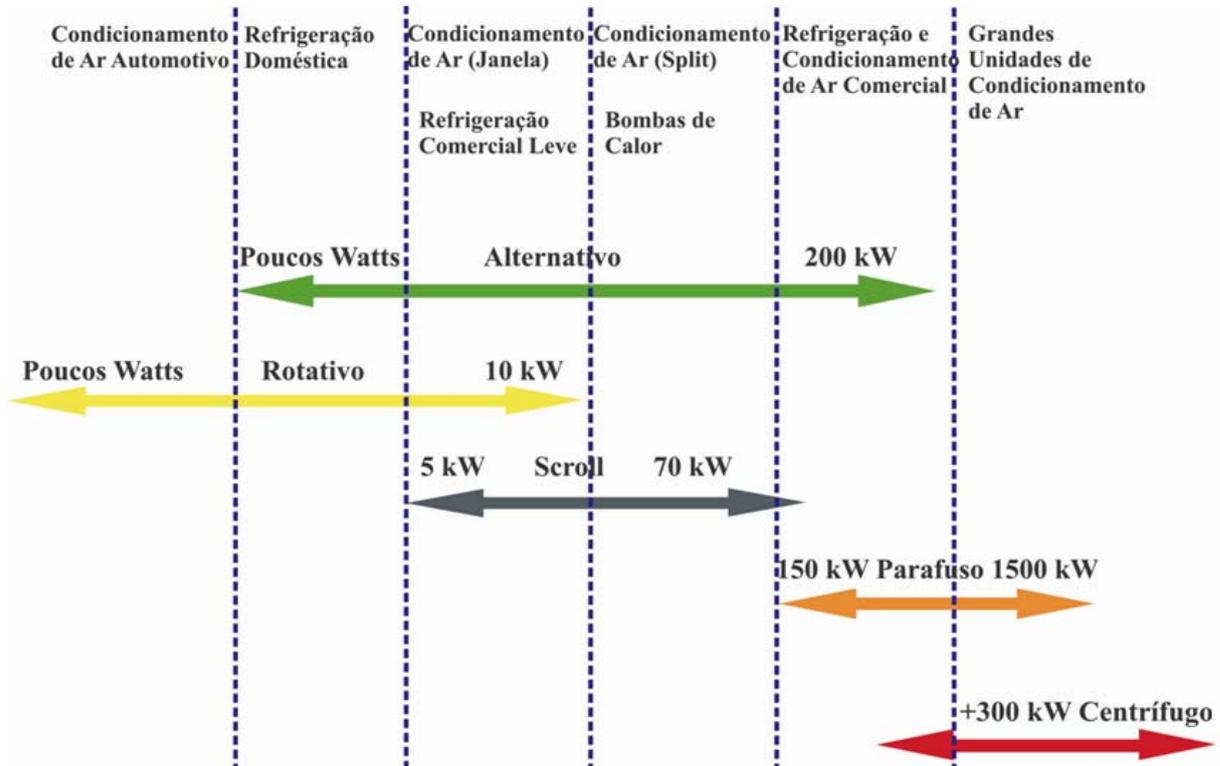


Figura 1.3 - Faixas de aplicação dos diferentes tipos de compressores, baseado em Groll, (2004).

1.1. Compressor Centrífugo

Em refrigeração, os compressores centrífugos (Fig. 1.2.b) foram ao longo do tempo se estabelecendo em capacidades elevadas, tipicamente a partir de 300 kW. De fato, do ponto de vista de consumo de energia, é bem estabelecido que em elevadas capacidades este tipo de compressor é bastante eficiente, além de apresentar baixos custos de manutenção.

Com o atual desenvolvimento tecnológico, o menor compressor centrífugo disponível (Conry *et al.*, 2002) é capaz de suprir uma faixa de capacidade de 210 kW a 315 kW, este compressor, destinado a uma aplicação de ar condicionado, é composto por dois estágios de compressão e utiliza o fluido refrigerante R134a. A disponibilidade de novas tecnologias, tais como mancais aerostáticos ou magnéticos para altas velocidades, bem como motores elétricos de alta velocidade, torna possível o emprego de compressores centrífugos em capacidades ainda menores.

Apesar deste cenário, Pandey e Brondum (1998) mostraram, através de uma análise numérica, que para uma capacidade de refrigeração de 90 kW, um compressor centrífugo pode proporcionar um coeficiente de performance termodinâmico até 25% superior aos demais mecanismos de compressão disponíveis à época do estudo. Nesse trabalho os autores consideraram os fluidos R134a e R22.

Mais recentemente, Schiffmann e Favrat (2006) demonstraram resultados promissores na área de bombas de calor. Para uma aplicação de 6 kW e utilizando o fluido R134a, os autores construíram um protótipo de apenas 20 mm de diâmetro, projetado para operar com rotações de até 220.000 rpm.

Certamente, o aspecto mais desafiador no projeto de compressores centrífugos para baixas capacidades são as elevadas velocidades (rotações) necessárias para garantir uma eficiência adequada. Neste aspecto, mancais magnéticos são cruciais para proporcionar, através da redução da fricção mecânica, um aumento na eficiência e na abrangência de aplicação de compressores centrífugos de tamanho reduzido.

A possibilidade do controle da capacidade de refrigeração, com o uso motores de rotação variável, pode ser usada de forma vantajosa em compressores centrífugos para aumentar a eficiência de sistemas dentro de uma determinada faixa de condições de operação, como demonstrado por Conry *et al.* (2002).

1.2. Objetivo Geral

Como já mencionado, os sistemas de refrigeração constituem uma parcela importante no consumo mundial de energia elétrica. Por outro lado, a viabilização comercial de um determinado mecanismo de compressão depende não somente de seu desempenho, mas também de seu custo de fabricação. Dessa forma, torna-se de suma importância a determinação do mecanismo mais adequado para cada tipo de aplicação.

O presente trabalho visa analisar a possibilidade da aplicação do compressor centrífugo em baixas capacidades de refrigeração, através do cumprimento das seguintes metas:

- a) Desenvolvimento de uma metodologia simplificada, via formulação integral, para a simulação, projeto e otimização de compressores centrífugos;
- b) Elaborar um modelo tri-dimensional, através da formulação diferencial, para uma análise detalhada do escoamento em compressores centrífugos, que permita o entendimento de efeitos não previstos pela formulação integral;
- c) Análise de viabilidade da aplicação da compressão centrífuga em baixas capacidades de refrigeração.

A análise integral é a base do projeto preliminar de compressores centrífugos. Essencialmente após o pré-projeto do rotor, análises experimentais são utilizadas na sequência do desenvolvimento, visando validar a concepção inicial, encontrar falhas e analisar efeitos eventualmente desprezados. Mais recentemente, com os custos cada vez mais reduzidos dos recursos computacionais, a análise diferencial vem se tornando uma alternativa importante no desenvolvimento e aperfeiçoamento de compressores centrífugos. A análise da viabilidade do compressor centrífugo contemplada no presente trabalho, considera o uso de diferentes fluidos refrigerantes, bem como três tipos de aplicações, representadas pelas condições HBP (*High Back Pressure*), MBP (*Medium Back Pressure*) e LBP (*Low Back Pressure*).

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Considerações Iniciais

São classificados como máquinas de fluxo todos os dispositivos capazes de transferir energia de modo contínuo do meio externo a um escoamento, ou vice-versa, através da ação dinâmica de pás dispostas em um ou mais elementos rotativos. Conforme ilustrado na Fig 2.1, basicamente tais dispositivos são formados por um elemento rotativo (1), conhecido como rotor, o qual é responsável pela alteração do momento da quantidade de movimento do fluido.

O rotor de uma máquina de fluxo se constitui, junto com seu eixo motriz (4), no único elemento móvel da máquina, possuindo a forma geométrica de um disco giratório, constituído por uma série de canais distribuídos circularmente, formados por elementos mecânicos conhecidos como pás (3). A pressão resultante do escoamento sobre as pás do rotor origina um trabalho, o qual depende principalmente do desvio da trajetória do escoamento ocasionado pela presença das pás.

Uma das grandes vantagens de uma máquina de fluxo decorre de sua simplicidade construtiva, pois possui apenas um elemento móvel, cujo movimento é circular uniforme. Por este motivo, o número de componentes sujeitos ao desgaste é extremamente reduzido quando comparado, por exemplo, ao número de componentes de um compressor alternativo.

Dois grupos principais de máquinas de fluxo são referenciados de acordo com o sentido de transferência de energia com que estas operam. Quando transferem energia do meio externo para o fluido são ditas operadoras, tais como bombas, ventiladores e compressores. Se a transferência é no sentido inverso, ou seja, do fluido para o meio, a máquina é dita motriz, nas quais estão compreendidas as turbinas hidráulicas, a gás ou a vapor.

O escopo deste trabalho engloba o grupo das máquinas operadoras, especificamente os compressores centrífugos, os quais serão detalhados posteriormente. Várias investigações têm sido desenvolvidas ao longo dos anos sobre compressores centrífugos, com abordagens experimental, analítica e numérica. No entanto, embora muitas das análises sejam voltadas à refrigeração, pouco existe na literatura especificamente sobre compressores destinados a baixas capacidades de refrigeração.

Nas próximas seções é apresentada uma revisão dos trabalhos mais relevantes sobre compressores centrífugos. São referenciados os trabalhos sobre a modelação matemática do compressor centrífugo, incluindo os parâmetros de eficiência que devem ser avaliados. Além disso, são também indicadas análises do uso de fluidos refrigerantes menos agressivos ao meio ambiente, conforme requerido pelo Protocolo de Montreal, mas que são geralmente menos apropriados para a compressão centrífuga. A revisão é finalizada com uma discussão de investigações sobre a aplicação do compressor centrífugo em baixas capacidades de refrigeração.

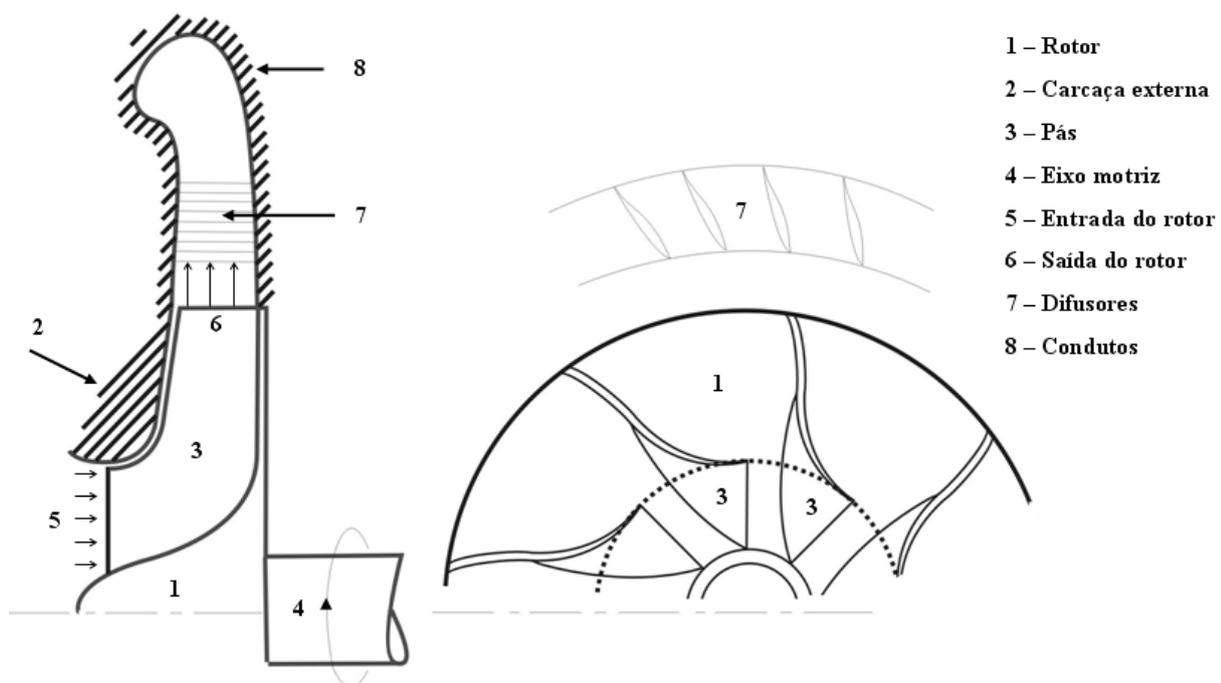


Figura 2.1 – Principais partes de um compressor centrífugo.

2.2. Modelos Matemáticos

O compressor centrífugo é a aplicação mais comum de máquinas de fluxo de alta velocidade (rotação), sendo utilizado para compressão de gases em muitas aplicações de engenharia, tais como sistemas de alimentação de motores de combustão interna e em sistemas de refrigeração industrial. A primeira utilização do compressor centrífugo em refrigeração foi realizada por Willis Haviland Carrier para instalações frigoríficas em 1920.

Conforme representado na Fig. 2.1, o compressor centrífugo é construtivamente semelhante a uma bomba centrífuga. O fluido após entrar pela abertura na região central do rotor (5) sofre a ação das pás do rotor, as quais imprimem uma grande velocidade ao fluido,

que é obrigado pela ação da força centrífuga a deslocar-se para a região periférica. Da saída do rotor (6), o fluido se dirige aos difusores (7), responsáveis por reduzir a velocidade do escoamento e, por consequência, aumentar a pressão. Em casos onde a razão de pressões é baixa, o compressor pode ser constituído de um só rotor, ou estágio de compressão, no entanto na maioria dos casos utiliza-se a compressão por múltiplos estágios (Fig. 2.2), sendo o número destes diretamente ligado à razão de pressões requerida.

Como ilustrado na Fig. 2.3, os rotores centrífugos podem ser de geometria aberta ou fechada. Basicamente, a diferença entre as duas configurações é que os canais para o rotor de geometria aberta são formados com a colocação de uma carcaça externa fixa, enquanto que na geometria fechada a carcaça é parte integrante do próprio rotor.

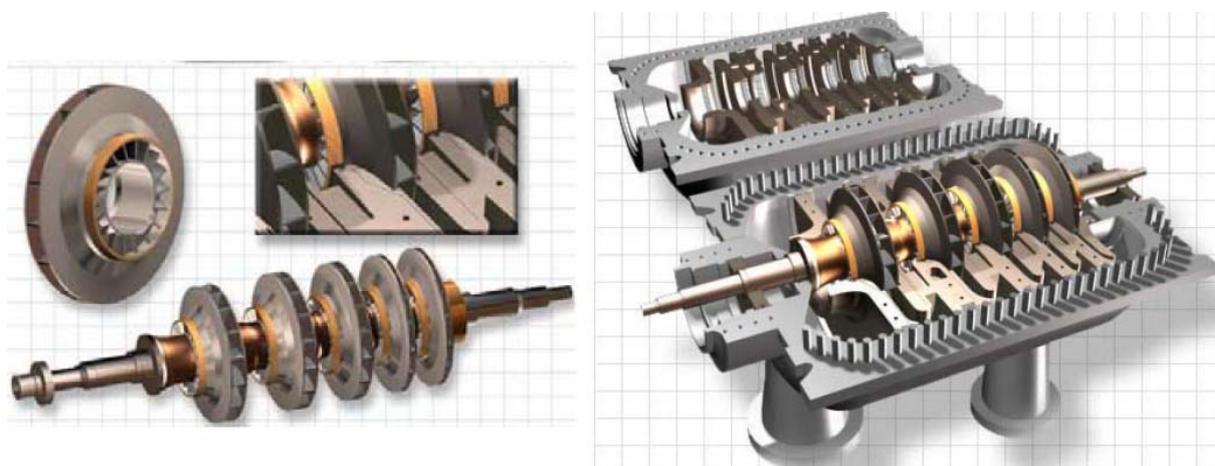


Figura 2.2 - Compressor centrífugo de múltiplos estágios.



(a)



(b)

Figura 2.3 – Rotores de geometria fechada (a) e aberta (b).

A definição da metodologia mais adequada para o projeto de compressores centrífugos varia de acordo com a formulação escolhida e a natureza do projeto. Dentre as principais abordagens de projeto encontram-se as análises via modelos integrais e diferenciais. A análise integral é baseada no pressuposto de que o perfil de velocidade é constante nas seções transversais do escoamento ao longo dos canais do rotor. Apesar de simplificada, essa formulação fornece resultados satisfatórios e, por isto, é muito utilizada em projetos preliminares de compressores centrífugos.

A formulação de análise integral está bem documentada na literatura dedicada a compressores centrífugos e máquinas de fluxo. Por exemplo, Japikse (1996) apresenta uma descrição simplificada dos principais aspectos geométricos e fatores do escoamento que afetam a eficiência de compressores centrífugos. Adicionalmente, Cumpsty (2004) e Dixon (1998) fornecem também uma boa base teórica para o projeto de compressores centrífugos via formulação integral.

A maioria dos trabalhos que empregam a análise integral considera a compressão como um processo isentrópico, embora algumas investigações (John, 1962) optem por uma abordagem politrópica. A análise integral é amplamente utilizada, seja no projeto inicial do compressor, seja para fins de otimização (Jiang *et al.*, 2005).

De acordo com Came e Robinson (1999), o projeto aerodinâmico do rotor de compressores centrífugos tem sido também baseado em análises bidimensionais invíscidas, embora de cunho bastante empírico. Os autores observam que o avanço contínuo na área de processamento computacional tem permitido a utilização de modelos mais realísticos para a análise do padrão tridimensional de escoamento em rotores. Os autores concluem que as metodologias de análise tridimensional permitem um grande detalhamento do escoamento em compressores centrífugos, embora as análises integrais e bidimensionais continuem sendo úteis na otimização e projeto preliminar dos compressores.

Segundo Zangeneh *et al.* (1999), as máquinas de fluxo são dominadas por efeitos viscosos tridimensionais complexos, sendo fundamental uma análise computacional e experimental para melhor entender os mecanismos envolvidos. Para os autores, apesar da utilidade de análises bidimensionais, muitas vezes as mesmas são falhas. A partir de resultados de simulações tridimensionais no rotor e no difusor de uma bomba, os autores propuseram alterações geométricas para suprimir regiões de separação, melhorando a recuperação de pressão do difusor em torno de 33%.

Wang e Komori (1998) desenvolveram uma metodologia de simulação tridimensional para o escoamento em compressores centrífugos de alta velocidade. Utilizando a metodologia de volumes finitos, para a discretização das equações governantes, e o modelo $k-\varepsilon$, para a avaliação dos efeitos da turbulência, Wang e Komori (1998) obtiveram boa concordância entre os resultados numéricos e dados experimentais para um compressor de ar.

Atualmente, o estudo do escoamento e o projeto de compressores centrífugos têm sido amplamente beneficiados pelo uso de metodologias de simulação tridimensional. Recentemente, Michael *et al.* (2004) simularam o escoamento em um compressor centrífugo de geometria bastante conhecida e investigada experimentalmente por Eckardt (1975). Os autores puderam mostrar que os resultados numéricos representam bem os dados experimentais de desempenho do compressor.

Tang (2006) empregou um código comercial para realizar uma análise da influência de determinados parâmetros geométricos no escoamento em compressores centrífugos de pequenas dimensões. O autor investigou a influência dos vazamentos na folga entre as pás do rotor e a carcaça na queda de eficiência e de pressão obtida mostrando que os mesmos são de grande influência na eficiência do compressor. Em função disto, Tang (2006) propôs a utilização de rotores parcialmente fechados, devido à maior relevância dos vazamentos na região próxima à saída do rotor. Outro fator geométrico investigado por Tang (2006) foi o posicionamento geométrico de pás divisoras no rotor, indicando que para melhorar o desempenho do compressor, para um posicionamento ideal as pás divisoras devem ser movidas da região central do canal em direção a aresta de sucção do rotor.

2.3. Aspectos Influentes na Eficiência de Compressores Centrífugos

A descrição matemática do funcionamento de compressores centrífugos é uma tarefa complexa, pois os diversos fenômenos do escoamento devem ser levados em consideração mesmo que de forma aproximada. Por exemplo, a presença e interação de camadas limite, esteiras, ondas de choque, regiões de recirculação, entre outros aspectos, dificulta a avaliação de um compressor centrífugo.

Perdichizzi e Savini (1985) enfatizam a importância da avaliação precisa dos parâmetros que afetam a eficiência do compressor centrífugo. De fato, vários autores na literatura desenvolvem correlações a partir de dados experimentais para aplicação em metodologias de simulação de compressores centrífugos, tanto integrais como diferenciais.

Existem várias metodologias para a avaliação de perdas de eficiência em máquinas de fluxo. Segundo Perdichizzi e Savini (1985), algumas ineficiências podem ser caracterizadas por perdas na incidência do escoamento no rotor, perdas viscosas no escoamento ao longo do canal, perdas nas pás, atrito viscoso no labirinto posterior ao rotor, refluxo e deslizamento do escoamento na saída do rotor.

Wang *et al.* (1996) propuseram a divisão das perdas em compressores em quatro grupos principais: atrito viscoso no escoamento, atrito viscoso no labirinto posterior ao rotor, perdas no escoamento na saída do rotor (deslizamento) e vazamentos. Apesar da abordagem diferencial empregada pelos autores no projeto de rotores centrífugos, correlações experimentais foram usadas para quantificar essas perdas, devido à dificuldade de se obterem estimativas confiáveis para as mesmas através da simulação numérica.

Uma parcela importante da redução de eficiência de compressores centrífugos se refere à mudança brusca de direção do escoamento na saída do rotor, usualmente expressa em termos de um coeficiente de deslizamento. Segundo Japikse (1996), uma revisão detalhada de correlações para a avaliação do coeficiente de deslizamento é apresentada em Wiesner (1967), indicando uma proposta do próprio autor. Conforme indicado em Perdichizzi e Savini (1985), Japikse (1996) e Came e Robinson (1999), a correlação de Wiesner (1967) é a metodologia mais empregada na avaliação do coeficiente de deslizamento na saída do rotor.

Pampreen e Musgrave (1978) argumentaram que a proposta de Wiesner (1967) não prevê corretamente o aumento do coeficiente de deslizamento quando ocorre uma diminuição da vazão mássica através do rotor. Por este motivo, os autores propuseram o ângulo de desvio do fluxo na saída do rotor como parâmetro para o cálculo do coeficiente de deslizamento.

Wiesner (1979) abordou outro tema importante para a análise do desempenho de compressores centrífugos, representado por uma metodologia simples para avaliar a variação de eficiência devida ao regime do escoamento, caracterizado pelo número de Reynolds; um assunto também abordado posteriormente por Casey (1985) e Reunanen *et al.* (2003).

Mashimo *et al.* (1979) fizeram uma análise experimental para determinar uma correlação para a previsão de perdas por vazamento na folga entre o rotor e a carcaça do compressor, em função do número de Reynolds global do escoamento e do número de Reynolds característico na folga.

As perdas devido a vazamentos foram também investigadas por Harada (1985), levando em consideração tanto rotores de geometria aberta quanto rotores de geometria

fechada (Fig. 2.3). Segundo o autor, o principal motivo para o uso de rotores abertos é a facilidade de fabricação. No entanto, segundo os resultados experimentais de Harada (1985) a eficiência de rotores fechados é inferior àquela de rotores abertos quando a vazão mássica é inferior à do ponto de operação de projeto. Deve ser salientado que a folga típica entre o rotor e a carcaça, considerando uma altura de pá de 30 mm, era de aproximadamente 1,4 mm na época, um valor elevado para os padrões atuais de manufatura.

Goulas e Baker (1980) empregaram uma metodologia de simulação tridimensional a fim de realizar uma análise comparativa do efeito de rotores fechado e aberto sobre a eficiência do compressor. Provavelmente, o modelo mais aplicado para quantificar a diminuição da eficiência do compressor pelo vazamento entre as pás e a carcaça do rotor seja aquele apresentado por Senoo e Ishida (1987), principalmente por necessitar de uma relação simples entre a altura da pá e a folga resultante do processo de fabricação. Outra forma de abordar a redução da eficiência no processo de compressão devido aos vazamentos é através de análises diferenciais, como abordado por Tang (2006).

Finalmente, outro aspecto influente na eficiência de compressores centrífugos é a quantificação da potência perdida por atrito viscoso na parte posterior dos rotores, a qual conforme indicado em Japikse (1996) é convencionalmente avaliada a partir da correlação apresentada por Daily e Nece (1960).

2.4. Seleção de Fluidos Refrigerantes

Em consequência ao Protocolo de Montreal, a comercialização do fluido refrigerante R11 (CFC) foi proibida nos países desenvolvidos em 1996. Como o R11 era um dos principais fluidos refrigerantes para aplicação na compressão centrífuga, diversos autores passaram a investigar substitutos adequados.

De acordo com Sand *et al.* (1997) o fluido R123 (HCFC) foi desenvolvido como substituto ao R11 em aplicações de compressores centrífugos, tanto em novos sistemas quanto para substituição direta nos sistemas que então utilizavam o R11, devido às propriedades termodinâmicas similares. Contudo por fazer parte da categoria HCFC o fluido R123 já sofre restrições a sua utilização, de modo que a redução e a proibição de sua aplicação já estão regulamentadas.

Keuper (1996) investigou a possibilidade da aplicação do refrigerante R245ca (HFC) em compressores centrífugos. O autor realizou uma comparação de desempenho com os fluidos R123 e R11, concluindo que o R245ca não fornece um desempenho satisfatório.

Sarevski (1996) também realizou uma análise do uso de outros fluidos refrigerantes para aplicações na compressão centrífuga, incluindo além dos fluidos já citados (R11, R123, R245ca) os fluidos R12 (CFC), R134a (HFC), R22 (HCFC), R143 (HFE), R254cb (HFE), e R404a (HCF). De acordo com Sarevski (1996), o desempenho do compressor centrífugo é fortemente dependente do peso molecular e do trabalho específico de compressão, o que torna muito difícil a substituição com sucesso de fluidos refrigerantes empregados em máquinas existentes. O autor mostra que os fluidos com desempenho mais próximo do R11 são os refrigerantes R123 e R143, embora requerendo uma rotação do rotor da ordem de 30% superior para o R143.

A investigação de Reunanen *et al.* (2003) para aplicação do compressor centrífugo em baixas capacidades se baseia em fluidos comerciais menos agressivos ao meio ambiente. Com exceção do fluido R22 (HCFC) utilizado como comparação, todos os demais são HFCs (R134a, R290C, R407C, R410A, R600a e R601a). Além desses, foi também incluso um fluido ainda em fase experimental (HST4). Os resultados mais promissores, tanto no desempenho fornecido quanto nos níveis de rotação necessários, foram obtidos com os fluidos de menor densidade (R601a e HST4).

2.5. Compressão Centrífuga para Baixa Capacidade de Refrigeração

Apesar de o compressor centrífugo não ser aplicado atualmente em baixas capacidades de refrigeração, autores já investigaram o seu desempenho e eventuais vantagens de sua utilização nessas condições. Pampreen (1973) discutiu considerações aerodinâmicas no projeto de pequenos compressores centrífugos e axiais aplicados na aviação. Segundo o autor, no projeto desses compressores deve-se dar uma atenção especial ao regime de escoamento, caracterizado pelo número de Reynolds, a vazamentos e às geometrias da pá e do canal do rotor. Pampreen (1973) investigou a redução de eficiência devido ao número de Reynolds do escoamento e por vazamentos entre a folga entre a carcaça e o rotor. O autor demonstra que os efeitos de vazamento são predominantes quando o tamanho dos compressores é diminuído, e que os efeitos do número de Reynolds são mais proeminentes quando a densidade decai.

Deve-se mencionar que os resultados apresentados por Pampreen (1973) consideravam a tolerância de fabricação da época, representada por uma folga mínima entre rotor e carcaça em torno de 0,25 mm, para uma altura de pá na saída de 2,5 mm. Com o avanço das tecnologias de fabricação, houve uma diminuição significativa dessas tolerâncias. Por exemplo, Schiffmann e Favrat (2006) apresentaram recentemente um protótipo de compressor centrífugo aplicado a bombas de calor, com um rotor de 20 mm de diâmetro sendo fabricado com uma folga mínima de apenas 15 μm , para uma altura de pá na saída de 1,0 mm. Segundo Schiffmann e Favrat (2006), a aplicação do compressor centrífugo em bombas de calor tem um potencial de eficiência isentrópica da ordem de 80%.

Na área de refrigeração comercial a menor unidade de compressão centrífuga disponível, foi desenvolvida para incorporar novas tecnologias de mancais magnéticos e motores elétricos de ímãs permanentes (Conry *et al.*, 2002). Esta unidade de compressão composta por dois rotores centrífugos utiliza o refrigerante R134a como fluido de operação e possui uma capacidade de refrigeração variável entre 210 a 315 kW, através da variação da rotação. Conry *et al.* (2002) utilizaram este compressor para demonstrar o ganho em eficiência energética em um sistema, através do controle de capacidade de refrigeração. Segundo os autores com o uso combinado de mancais magnéticos e tecnologias de controle em um compressor centrífugo de rotação variável, a economia de energia anual do sistema pode chegar a até 35%, quando comparado ao desempenho de um compressor parafuso em uma aplicação de 264 kW.

Com os avanços tecnológicos, a aplicação de compressores centrífugos em baixas capacidades de refrigeração mostra-se promissora. Reunanen *et al.* (2003) realizam uma análise teórica, utilizando a metodologia integral, a fim de avaliar o desempenho e possibilidade de aplicação do compressor centrífugo em baixas capacidades (2 kW, 5 kW e 12 kW) para as condições de sistema LBP e HBP. Segundo os autores, os rotores do compressor tornam-se bastante pequenos e a rotação elevada, o que pode levar a uma redução no desempenho e dificuldades na fabricação. De acordo Reunanen *et al.* (2003) deve-se ter especial atenção aos fluidos de trabalho mais favoráveis à compressão centrífuga. Por reunir em uma mesma base de informação os resultados de desempenho para diversos fluidos, a investigação de Reunanen *et al.* (2003) será de grande valia para a validação das metodologias de simulação desenvolvidas neste trabalho.

2.6. Escopo do Trabalho

Como já indicado, a área de refrigeração constitui uma parcela importante no consumo mundial de energia elétrica. Assim, o projeto de compressores de alta eficiência energética e de baixo custo de fabricação torna-se fundamental em novos desenvolvimentos tecnológicos.

Considerando que atualmente os compressores de deslocamento positivo possuem uma eficiência satisfatória e um custo de produção relativamente baixo, uma nova tecnologia de compressão deve apresentar um número considerável de benefícios para motivar uma mudança em nível de produção.

Quando comparado ao compressor alternativo do tipo biela-manivela, o compressor centrífugo é um mecanismo construtivamente mais simples, por possuir apenas uma parte móvel. Além disto, outras vantagens estão também associadas ao emprego do compressor centrífugo, em relação aos compressores de deslocamento positivo, tais como tamanho compacto e níveis baixos de vibração e ruído.

A fim de analisar o desempenho termodinâmico da compressão centrífuga em baixas capacidades de refrigeração, confrontando sua eficiência perante outros mecanismos de compressão, definiram-se os seguintes objetivos específicos no presente trabalho:

- a) Desenvolver uma metodologia integral, acoplada a um procedimento de otimização, para o projeto de compressores centrífugos;
- b) Identificar possíveis fluidos refrigerantes para aplicação à compressão centrífuga em baixas capacidades;
- c) Analisar o desempenho do compressor centrífugo nas condições de operação HBP, MBP e LBP;
- d) Comparar o desempenho do compressor centrífugo com outros mecanismos de deslocamento positivo (alternativo, espiras e rotativo).
- e) Realizar uma análise detalhada do escoamento em compressores centrífugos através do uso de uma formulação diferencial, resolvida por volumes finitos;
- f) Utilizar a metodologia diferencial para analisar a influência do uso de pás divisoras no desempenho de compressores centrífugos;

CAPÍTULO 3 - MODELOS MATEMÁTICOS

3.1. Introdução

Neste capítulo, são descritos os modelos matemáticos adotados para avaliar o desempenho do compressor centrífugo, identificando as suas principais fontes de ineficiência.

A avaliação de compressores é usualmente realizada com referência ao coeficiente de performance (COP):

$$COP = \dot{Q}_e / \dot{W}_c \quad (3.1)$$

em que \dot{Q}_e é o calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador (capacidade de refrigeração do sistema), e \dot{W}_c é a potência elétrica consumida pelo compressor. A capacidade de refrigeração \dot{Q}_e pode ser calculada da seguinte forma:

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \Delta h \quad (3.2)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica bombeada pelo compressor e Δh é a variação de entalpia do fluido refrigerante no evaporador, a qual depende da condição de operação do sistema de refrigeração. A avaliação do COP de compressores é realizada em condições de sistema padronizadas, a fim de permitir a comparação dos resultados de diferentes mecanismos de compressão, sem introduzir o efeito dos demais componentes do sistema de refrigeração.

Da potência elétrica total consumida (\dot{W}_c), parte é entregue ao eixo e parte é dissipada no motor elétrico, devido a correntes parasitas, ao efeito joule e a histerese. Da potência disponível no eixo, uma parcela é perdida no mecanismo pela ação de fricção nos componentes de transmissão mecânica, sendo denominada perda mecânica.

Descontadas as perdas elétricas e mecânicas, tem-se a potência real entregue ao fluido refrigerante, denominada de potência indicada, \dot{W}_{ind} , usualmente utilizada na análise de compressores de refrigeração, através da definição do coeficiente de performance termodinâmico, COP*:

$$COP^* = \dot{Q}_e / \dot{W}_{ind} \quad (3.3)$$

O emprego da Eq. (3.3) permite a comparação direta do desempenho termodinâmico de diferentes mecanismos de compressão, desconsiderando as perdas associadas aos motores elétricos e mancais. No caso do compressor centrífugo, a potência indicada se refere à energia total entregue ao escoamento nos estágios de compressão, de modo que seja fornecido o aumento de pressão necessário no sistema. Nesta estão todas as ineficiências inerentes ao processo de compressão, denominadas perdas termodinâmicas, incluindo perdas por vazamentos e perdas por atrito viscoso nos rotores e difusores.

3.1.1. Rotação específica

Usualmente, o projeto de uma máquina de fluxo parte de alguns requisitos preliminares, tais como vazão e razão de pressões necessárias. Com base nesses parâmetros o projetista se depara então com a necessidade de decidir sobre o tipo de rotor mais adequado para a aplicação considerada. Segundo Dixon (1998), um parâmetro adimensional fundamental no projeto de máquinas de fluxo é a rotação específica N_{ss} , definida como:

$$N_{ss} = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (3.4)$$

em que, N é a rotação do rotor [rad/s], H é o trabalho específico realizado [J/kg] e Q é a vazão volumétrica [m³/s].

Conforme ilustrado na Fig. 3.1, para um determinado tipo de máquina de fluxo o ponto de máxima eficiência corresponderá a um determinado valor de rotação específica. Assim, uma vez projetada a máquina para a condição de ótimo, uma mudança na rotação levará a um afastamento da condição de máxima eficiência (Dixon, 1998). Dessa forma, com a razão de pressões e o fluxo de massa necessários, em conjunto com as propriedades termodinâmicas do fluido (densidade, calor específico, etc.) define-se a rotação que deve ser empregada buscando a condição de máxima eficiência. Considerando a Fig. 3.1, baseada em resultados de compressores de grande escala, é estimado que uma rotação específica da ordem de 0,85 corresponda ao ponto de máxima eficiência isentrópica, próxima a 90%. Segundo Reunanen *et al.* (2003) apesar deste valor de eficiência ser apenas uma estimativa, as tecnologias atuais podem proporcionar eficiências isentrópicas da ordem de 85%.

A definição do parâmetro rotação específica (Eq. 3.4) é de suma relevância para a determinação de fluidos refrigerantes aplicáveis na compressão centrífuga em baixas capacidades. Para o projeto de um compressor centrífugo eficiente, a Eq. (3.4) mostra que

para baixas capacidades de refrigeração, associadas a baixas vazões volumétricas, as rotações empregadas tornam-se muito elevadas, podendo resultar em alguns inconvenientes: i) atrito viscoso elevado no escoamento; ii) atrito mecânico elevado em partes móveis do compressor; iii) dificuldade em garantir a confiabilidade de operação do compressor.

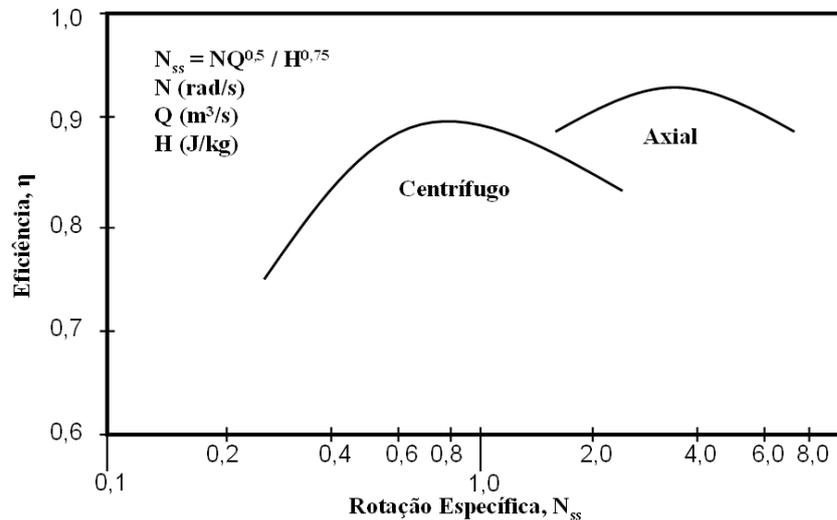


Figura 3.1 – Rotação específica versus eficiência isentrópica (baseado em Japikse e Baines, 1997).

Para que sejam obtidos níveis adequados de rotação no compressor centrífugo, o fluido refrigerante ideal deveria proporcionar uma vazão volumétrica elevada na entrada do rotor, permitindo uma menor rotação, mantendo assim o mesmo nível de rotação específica e, por consequência, um mesmo patamar de eficiência.

A fim de manter a rotação em níveis moderados, devem-se escolher fluidos refrigerantes que tenham as seguintes características: i) baixo efeito refrigerante volúmico, $(h_1 - h_3)/v_1$; ii) baixo trabalho isentrópico de compressão $(h_2 - h_1)_s$; iii) baixa densidade.

Analisando a Eq. 3.4, pode-se observar que para manter a rotação específica escolhida, um aumento da vazão volumétrica, Q , ou uma diminuição do trabalho específico, H , compensarão uma redução na rotação empregada. Ou seja, fixada a capacidade de refrigeração necessária, \dot{Q}_e , para se elevar a vazão volumétrica, Q , faz-se necessário o uso de fluidos refrigerantes de baixo efeito refrigerante volúmico, $(h_1 - h_3)/v_1$, conforme pode ser observado pela Eq. (3.5):

$$Q = \frac{\dot{Q}_e}{(h_1 - h_3)/v_1} \quad (3.5)$$

E visando diminuir o trabalho específico, H , deve-se utilizar fluidos que necessitem de um menor trabalho isentrópico de compressão $(h_2-h_1)_s$. Segundo Gosney (1982) o trabalho isentrópico de compressão é um parâmetro de grande influência no projeto de compressores centrífugos, pois determina a velocidade final na saída do rotor necessária para que seja obtida a razão de pressões requerida.

No caso da densidade, considerando que o rotor é responsável por fornecer energia cinética ao escoamento, um fluido mais leve terá sua quantidade de movimento mais facilmente alterada. Portanto, para um mesmo diâmetro de rotor o requerimento de rotação será maior no caso de um fluido mais pesado. Deve ser ainda mencionado que a recuperação de energia cinética na forma de um aumento de pressão também será mais fácil para um fluido menos denso.

3.2. Metodologia Integral

Conforme já mencionado, máquinas de fluxo, ou turbo máquinas, são mecanismos que empregam o efeito centrífugo para acrescentar ou retirar energia de um escoamento. Além de ser notadamente tridimensional, o escoamento através do rotor pode apresentar regiões de separação e recirculação, tornando uma análise completa da interação do rotor com o fluido bastante complexa.

Para simplificar a análise do escoamento em rotores, adota-se geralmente uma formulação integral para as suas equações governantes, considerando perfis de velocidade contantes nas seções de entrada e saída do rotor. A seguir, apresenta-se um detalhamento matemático dos principais parâmetros relacionados aos rotores centrífugos. Posteriormente, são descritos então os modelos utilizados neste trabalho para estimar as ineficiências que influenciam no desempenho do compressor, além de uma caracterização da região do difusor.

3.2.1. Caracterização geométrica e cinemática na entrada do rotor

Um compressor centrífugo consiste essencialmente de um rotor e um difusor. De acordo com a razão de pressões requerida pelo sistema de refrigeração, o compressor centrífugo pode ser projetado com vários rotores, formando estágios de compressão. A função do rotor, através da ação centrífuga, é entregar energia ao fluido, principalmente na forma de energia cinética. Cabe ao difusor recuperar a maior parte possível da energia cinética através do aumento da pressão.

Na Fig. 3.2 podem ser visualizadas as formas mais comuns dos difusores: (a) do tipo voluta ou caracol, (b) na forma de perfis aerodinâmicos e (c) na forma de canais.

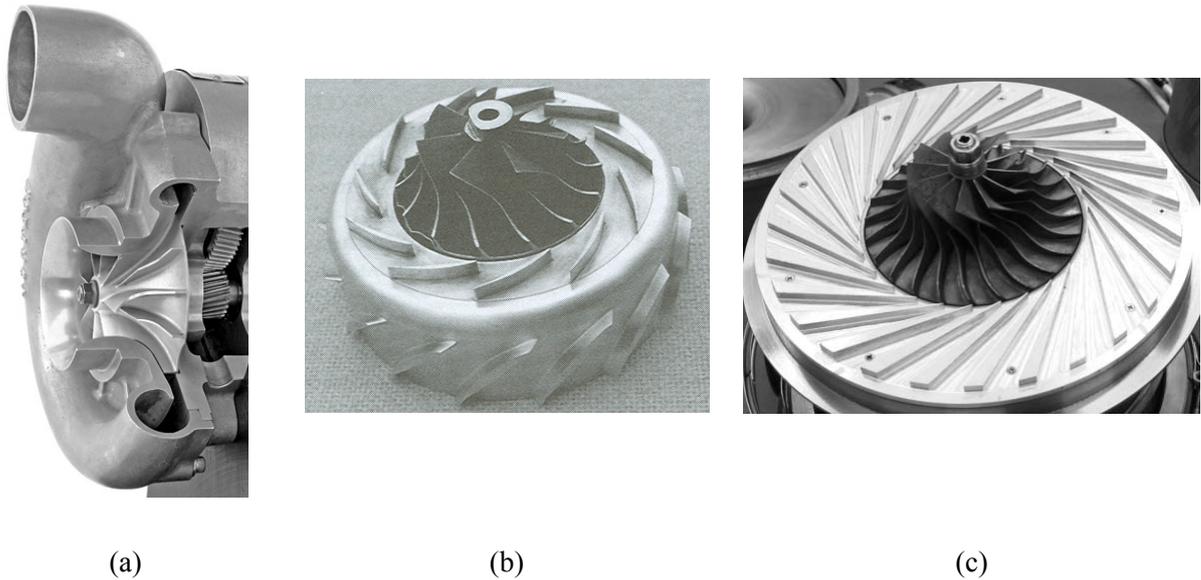


Figura 3.2 – Tipos de difusores, do tipo voluta (a), na forma de perfis (b) e na forma de canais (c).

Na Fig. 3.3 são representados os principais entes geométricos para o projeto de rotores centrífugos, juntamente com os triângulos de velocidade para a entrada e a saída do rotor. Os subíndices 1 e 2 são utilizados para representar, respectivamente, as condições na entrada e na saída do rotor. Dentre os parâmetros geométricos de um rotor centrífugo os principais são os ângulos da pá, β_1 e β_2 , os raios interno e externo na entrada, r_{1h} e r_{1t} , o raio r_2 e a altura das pás b_2 na saída do rotor. Na Fig. 3.3 é também apresentada a velocidade da pá, U , e as componentes de velocidade absoluta, C , e relativa, W , do escoamento, utilizadas na construção dos triângulos de velocidade necessários para o desenvolvimento matemático do modelo integral, conforme será detalhado na seqüência deste trabalho. A componente de velocidade relativa, W , é avaliada em um sistema de coordenadas em rotação. Por outro lado, a velocidade absoluta, C , é expressa em relação a um sistema de coordenadas fixo. Nesta representação, o ângulo formado entre a velocidade da pá, U , e a componente de velocidade absoluta, C , é denotado por α .

A inclinação das pás na saída do rotor pode ser voltada para trás ($\beta_2 < 90^\circ$) ou para frente ($\beta_2 > 90^\circ$), conforme representado na Fig. 3.4. Ângulos de pás voltados para trás são uma característica típica de sistemas com vazões ou pressões elevadas, enquanto que inclinação para frente conduzem a formas de canais que são mais indicadas no sentido de

corrente inverso. Ou seja, da região de diâmetro maior para a região de diâmetro menor, como acontece em turbinas hidráulicas.

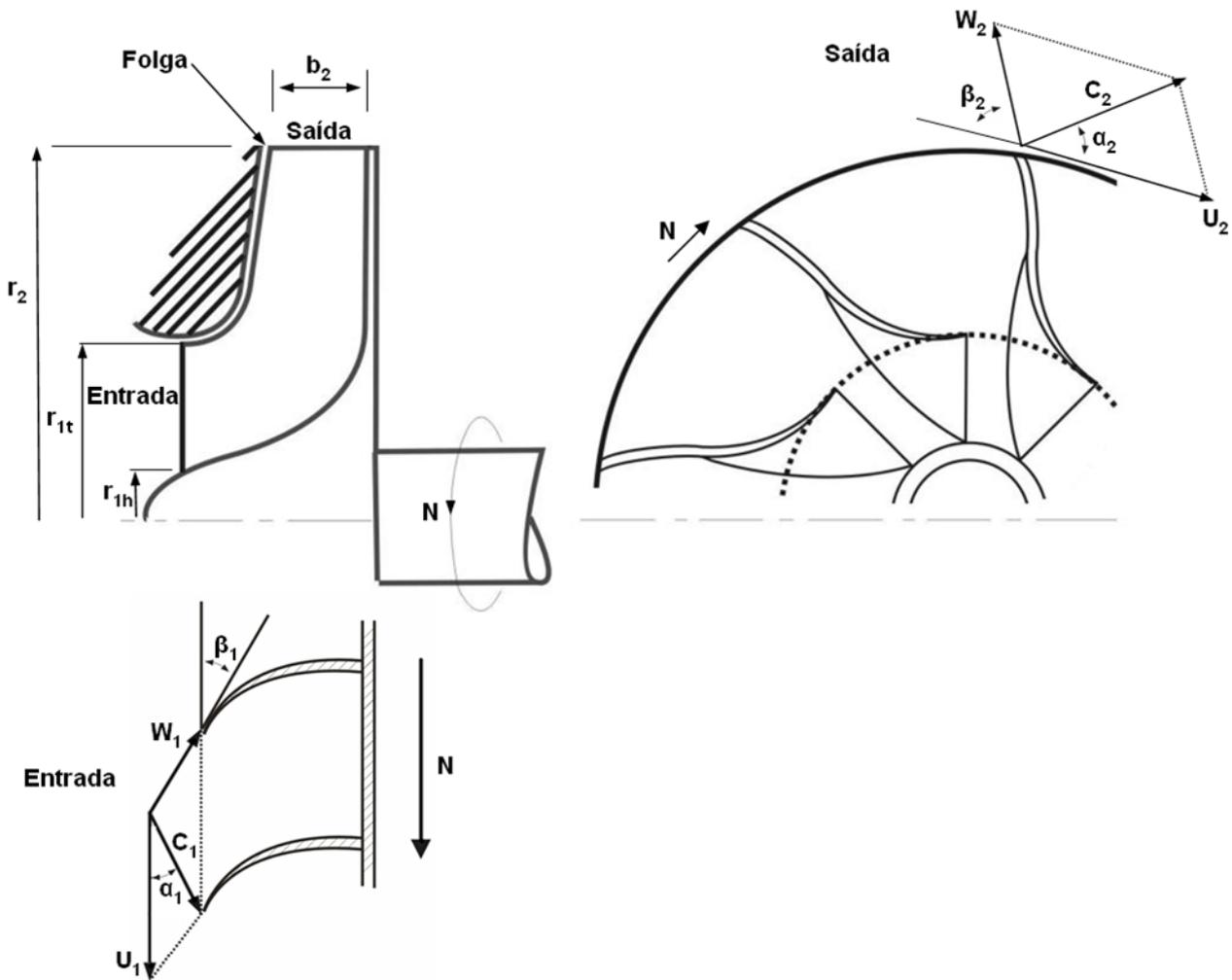
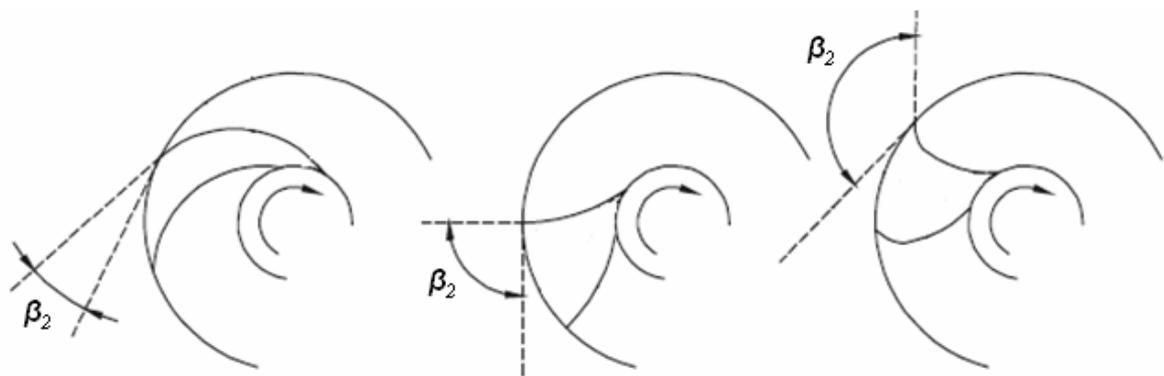


Figura 3.3 – Representação esquemática de um rotor centrífugo, com seus triângulos de velocidades.



$\beta_2 < 90^\circ$ - Pás voltadas para trás

$\beta_2 = 90^\circ$ - Pás retas

$\beta_2 > 90^\circ$ - Pás voltadas para frente

Figura 3.4 – Representação do ângulo da pá na saída do rotor, β_2 .

Observando a Fig. 3.4, nota-se que ao utilizar ângulos $\beta_2 < 90^\circ$ os rotores possuem canais de maior comprimento, os quais se alargam suavemente, conduzindo a um aumento da área de passagem mais gradual e, conseqüentemente, podendo proporcionar menores perdas no escoamento pela diminuição de regiões de separação.

A seguir será apresentado o desenvolvimento do modelo matemático adotado, com as principais considerações relativas às perdas termodinâmicas envolvidas em compressores centrífugos. Conforme apresentado na Fig 3.5, os ângulos das pás podem também ser relacionados pelas denominações tangencial e meridional.

Por exemplo, na Fig 3.4 o ângulo na saída do rotor, β_2 , é indicado na direção tangencial. Entretanto, seguindo a representação para os triângulos de velocidade de Japikse e Baines (1997), neste trabalho adotou-se o sistema meridional, no qual os ângulos e componentes de velocidade são positivos quando estão na mesma direção da rotação. Informações adicionais sobre os triângulos de velocidade e sua construção podem ser encontradas em Japikse e Baines (1997).

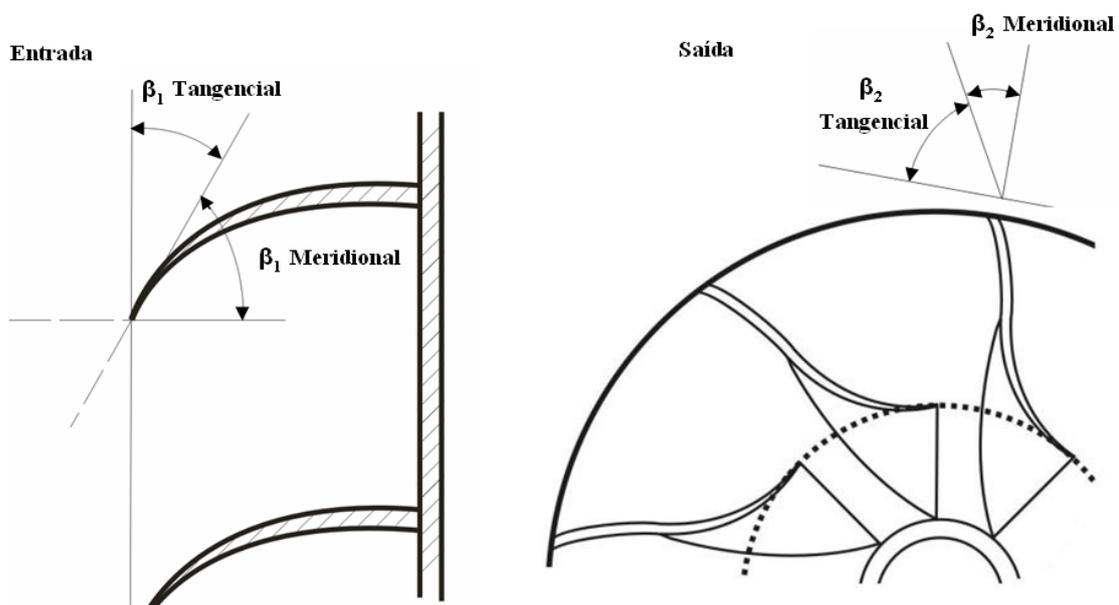


Figura 3.5 – Convenção de localização dos ângulos.

Uma vez que a análise integral parte do princípio de que as velocidades são constantes nas seções de entrada e saída do rotor, são utilizados triângulos de velocidade para relacionar a velocidade da pá com as componentes de velocidade do escoamento. Na Fig 3.6 são representados os triângulos de velocidade para a entrada e a saída de um rotor centrífugo. Nesta representação, os ângulos da pá β assumem valores negativos, enquanto que os ângulos do escoamento, α , são positivos, pois são avaliados no mesmo sentido da rotação.

Na Fig. 3.6 a velocidade da pá é denotada por U_1 e U_2 , na entrada e na saída respectivamente, enquanto que C_1 e C_2 representam a velocidade absoluta do escoamento na entrada e na saída. As velocidades C_{m1} , C_{m2} e $C_{\theta 1}$, $C_{\theta 2}$ representam respectivamente as componentes da velocidade absoluta, C , na direção meridional e tangencial. A velocidade relativa do escoamento em relação à pá é representada na entrada por W_1 e na saída por W_2 .

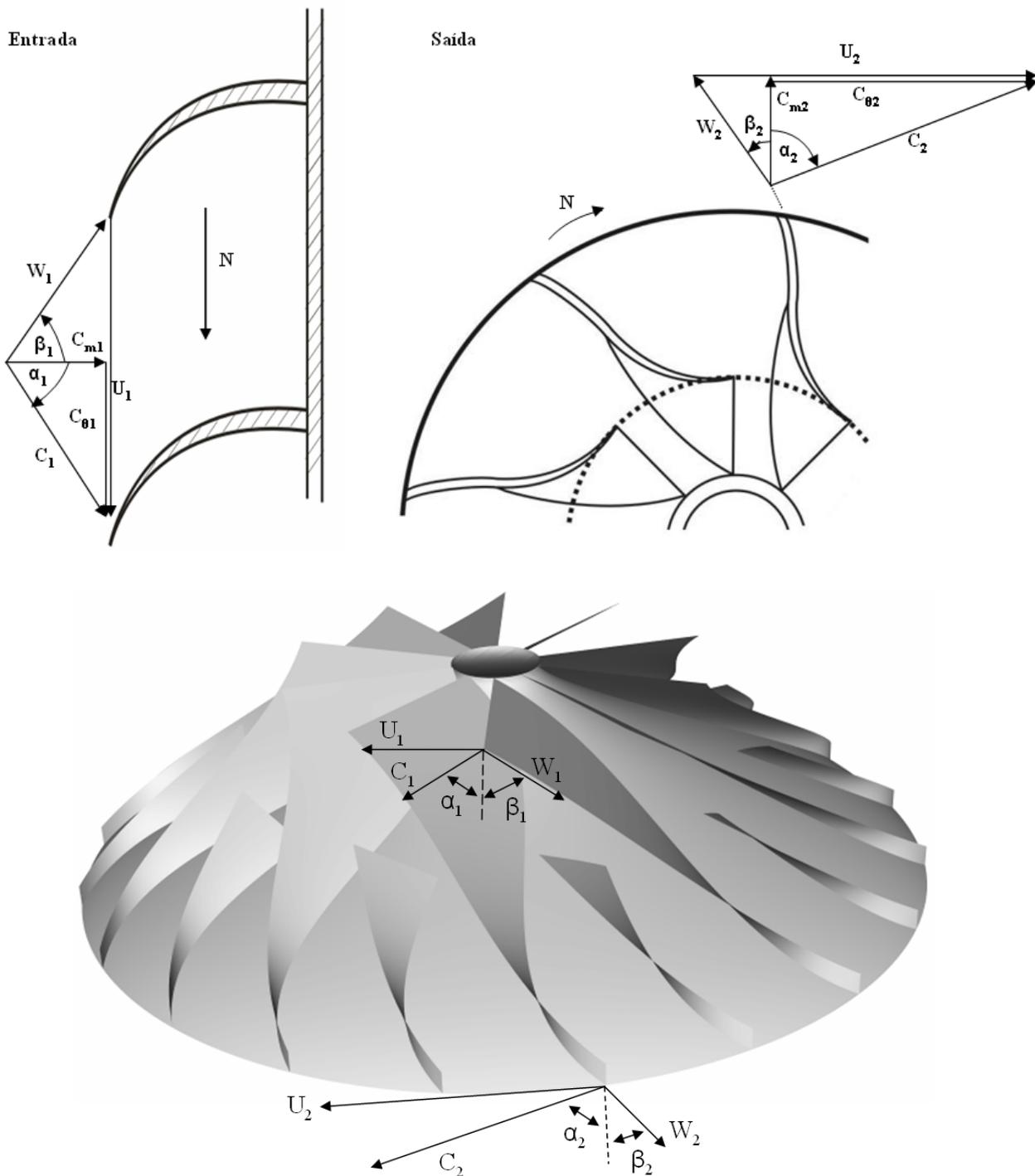


Figura 3.6 – Triângulo de velocidades na entrada e na saída de um rotor centrífugo.

Para uma aplicação em que o fluido refrigerante e as condições de capacidade e operação do sistema estão definidos, o primeiro passo no projeto do compressor centrífugo é a otimização do escoamento na entrada do rotor, tendo em vista que a velocidade meridional na entrada, C_{m1} , é inicialmente arbitrada. De acordo com Japikse (1996), busca-se nesse procedimento a velocidade C_{m1} que proporcione a mínima velocidade relativa na entrada do rotor, W_1 . De fato, objetiva-se que o número de Mach na entrada do rotor, calculado em base na velocidade relativa, seja inferior a unidade, pois na ocorrência de um escoamento supersônico a eficiência isentrópica pode diminuir (Reunanen *et al.*, 2003). Como a velocidade relativa na entrada do rotor, W_1 , é uma composição da velocidade do escoamento, C_1 , com a velocidade da pá, U_1 , esta dependente da posição radial, é usual buscar a menor velocidade relativa no raio externo da entrada, W_{1t} .

Seguindo o triângulo de velocidades na entrada do rotor (Fig. 3.6) a velocidade tangencial na entrada, $C_{\theta 1}$, pode ser expressa como:

$$C_{\theta 1} = C_{m1} \tan \alpha_1 \quad (3.6)$$

Conseqüentemente, a magnitude do vetor velocidade na entrada no rotor, necessária para a avaliação das condições de estagnação do fluido pode ser obtida através da seguinte relação:

$$C_1 = (C_{m1}^2 + C_{\theta 1}^2)^{1/2} \quad (3.7)$$

Normalmente o ângulo α_1 é igual a 0° , o que corresponde a uma entrada sem giro da corrente de fluido na entrada do rotor ($C_{\theta 1} = 0$ m/s). Assim, o escoamento entra axialmente no rotor e pela força centrífuga adquire somente uma componente de velocidade meridional, C_{m1} . Para que o escoamento tenha uma componente de velocidade tangencial ao atingir à região de entrada do rotor, torna-se necessária a aplicação de uma coroa de pás diretrizes em uma região anterior à entrada.

A partir da estimativa para a velocidade meridional, C_{m1} , e com a vazão \dot{m} requerida, determina-se a área de necessária para o escoamento na entrada do rotor:

$$A_f = \dot{m} / [\rho_1 C_{m1} (1 - B_1)] \quad (3.8)$$

em que B_1 é um coeficiente de bloqueio do escoamento, devido à configuração geométrica do duto de alimentação do rotor, que usualmente é obtido de dados experimentais. Neste trabalho, seguindo o exposto por Japikse (1996), adotou-se um valor de 0,04 para B_1 .

Determinada a área de fluxo, A_f , o raio da extremidade do rotor na região de entrada, r_{1t} , pode ser obtido utilizando-se as seguintes relações geométricas:

$$r_{1t} = \sqrt{\frac{A_f}{\pi[1 - (r_{1h}/r_{1t})^2]}} \quad (3.9)$$

$$r_{1t} = \sqrt{\frac{A_f}{\pi} + r_{1h}^2} \quad (3.10)$$

sendo que um valor inicial para a razão entre os raios interno e externo da região de entrada do rotor r_{1h}/r_{1t} , ou para o raio interno r_{1h} , deve ser inicialmente prescrito. Após determinado o raio externo da entrada do rotor, a velocidade na posição radial r_{1t} da pá pode então ser avaliada a partir da rotação empregada, N [rpm] empregada:

$$U_{1t} = 2\pi r_{1t} N / 60 \quad (3.11)$$

Por sua vez, a velocidade na extremidade da pá e as demais componentes de velocidade definem a magnitude do vetor velocidade no raio externo da entrada, W_{1t} , resultante da ação do rotor:

$$W_{1t} = \sqrt{(U_{1t} - C_{\theta 1})^2 + C_{m1}^2} \quad (3.12)$$

Para a avaliação de uma velocidade de pá representativa para a entrada do rotor, uma vez que a velocidade varia com a posição radial, é comumente adotado na literatura um diâmetro ponderado na área, definido como:

$$D_1^2 = 0,5(D_{t1}^2 + D_{h1}^2) \quad (3.13)$$

A velocidade média da pá pode então ser avaliada como:

$$U_1 = \pi D_1 N / 60 \quad (3.14)$$

A partir das componentes de velocidade do escoamento e da pá, é possível se obter a inclinação das pás na entrada do rotor:

$$\beta_1 = \tan^{-1}[(U_1 - C_{\theta 1}) / C_{m1}] \quad (3.15)$$

Esta inclinação das pás na entrada do rotor é determinada de modo a garantir um perfeito alinhamento com o escoamento. Ou seja, a direção da pá na entrada do rotor deve coincidir com a direção da velocidade relativa W_1 evitando uma diminuição da área efetiva de passagem pela presença de regiões de separação do escoamento. Nota-se ainda que por ser avaliado na direção meridional, o valor de β_1 será negativo.

3.2.2. Energia transferida ao escoamento pelo rotor

Considerando a segunda lei de Newton aplicada a um sistema em rotação, o torque associado a um escoamento com fluxo de massa \dot{m} é igual à variação de sua quantidade de movimento angular:

$$T = \dot{m} \Delta(rC_\theta) = \dot{m} (r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) \quad (3.16)$$

A taxa de transferência de energia ao escoamento por unidade de massa, W , é o produto do torque pela velocidade angular, ω , dividido pela vazão mássica do escoamento:

$$W = T \omega / \dot{m} = \omega (r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) \quad (3.17)$$

Deve ser notado que o produto ωr_1 e ωr_2 corresponde à velocidade da pá, U , na respectiva posição radial. Além disso, a equação da conservação da energia aplicada a um processo adiabático implica que o trabalho realizado por unidade de massa seja igual à variação da entalpia de estagnação. Deste modo, avaliando o trabalho específico de compressão, $(h_2 - h_1)_s$ através das componentes de velocidade e com a introdução de uma eficiência global para o estágio de compressão, η_{st} , reescreve-se a Eq. (3.17) para a avaliação do trabalho efetivo, W_{ef} , em um processo isentrópico:

$$W_{ef} = (U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1}) / \eta_{st} = (h_2 - h_1)_s / \eta_{st} \quad (3.18)$$

O trabalho específico de compressão $(h_2 - h_1)_s$ é um parâmetro de grande influência no projeto de compressores centrífugos, pois determina a velocidade final na saída do rotor necessária para que seja obtida a razão de pressões requerida. Assim torna-se importante a escolha de fluido refrigerante com baixo requerimento de trabalho específico, possibilitando uma menor velocidade na saída do rotor e, desta forma, rotações e/ou diâmetros dos rotores também menores.

A eficiência do processo de compressão no estágio, η_{st} , introduzida na Eq. (3.18) é uma variável que precisa ser determinada através de um processo iterativo, pois nesse parâmetro estão inclusas as perdas termodinâmicas que reduzem a eficiência isentrópica do rotor. A forma de cálculo dessas perdas será explicada posteriormente.

Para um gás perfeito o trabalho específico de compressão $(h_2 - h_1)_s$ pode ser obtido do cálculo de um processo isentrópico adiabático entre as condições do fluido na entrada do rotor e na saída do difusor:

$$(h_2 - h_1)_s = \frac{kRT_\infty}{k-1} (pr_{st}^{(k-1)/k} - 1) \quad (3.19)$$

3.2.3. Características geométricas e cinemáticas na saída do rotor

O coeficiente de trabalho, μ , é definido como sendo a razão entre a velocidade tangencial do escoamento, $C_{\theta 2}$, e a velocidade absoluta da pá na saída do rotor, U_2 :

$$\mu = C_{\theta 2} / U_2 \quad (3.20)$$

Empregando o coeficiente de trabalho, μ , pode-se avaliar a velocidade U_2 requerida na saída do rotor através da Eq. (3.18):

$$U_2 = [(U_1 C_{\theta 1} + W_{ef}) / \mu]^{0,5} \quad (3.21)$$

Para que o coeficiente de trabalho possa ser calculado, torna-se necessário definir o coeficiente de deslizamento, σ , na saída do rotor. Conforme ilustrado na Fig. 3.7, sob condições reais de escoamento, o perfil de velocidade entre as pás na seção de saída do rotor não é uniforme. Desta forma, as camadas adjacentes de fluido que deixam o rotor ao longo das superfícies de sucção e de pressão de uma determinada pá possuem velocidades diferentes. Esta diferença de velocidade do escoamento entre as arestas de pressão e sucção leva a uma mudança na orientação do fluxo logo após a saída do rotor, sendo caracterizado na modelação integral através do coeficiente de deslizamento σ .

Se o rotor fosse imaginado como composto por um número infinito de pás com espessuras infinitesimais, o fluxo manteria o ângulo da pá após a saída do rotor, β_{2b} (Fig. 3.8). No entanto, isto não ocorre e o escoamento na saída do rotor acaba tendo um ângulo diferente de β_{2b} .

No triângulo de velocidades da Fig. 3.8, essa mudança é representada pelas componentes de velocidade na saída do rotor, mais precisamente através da alteração na componente tangencial de velocidade na saída, $C_{\theta 2}$. Pode ser observado na Fig 3.8 que a componente tangencial da velocidade, $C_{\theta 2}$, é menor do que a componente teórica, $C_{\theta 2\infty}$, que resultaria caso o escoamento seguisse a trajetória definida pelas pás.

A diferença entre as componentes teórica e real é definida como velocidade de deslizamento, C_{slip} :

$$C_{slip} = C_{\theta 2\infty} - C_{\theta 2} \tag{3.22}$$

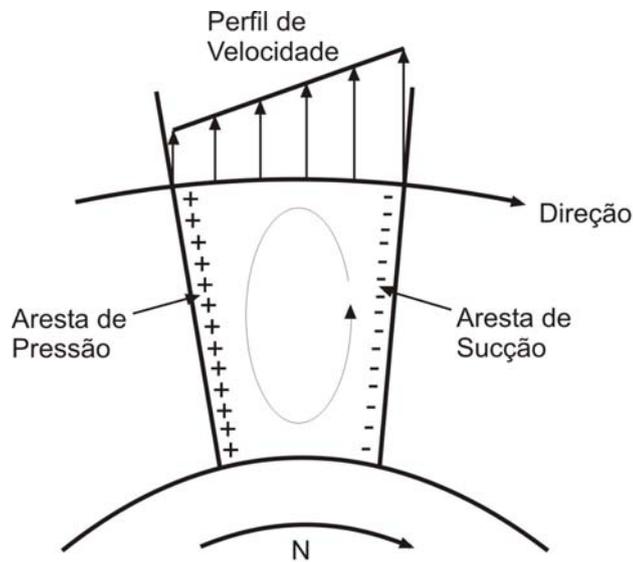


Figura 3.7 – Deslizamento na saída do rotor centrífugo.

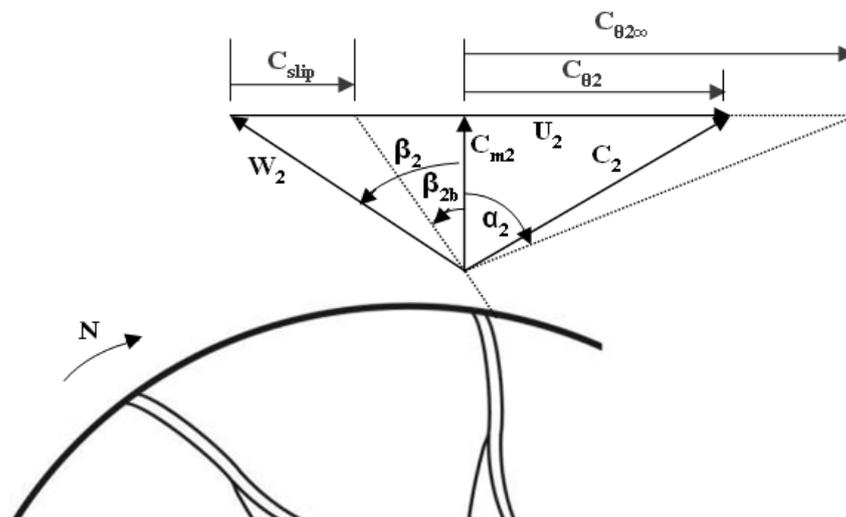


Figura 3.8 – Mudança no perfil de velocidades devido ao deslizamento na saída do rotor.

Do triângulo de velocidades da Fig. 3.8 tem-se que:

$$C_{\theta 2} = U_2 + C_{m2} \operatorname{tg} \beta_{2b} - C_{slip} \quad (3.23)$$

em que β_{2b} corresponde ao ângulo do rotor na saída da pá avaliado na direção meridional.

A razão entre as componentes de velocidade tangencial e meridional, C_θ e C_m , é denotada pelo coeficiente de escoamento λ . Assim na saída do rotor, identificada pelo subíndice 2, pode-se escrever:

$$C_{m2} = C_{\theta 2} / \lambda_2 \quad (3.24)$$

A partir da velocidade de deslizamento, C_{slip} , se define o coeficiente de deslizamento, σ , por meio da seguinte expressão:

$$\sigma = 1 - (C_{slip} / U_2) \quad (3.25)$$

Com a substituição das Eqs. (3.20), (3.24) e (3.25) na Eq. (3.23), obtém-se uma relação para o cálculo do coeficiente de trabalho:

$$\mu = \sigma \lambda_2 / (\lambda_2 - \tan \beta_{2b}) \quad (3.26)$$

Devido à impossibilidade do cálculo da velocidade de deslizamento, C_{slip} , o coeficiente de deslizamento, σ , deve ser obtido de correlações experimentais propostas na literatura. A correlação mais conhecida, e utilizada neste trabalho, é a de Wiesner (1967):

$$\sigma = 1 - \sqrt{\cos \beta_{2b} / Z_R^{0.7}} \quad (3.27)$$

Na Eq. (3.27), o parâmetro Z_R representa o número de pás que compõe o rotor, as quais possuem uma grande importância no desempenho do compressor centrífugo. Normalmente, o número de pás, Z_R , é determinado através de expressões empíricas estabelecidas em função de parâmetros geométricos, tais como ângulos de pás e diâmetros dos rotores.

Deve ser mencionado que a Eq. (3.27) só é válida para a seguinte condição geométrica:

$$\bar{r}_1 / r_2 < \exp(-8.16 \cos \beta_{2b} / Z_R) \quad (3.28)$$

sendo que \bar{r} é um raio médio ponderado na área de entrada do rotor:

$$\bar{r}^2 = 0,5(r_{1i}^2 + r_{1h}^2) \quad (3.29)$$

Neste trabalho, para situações em que a Eq. (3.27) não pôde ser aplicada, optou-se pela correlação de Balje (1970), escolhida de acordo com critérios de convergência e estabilidade numérica nos casos analisados. De acordo com a proposta de Balje (1970), o coeficiente de deslizamento é obtido de:

$$\sigma = 1 - \frac{C_{\theta 2}}{U_2} \left(\frac{1}{\sigma^*} - 1 \right) \quad (3.30)$$

em que:

$$\sigma^* = \frac{Z_R}{Z_R + 6,2(r_1/r_2)^{2/3}} \quad (3.31)$$

Em rotores centrífugos, especificamente no caso de máquinas de fluxo para aplicações industriais, há uma grande diversidade de geometrias utilizadas. Em princípio, não se dispõe de um método teórico geral, baseado nas características do escoamento, para definir o número apropriado de pás para qualquer geometria. Por exemplo, Pfleiderer (1960) propôs uma relação geral para estimar o valor de Z_R em máquinas de fluxo:

$$Z_R = K \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \text{sen } \beta_m \quad (3.32)$$

sendo que para compressores centrífugos o valor da constante K encontra-se compreendido entre 6,5 e 11,0. Neste trabalho, de modo a se obterem valores de Z_R semelhantes aos apresentados por Reunanen *et al.* (2003), foi adotado um valor de K igual a 6,5.

Uma prática muito comum no projeto de compressores centrífugos é a utilização de pás divisoras (*splitter blades*), ao longo da região final do escoamento no rotor, muito embora não haja um critério bem definido para indicar quando as mesmas são realmente vantajosas. Apesar disto, é comumente aceito na literatura, e confirmado em diversas investigações experimentais, que vazões de massa mais elevadas podem ser obtidas em um rotor por um aumento da área de passagem efetiva proporcionada pelo uso de pás divisoras. Isto é uma conseqüência do fato de que essas pás diminuem a possibilidade da separação do escoamento.

Entretanto, devido à ausência de relações para a determinação do efeito de pás divisoras sobre a eficiência do rotor, as mesmas não foram incluídas na análise integral do compressor centrífugo. Por outro lado, como será detalhado posteriormente, a análise desse efeito foi realizada através da formulação diferencial do problema, resolvida com o emprego da metodologia de volumes finitos.

Após ter calculado o coeficiente de trabalho, μ , obtém-se a velocidade na saída do rotor, U_2 , e determina-se então o diâmetro do rotor na saída, D_2 :

$$D_2 = 60U_2 / \pi N \quad (3.33)$$

Deve ser mencionado que o diâmetro do rotor na saída, D_2 , é necessário também para a estimativa do número de pás, Z_R , conforme mostra a Eq. (3.32).

Com a velocidade meridional C_{m2} se encontra a área necessária na saída do rotor:

$$A_2 = \dot{m} / \rho_2 C_{m2} \quad (3.34)$$

Conseqüentemente, com o diâmetro na saída, D_2 , avalia-se a altura da das pás, b_2 :

$$b_2 = A_2 / \pi D_2 \quad (3.35)$$

3.2.4. Efeito das espessuras das pás do rotor

Em função das dimensões reduzidas dos rotores avaliados neste trabalho, a espessura das pás deve ser considerada, pois reduzem as áreas de passagem do escoamento na entrada e na saída do rotor, conforme ilustra a Fig. 3.9.

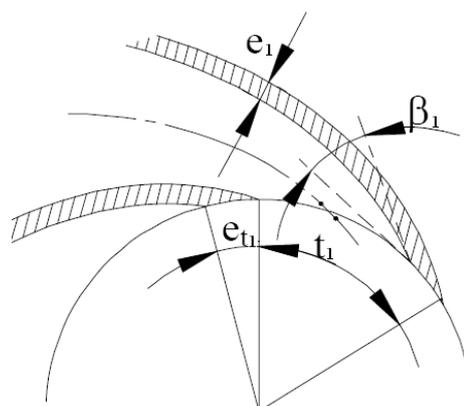


Figura 3.9 – Influência da espessura das pás.

Para a região de entrada do rotor, a espessura medida na direção tangencial, e_{t1} , pode ser relacionada com a espessura, e_1 , e o ângulo da pá, β_1 :

$$e_{t1} = e_1 / \sin \beta_1 \quad (3.36)$$

A espessura das pás é representada matematicamente no modelo integral como uma restrição à passagem do fluido refrigerante. Desse modo, a avaliação da espessura na direção tangencial, e_{t1} , deve ser levada em consideração no cálculo da área de fluxo, A_f , na Eq. (3.8). Um procedimento análogo é realizado na saída do rotor, considerando então a espessura tangencial da saída, e_{t2} , no cálculo da altura necessária para as pás na saída do rotor, b_2 .

3.2.5. Recuperação de pressão no difusor

Para finalizar o cálculo da dinâmica do escoamento ao longo do rotor e avaliar a pressão do escoamento na saída do estágio de compressão, ou seja, após a passagem do escoamento pelo difusor, é necessário que seja caracterizado o coeficiente de recuperação de pressão do difusor, C_{pD} . O difusor é um componente projetado com a finalidade de aumentar a pressão do escoamento através da redução de sua velocidade. Conforme pode ser visualizado na Fig. 3.2, os difusores são geralmente formados por canais retos, na forma de perfis aerodinâmicos, por volutas, ou através de uma composição destas alternativas.

Tipicamente uma parcela significativa da energia adicionada pelo rotor ao escoamento se encontra na forma de energia cinética, e pode equivaler a mais de 50% da energia total transferida (Dixon, 1998). Deste modo, um projeto adequado do difusor deve maximizar a conversão dessa energia cinética na forma de um aumento de pressão e, conseqüentemente, melhorar a eficiência do estágio. De fato, como um dos objetivos principais do compressor em um sistema de refrigeração é o aumento da pressão, o projeto do difusor é tão importante quanto o projeto do rotor. De acordo com Cumpsty (2004), um difusor bem projetado possui um valor típico para a recuperação de pressão em torno de 70%. Uma vez que o foco deste trabalho não é o projeto do difusor, uma estimativa de 65% foi adotada para caracterizar o coeficiente de recuperação de pressão, C_{pD} . Para compensar um pouco este procedimento simplista, um estudo da influência deste parâmetro no desempenho do compressor será apresentado no Capítulo 5.

3.2.6. Avaliação da eficiência do estágio de compressão

Após a caracterização geométrica do rotor e o cálculo de estimativas para as suas ineficiências, a eficiência do rotor, η_{rotor} , em cada estágio de um compressor centrífugo pode ser obtida. De acordo com Jiang *et. al.* (2005) a eficiência isentrópica do rotor pode ser avaliada tanto por relações que quantifiquem um trabalho extra devido a determinada perda termodinâmica, como por relações de correção da eficiência isentrópica obtida.

De maneira geral a eficiência do rotor pode ser definida como uma razão entre o trabalho ideal e o trabalho total aplicado ($W_{ideal} + W_{perdas}$):

$$\eta_{rotor} = \frac{W_{ideal}}{W_{total}} \quad (3.37)$$

A fim de tornar a análise termodinâmica do compressor centrífugo neste trabalho representativa de sua operação, os diversos parâmetros que afetam a eficiência do rotor foram equacionados a partir de recomendações da literatura. Exemplos desses parâmetros, detalhados a seguir, são a perda de eficiência da compressão devido a vazamentos nos canais, ao atrito viscoso no labirinto posterior ao rotor e a perdas de acordo com o regime de escoamento nos canais.

Um dos parâmetros que influenciam na eficiência do compressor e que recebeu considerável atenção na literatura (Wiesner, 1979; Casey, 1985; Cumpsty, 2004) está associado ao regime do escoamento no rotor, caracterizado pelo número de Reynolds na saída do rotor. Segundo Cumpsty (2004), o projeto do rotor deve favorecer a presença do regime turbulento para evitar, ou minimizar, os efeitos negativos da separação do escoamento. De fato, o autor indica que embora o escoamento laminar proporcione baixas perdas por atrito viscoso, é muito mais suscetível à separação do escoamento, originando regiões de recirculação ao longo do canal do rotor, reduzindo a área efetiva de escoamento. Assim, a vazão e a recuperação da pressão seriam menores em um escoamento laminar do que em um escoamento turbulento. Pelas mesmas razões, o regime turbulento favorece também a recuperação da pressão no difusor de maneira mais eficiente. As principais correlações para a avaliação da variação de eficiência devido ao regime de escoamento provem dos trabalhos de Wiesner (1979) e Casey (1985). Baseando-se no número de Reynolds na saída do rotor os autores propõem uma relação empírica para a eficiência, η_{Re} , em função de uma eficiência de um rotor de referência, η_{ref} , obtida de dados experimentais:

$$\frac{1 - \eta_{Re}}{1 - \eta_{ref}} = a + (1 - a)(Re_{ref} / Re)^n \quad (3.38)$$

O número de Reynolds, Re , que aparece na Eq. (3.38) é definido com base em parâmetros do escoamento na saída do rotor:

$$Re = C_2 b_2 \rho_2 / \mu_2 \quad (3.39)$$

Na Eq. (3.38) o parâmetro a representa um fator de ajuste para a avaliação da perda que independente do número de Reynolds do escoamento. Já o parâmetro n é um expoente de ajuste para a relação entre um número de Reynolds de referência e o número de Reynolds do escoamento. Segundo Wiesner (1979), em compressores centrífugos os valores destes parâmetros encontram-se na faixa de 0,0 a 0,5 para o fator a , e entre 0,1 a 0,5 para n .

Neste trabalho, devido à indisponibilidade de uma base de dados experimentais para que fosse possível calibrar os coeficientes a e n necessários na proposta de Wiesner (1979), adotou-se a curva de correção para a eficiência isentrópica do rotor, apresentada por Reunanen *et al.* (2003), reproduzida na Fig. 3.10. É interessante notar que de acordo com os dados de Reunanen *et al.* (2003) a correção para a eficiência isentrópica torna-se positiva para números de Reynolds acima de 100.000, ou seja, prevê um aumento na eficiência do rotor devido ao regime do escoamento.

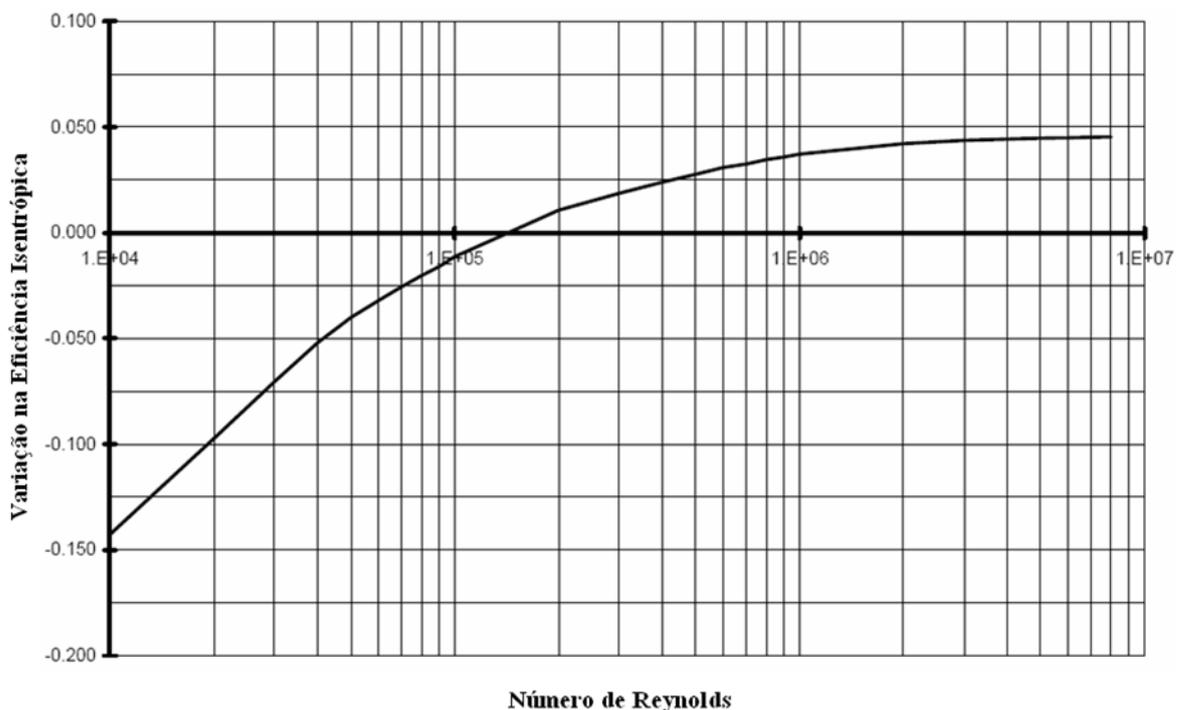


Figura 3.10 – Variação da eficiência isentrópica com o número de Reynolds (Reunanen *et al.*, 2003).

Em rotores abertos (Fig. 2.3.b) é muito importante reconhecer a influência dos vazamentos entre canais adjacentes nos rotores (Fig. 3.11). Senoo e Ishida (1987) desenvolveram um modelo simples para quantificar essa perda através de uma variação na eficiência isentrópica do estágio:

$$\Delta\eta_{cl} / \eta_{st} = (t / b_2) / 4 \quad (3.40)$$

sendo que t é a folga entre o rotor e a carcaça externa. Por ser um modelo simples de ser empregado, pois relaciona apenas variáveis geométricas, e por apresentar resultados satisfatórios (Japikse, 1996; Cumpsty, 2004; Tang, 2006), o mesmo foi utilizado neste trabalho.

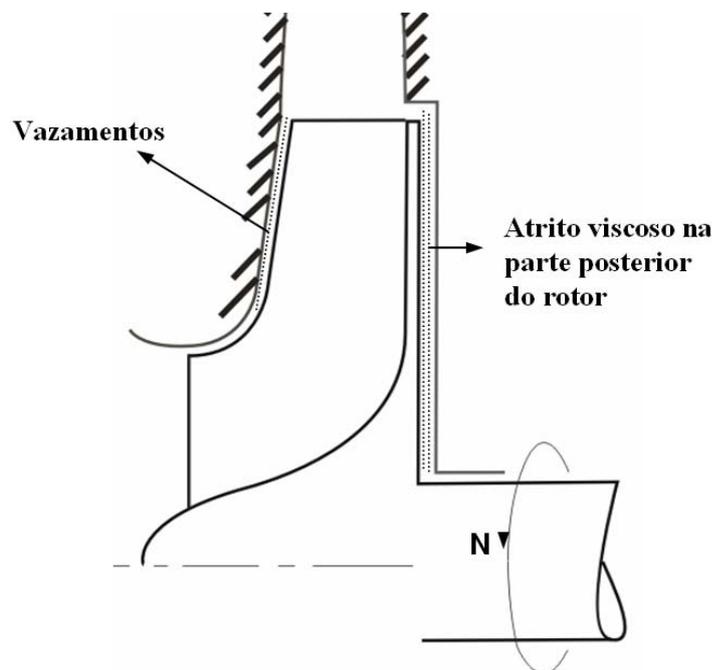


Figura 3.11 – Regiões que geram perdas de eficiência no rotor centrífugo.

O efeito viscoso de fricção presente no labirinto formado entre a parte posterior do rotor e a carcaça (Fig 3.11) também deve ser avaliado a fim de estimar apropriadamente a eficiência termodinâmica do compressor centrífugo. De acordo com Japikse (1996), a correlação mais comumente empregada para estimar a potência dissipada por atrito, W_f , é a proposta por Daily e Nece (1960):

$$W_f = C_m \rho_2 (U_2 / r_2)^3 r_2^5 / 4\dot{m} \quad (3.41)$$

na qual o valor do parâmetro C_m , é obtido de:

$$C_m = 0,0402 / Re_D^{1/5} \quad (3.42)$$

onde o número de Reynolds, Re_D , é definido pela seguinte expressão:

$$Re_D = U_2 r_2 \rho_2 / \mu_2 \quad (3.43)$$

Obtido o trabalho efetivo, W_{ef} , e empregando a eficiência do rotor, η_{rotor} , através de uma relação de compressão isentrópica chega-se a pressão total na saída do rotor, P_{02} :

$$P_{02} = P_\infty \{ (k-1)(W_{ef} \eta_{rotor} / kRT_\infty) + 1 \}^{k/(k-1)} \quad (3.44)$$

Na equação acima, k é a relação entre os calores específicos ($= c_p/c_v$), enquanto que T_∞ e P_∞ são a temperatura e a pressão estáticas a montante da entrada do rotor, ou seja, no canal de alimentação.

Utilizando o coeficiente de recuperação de pressão do difusor, C_{pD} , chega-se a uma estimativa para a pressão resultante no estágio de compressão, P_3 :

$$P_3 = P_2 + C_{pD}(P_{02} - P_2) \quad (3.45)$$

em que P_2 é a pressão estática na saída do rotor.

Finalmente, partindo dos parâmetros do escoamento, pode-se obter a eficiência total do estágio de compressão, η_{st} :

$$\eta_{st} = \frac{(p_3 / p_\infty)^{(k-1)/k} - 1}{(T_{02} / T_\infty) - 1} \quad (3.46)$$

Uma vez que a eficiência do estágio é necessária no cálculo do trabalho efetivo, W_{ef} , (Eq. 3.18), esta acabada sendo inicialmente arbitrada nos cálculos, assim sendo, torna-se necessário o retornar à Eq. (3.18) para a correção dos cálculos, de maneira iterativa até a convergência do valor de η_{st} .

Posteriormente, após a convergência do processo, outros valores para a relação de raios na entrada, r_{1h}/r_{1t} , podem ser testados a fim de determinar a geometria de compressor centrífugo que proporciona a maior eficiência.

3.3. Metodologia Diferencial

Por muitas décadas o projeto aerodinâmico de rotores centrífugos foi baseado em modelos integrais, análises experimentais e, eventualmente, análises diferenciais bidimensionais para escoamento invíscido. Mais recentemente, com a disponibilidade de recursos computacionais adequados, a análise diferencial tridimensional do escoamento viscoso passou a ser amplamente utilizada.

Partindo das equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia, vários autores têm se dedicado à modelação do escoamento em rotores centrífugos. Além disso, atualmente, diversas metodologias de simulação estão disponíveis, incluindo códigos comerciais, com rotinas dedicadas à solução do escoamento em máquinas rotativas.

Neste trabalho, optou-se por uma análise diferencial tridimensional a fim de ampliar o entendimento do processo de compressão, bem como para uma comparação com os resultados de desempenho previamente obtidos pela formulação integral.

Nesta seção, as equações governantes do escoamento são inicialmente apresentadas e, na seqüência, detalhados os modelos utilizados para avaliar a contribuição do transporte da quantidade de movimento e de energia devido à turbulência.

3.3.1. Equações governantes do escoamento

A equação da conservação da massa pode ser escrita como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.47)$$

onde ρ é a massa específica e u_i é a componente de velocidade na direção i . Na equação acima, o primeiro termo representa a variação local da massa em um volume infinitesimal, enquanto que o segundo termo denota o balanço líquido da mesma atravessando as faces do volume.

Para um referencial inercial, a equação de conservação da quantidade de movimento é expressa por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij}) + F_i \quad (3.48)$$

Os termos do lado esquerdo da Eq. (3.48) denotam a aceleração total de um elemento infinitesimal de fluido no escoamento, devido a transientes (aceleração local) e a variações de velocidade originadas por uma mudança da posição espacial (aceleração convectiva). Os dois primeiros termos do lado direito representam o somatório de forças de superfície devido ao campo de pressão e de forças viscosas, respectivamente. Finalmente, F_i é um termo que engloba eventuais forças de corpo que atuam sobre o fluido, originadas pelo campo gravitacional, por exemplo.

Para um fluido Newtoniano, o tensor tensão viscoso, τ_{ij} , é expresso por:

$$\tau_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (3.49)$$

Na expressão acima, μ é a viscosidade molecular absoluta do fluido [Pa.s], enquanto que δ_{ij} representa o delta de Kronecker. O segundo termo dentro dos colchetes somente é relevante em escoamentos compressíveis. O sistema de equações formado pela Eq. (3.48) com o uso da relação (3.49) é denominado equações de Navier-Stokes.

A equação de conservação da energia, com a Lei de Fourier para modelar a difusão molecular de calor e desconsiderando a geração de energia interna pode ser escrita em termos da entalpia total do escoamento, h :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i \rho h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j \tau_{ij}) \quad (3.50)$$

Equação esta, escrita para um gás perfeito, onde se adota como constantes a condutividade térmica do fluido, k , e sua viscosidade molecular absoluta, μ .

No lado esquerdo desta equação (Eq. 3.50), o primeiro termo representa a variação local de entalpia em um volume infinitesimal de fluido e o segundo termo denota o balanço líquido da mesma atravessando as faces do volume. Analisando os termos do lado direito da Eq. (3.50), tem-se; no primeiro termo a representação do fluxo líquido de calor, no segundo a representação do trabalho devido à expansão e contração e, finalmente, no último termo a representação da dissipação viscosa.

Como o escoamento presente ao longo dos rotores centrífugos é de natureza compressível torna-se necessária ainda uma equação de estado que relacione a massa específica com a pressão e a temperatura.

Neste trabalho, por simplicidade, adotou-se a equação de estado para gás ideal:

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (3.51)$$

em que R é a constante do gás em questão.

3.3.2. Modelação da turbulência

Escoamentos turbulentos são caracterizados pela presença de flutuações nos campos de velocidade e de propriedades escalares. De fato, geralmente a idéia comum que se tem sobre a natureza de escoamentos turbulentos está relacionada ao seu movimento aleatório e desordenado.

É possível resolver diretamente todo o espectro de escalas da turbulência, um procedimento conhecido como Simulação Numérica Direta (*Direct Numerical Simulation* - DNS). Entretanto apesar dos avanços na área de processamento computacional, não há expectativa de que em um futuro próximo a solução numérica de escoamentos turbulentos, utilizando a simulação direta das equações de Navier-Stokes, seja viável em situações de interesse industrial.

O problema reside na própria natureza do escoamento turbulento, o qual é sempre tridimensional e transiente. Por ser caracterizado pela presença de uma larga faixa de escalas de comprimento e de tempo, o escoamento turbulento requer níveis de discretização espacial e temporal extremamente pequenos para a sua correta caracterização.

Alternativamente, outro método para a solução numérica de escoamentos turbulentos é a simulação de grandes escalas (*Large-Eddy Simulation* - LES). A simulação de grandes escalas é similar à DNS no sentido de que resolve, pelo menos em parte, a turbulência como um problema tridimensional e transiente.

No entanto, as discretizações espacial e temporal adotadas são direcionadas somente às grandes escalas do movimento turbulento. As pequenas escalas, de comportamento mais universal, são aproximadas pela introdução de algum modelo de turbulência simples. Apesar da diminuição considerável do custo computacional da LES comparada à DNS, a técnica ainda é impraticável para escoamentos encontrados em problemas de engenharia.

O conceito de média temporal de Reynolds (*Reynolds-Averaged-Navier-Stokes - RANS*) indica que os valores médios das propriedades analisadas podem ser obtidos em um intervalo de tempo grande o suficiente de modo que a média possa ser estabelecida. Ao aplicar esta definição a todas as quantidades envolvidas no escoamento, pode-se deduzir das equações de Navier-Stokes uma equação para a descrição do escoamento médio. Trata-se de uma espécie de filtro que remove as flutuações das variáveis dependentes, permitindo o uso de malhas menos refinadas, reduzindo assim os custos computacionais de maneira considerável.

De acordo com a proposta de média de Reynolds, uma propriedade qualquer instantânea, ϕ , pode ser escrita como a soma de uma quantidade média, Φ , e uma parcela flutuante, ϕ' , associada à turbulência:

$$\phi = \Phi + \phi' \quad (3.52)$$

Todas as propriedades presentes nas equações da conservação apresentadas anteriormente podem apresentar variações decorrentes da turbulência. Contudo, considera-se que as variações da massa específica, ρ , da viscosidade, μ , e da condutividade térmica, k , são suficientemente pequenas de tal forma que seus efeitos sobre a turbulência possam ser desprezados. Assim, ao se aplicar o conceito de média de Reynolds, e considerando como hipóteses tratar-se de um fluido Newtoniano, com μ e k constantes, para um gás perfeito as equações de conservação para massa, quantidade de movimento e energia podem ser reescritas da seguinte forma (Versteeg e Malalasekera, 1995):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (3.53)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) + F_i \quad (3.54)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_i} (U_i \rho H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial P}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \overline{u'_i h'}) \quad (3.55)$$

As equações anteriores são conhecidas como Equações de Reynolds. Analisando a equação referente à quantidade de movimento (Eq. 3.54), observa-se que a média do produto das flutuações de velocidade $\overline{\rho u'_i u'_j}$, denominada tensor de Reynolds, representa o

transporte de quantidade de movimento adicional devido à turbulência. A mesma interpretação pode ser dada ao fluxo de energia turbulento $\overline{\rho u'_i h'}$. Como a solução das equações de Reynolds depende do conhecimento do tensor de Reynolds $\overline{\rho u'_i u'_j}$ e do fluxo turbulento $\overline{\rho u'_i h'}$, a avaliação desses termos é o principal objetivo dos modelos de turbulência.

Geralmente, os modelos de turbulência fazem uso da hipótese de viscosidade turbulenta, μ_t , proposta originalmente por Boussinesq. Esta hipótese é uma analogia direta às relações constitutivas para fluidos newtonianos, nas quais as tensões são proporcionais aos gradientes de velocidade. Desse modo, o tensor de Reynolds é avaliado através da introdução de uma viscosidade turbulenta:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left[\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.56)$$

Onde k representa a energia cinética das flutuações de velocidade. Deve ser observado que a viscosidade turbulenta é uma propriedade do escoamento e não do fluido.

Analogamente ao que se realiza para a transferência de quantidade de movimento, a contribuição da turbulência no transporte de energia térmica pode ser modelada através de uma condutividade térmica turbulenta, Γ_t , relacionada com μ_t através da definição de um número de Prandtl turbulento ($Pr_t = \mu_t c_p / \Gamma_t$):

$$-\overline{\rho u'_i h'} = \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3.57)$$

O parâmetro c_p representa o calor específico do fluido à pressão constante.

Usualmente os modelos de turbulência assumem valores para Pr_t em torno de 1, mas, segundo Wang e Komori (1998), um valor mais apropriado para gases fica em torno de 0,90. O código computacional Fluent (Ansys, 2006) adotado neste trabalho para as simulações do escoamento, adota um valor de $Pr_t = 0,85$. Para investigar a eventual importância deste aspecto, foram realizadas simulações utilizando valores para Pr_t iguais a 0,85 e 0,90, não sendo encontradas diferenças significativas nos resultados. A avaliação da viscosidade turbulenta, μ_t , é realizada através do emprego de modelos de turbulência, conforme apresentado a seguir.

3.3.3. Modelos de Turbulência

a) Modelo RNG $k-\varepsilon$

Kunz e Lakshiminarayana (1992) utilizaram o modelo $k-\varepsilon$ para simular o escoamento em um rotor centrífugo, encontrando uma concordância satisfatória com dados experimentais. O modelo RNG $k-\varepsilon$ é uma versão melhorada do modelo $k-\varepsilon$, proposta por Yakhot e Orzag (1986), obtido a partir da Teoria dos Grupos de Renormalização, em que as constantes e funções são obtidas teoricamente, e não empiricamente como no caso do modelo $k-\varepsilon$ original.

Devido à sua base matemática, Orzag *et al.* (1993) defendem que o modelo RNG $k-\varepsilon$ pode ser empregado em uma faixa maior de aplicação. De acordo com Yuan *et al.* (2003) o modelo RNG $k-\varepsilon$ é mais representativo para a previsão de escoamentos com linhas de corrente curvas que o modelo $k-\varepsilon$ padrão, o que explica sua melhor representação do escoamento em casos com rotação.

Neste trabalho a opção pelo modelo RNG $k-\varepsilon$ foi motivada pela sua melhor representação de escoamentos com regiões de separação, linhas de corrente curvas e regiões de estagnação, características comuns em rotores centrífugos. Comparado a outras versões do modelo $k-\varepsilon$, o modelo RNG $k-\varepsilon$ oferece uma maior estabilidade numérica e boa taxa de convergência, necessitando somente de um pequeno esforço computacional adicional.

Neste modelo a viscosidade efetiva, μ_{ef} , é definida como a soma das viscosidades molecular e turbulenta:

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_t \quad (3.58)$$

Para números de Reynolds elevados, a viscosidade turbulenta μ_t , é expressa pela seguinte relação:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.59)$$

A energia cinética turbulenta k , e sua dissipação viscosa ε , necessárias na avaliação da viscosidade turbulenta, são obtidas das seguintes equações de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon - Y \quad (3.60)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \mu_{ef} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (3.61)$$

Por uma questão de conveniência, detalhes do significado físico de cada um dos termos nas Eqs. (3.60) e (3.61) encontram-se no Apêndice A deste trabalho, bem como os valores das constantes empregadas.

b) Modelo SST

Wilcox (1988) sugere que ao invés da dissipação da energia cinética turbulenta, ε , um parâmetro mais conveniente para a modelação da turbulência seja a vorticidade ω :

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad (3.62)$$

O argumento principal para a utilização de ω em substituição à dissipação ε é a possibilidade de aplicação do modelo junto a paredes sólidas sem a necessidade do emprego de funções-parede ou de funções de amortecimento. Além disso, com o modelo k - ω obtém-se valores menores para as escalas de comprimento junto a paredes, na presença de gradientes adversos de pressão, sendo estável também para baixos números de Reynolds. No entanto, o modelo k - ω é sensível às condições de escoamento livre e não é adequado em regiões de separação.

Uma versão bem aceita para o modelo k - ω é a proposta de Wilcox (1994), representada pelas seguintes equações:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (3.63)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega \quad (3.64)$$

Nas equações anteriores, G_k e G_ω representam a geração de k e ω , respectivamente, devido à deformação do escoamento médio. Por outro lado, Γ_k e Γ_ω simbolizam as difusividades efetivas de k e ω . Os termos Y_k e Y_ω representam a dissipação de k e ω atribuída à turbulência.

Uma vez que o modelo $k-\omega$ é muito sensível às condições de contorno impostas para o escoamento afastado de paredes, Menter (1994) propôs uma adaptação do modelo, conhecida por modelo SST, que objetiva eliminar esta deficiência. A estratégia de Menter (1994) consiste em combinar os modelos $k-\omega$ e $k-\varepsilon$, através de uma função de interpolação suave em função da distância à parede. Além disso, Menter (1994) propôs um limitador na expressão da viscosidade turbulenta, μ_t , de modo a melhorar a previsão de escoamentos sob gradientes adversos de pressão ou com regiões de separação.

O modelo SST emprega as seguintes equações:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k \quad (3.65)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (3.66)$$

Na formulação acima, D_ω é o termo de difusão cruzada introduzido devido à combinação dos modelos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$, e definido como:

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.67)$$

onde $\sigma_{\omega 2}$ é uma das constantes do modelo e F_1 é uma das funções de interpolação proposta para combinar os modelos $k-\omega$ e $k-\varepsilon$.

Novamente a descrição detalhada sobre o modelo SST, incluindo as funções de interpolação e a avaliação viscosidade turbulenta μ_t , é apresentada no Apêndice A deste trabalho.

3.4. Comentários Finais

Máquinas de fluxo são mecanismos que promovem através do efeito centrífugo a troca de energia entre o rotor e o escoamento, de forma a aumentar ou diminuir a velocidade e a pressão. Dentre elas, o compressor centrífugo é a aplicação mais comum de máquinas de fluxo de alta rotação. Nesses compressores, o difusor é o principal responsável pela conversão de energia cinética na forma de pressão. O projeto de um compressor centrífugo para máxima eficiência sempre o condiciona a operar dentro de uma determinada faixa de rotações

específicas (Fig. 3.1). Como baixas capacidades de refrigeração estão associadas a baixas vazões volumétricas, invariavelmente um compressor destinado a esta finalidade deverá operar em rotações elevadas.

O escoamento em compressores centrífugos é intrinsecamente tridimensional, mas uma solução simplificada pode ser obtida via análise integral, admitindo-se perfis de velocidade constantes nas seções transversais de entrada e saída do rotor. Entretanto, para uma correta avaliação do desempenho de um compressor centrífugo, vários parâmetros que afetam a sua eficiência devem ser levados em consideração. Muitos desses parâmetros são obtidos de relações disponíveis na literatura.

Além de considerar uma análise integral do compressor centrífugo, o presente trabalho adotou também uma formulação diferencial das equações governantes, a fim de ampliar o entendimento do processo de compressão, bem como para verificar os resultados obtidos pelo modelo integral.

CAPÍTULO 4 - METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO

4.1. Considerações Iniciais

O presente capítulo fornece detalhes das metodologias empregadas na solução numérica das equações que descrevem a compressão centrífuga, através das formulações integral e diferencial. Conforme apresentado anteriormente, a representação matemática da operação dos compressores via formulação integral necessita de um procedimento iterativo para a determinação de alguns parâmetros do compressor, tais como velocidade meridional na entrada do rotor, C_{mI} , número de pás, Z_R , e eficiência do estágio, η_{st} .

A metodologia integral pode ser dividida em quatro etapas: (i) leitura dos dados de entrada; (ii) determinação da geometria, propriedades termodinâmicas, perdas inerentes ao processo de compressão e desempenho do compressor; (iii) procedimento iterativo para determinação de parâmetros necessários para a caracterização do compressor; (iv) registro dos dados de saída. Na seção 4.2, apresenta-se um detalhamento do procedimento de cálculo completo do compressor centrífugo, através de um algoritmo de solução do conjunto de equações da análise integral.

Para a solução numérica das equações diferenciais de conservação, optou-se pela técnica dos volumes finitos, utilizando para este fim um código computacional comercial. Na metodologia dos volumes finitos as equações diferenciais governantes são integradas no espaço e no tempo em cada volume de controle formado pela malha computacional, gerando um sistema de equações algébricas. Esta metodologia será abordada na seção 4.3.

A fim de garantir uma comparação consistente entre os desempenhos do compressor centrífugo e de outros mecanismos de compressão, torna-se necessário que o compressor centrífugo seja otimizado, em relação aos seus parâmetros geométricos e de operação, para cada uma das condições de sistema de refrigeração consideradas. Deste modo, na seção 4.4 discute-se a metodologia de otimização empregada para este fim.

4.2. Metodologia de Solução Integral

É importante salientar que o foco do presente trabalho foi restringido à avaliação das perdas termodinâmicas, uma vez que a inclusão de perdas mecânicas implicaria em uma maior complexidade do modelo, bem como um aumento demasiado no tempo de processamento computacional.

O procedimento de cálculo é iniciado com a leitura dos dados de entrada, os quais, conforme mostrado na Tab. 4.1, podem ser divididos em três grupos: (i) condições de operação; (ii) características geométricas e coeficientes empíricos; (iii) estimativas para os parâmetros de rendimento.

Tabela 4.1 – Dados de entrada para a simulação do compressor centrífugo.

Dado de Entrada		Parâmetro	Simbologia
Condições de operação		Temperaturas de evaporação, condensação, subresfriamento e superaquecimento, capacidade, rotação e razão de pressões por estágio quando aplicável.	$T_{evap}, T_{cond}, T_{sub}, T_{sup}, \dot{Q}_e, N, pr_{st}$
Características geométricas e coeficientes empíricos	Entrada	Relação de raios ou raio interno, ângulo do fluxo na entrada, coeficiente de bloqueio, espessura da pá e folga radial.	$r_{1h}/r_{1b}, r_{1b}, \alpha_1, B_1, e_1, t$
	Saída	Ângulo da pá, ângulo do fluxo na saída	β_2, α_2
Estimativas para os parâmetros de rendimento		Coefficiente de recuperação de pressão do difusor, eficiência do estágio e coeficiente de deslizamento	$C_{pD}, \eta_{sb}, \sigma$

Após a leitura dos dados de entrada, os valores de pressão e temperatura estáticas são calculados na região de entrada do rotor e, então, obtidas as propriedades termodinâmicas necessárias para o cálculo do escoamento na entrada do rotor. As propriedades termodinâmicas necessárias foram obtidas através das equações de estado para gás real disponíveis no código computacional REFPROP (NIST, 2002), com exceção do fluido isopentano (R601a), não incluído na base de dados do REFPROP, para o qual foi adotado o modelo de gás ideal.

A Fig. 4.1 apresenta o fluxograma completo do algoritmo de cálculo da metodologia integral. Com a definição da condição de operação pode-se obter o fluxo de massa necessário e iniciar o cálculo na região de entrada do rotor. No entanto, é necessária uma estimativa da velocidade meridional com que o escoamento atinge essa região. A partir desta estimativa, e

utilizando os dados geométricos de entrada, resolve-se o conjunto de Eqs. (3.6) a (3.15) e obtêm-se os dados cinemáticos do escoamento e os demais dados geométricos da região de entrada do rotor.

A fim de que o número de Mach na entrada do rotor seja inferior a unidade evitando-se assim a ocorrência de um escoamento supersônico no escoamento na entrada do rotor, deve-se obter a componente de velocidade meridional, C_{m1} , que resulte na menor velocidade relativa entre o escoamento e o rotor, W_1 . Já na região de saída do rotor, para o cálculo das variáveis termodinâmicas, deve-se utilizar uma estimativa inicial para o rendimento e o coeficiente de deslizamento do estágio. No presente trabalho foi utilizado um rendimento de 100% como estimativa inicial ($\eta_{rotor} = 1,0$), e buscando aumentar a convergência do procedimento iterativo empregou-se o valor de 0,7 para o coeficiente de deslizamento, σ .

Com a solução das Eqs. (3.18) a (3.46) obtêm-se o diâmetro e a altura de saída necessária do rotor centrífugo, além de ser determinado o número de pás ideal com o uso da Eq. (3.32). Pode-se também ter uma primeira estimativa da eficiência do rotor, Eq. (3.37). Após esta etapa, realiza-se o cálculo das Eqs. (3.38) a (3.45) e, com o uso de um processo iterativo, obtêm-se o valor do rendimento do estágio (Eq. 3.46) e, então, a geometria final do rotor. Para um compressor com múltiplos estágios de compressão, torna-se necessária a avaliação do estágio seguinte e, assim, sucessivamente até que seja alcançada a razão de pressões requerida para a condição de refrigeração especificada. Finalmente, após o cálculo de todos os estágios de compressão envolvidos, o coeficiente de performance (Eq. 3.1) pode ser obtido. A Tab. 4.2 resume os parâmetros usados para a avaliação do desempenho do compressor centrífugo.

Tabela 4.2 – Variáveis de saída da simulação do compressor centrífugo.

Dado de Saída	Parâmetro	Simbologia
Performance do compressor	Coeficientes de performance termodinâmico do compressor.	COP^*
Eficiência	Eficiência do rotor, eficiência do estágio.	η_{rotor}, η_{st}
Perdas de energia	Diminuição da eficiência devido aos vazamentos, potência dissipada pelo atrito viscoso no labirinto atrás do rotor.	η_{cb}, W_f
Demais parâmetros de eficiência.	Correção da eficiência pelo número de Reynolds, coeficiente de deslizamento.	η_{RE}, σ

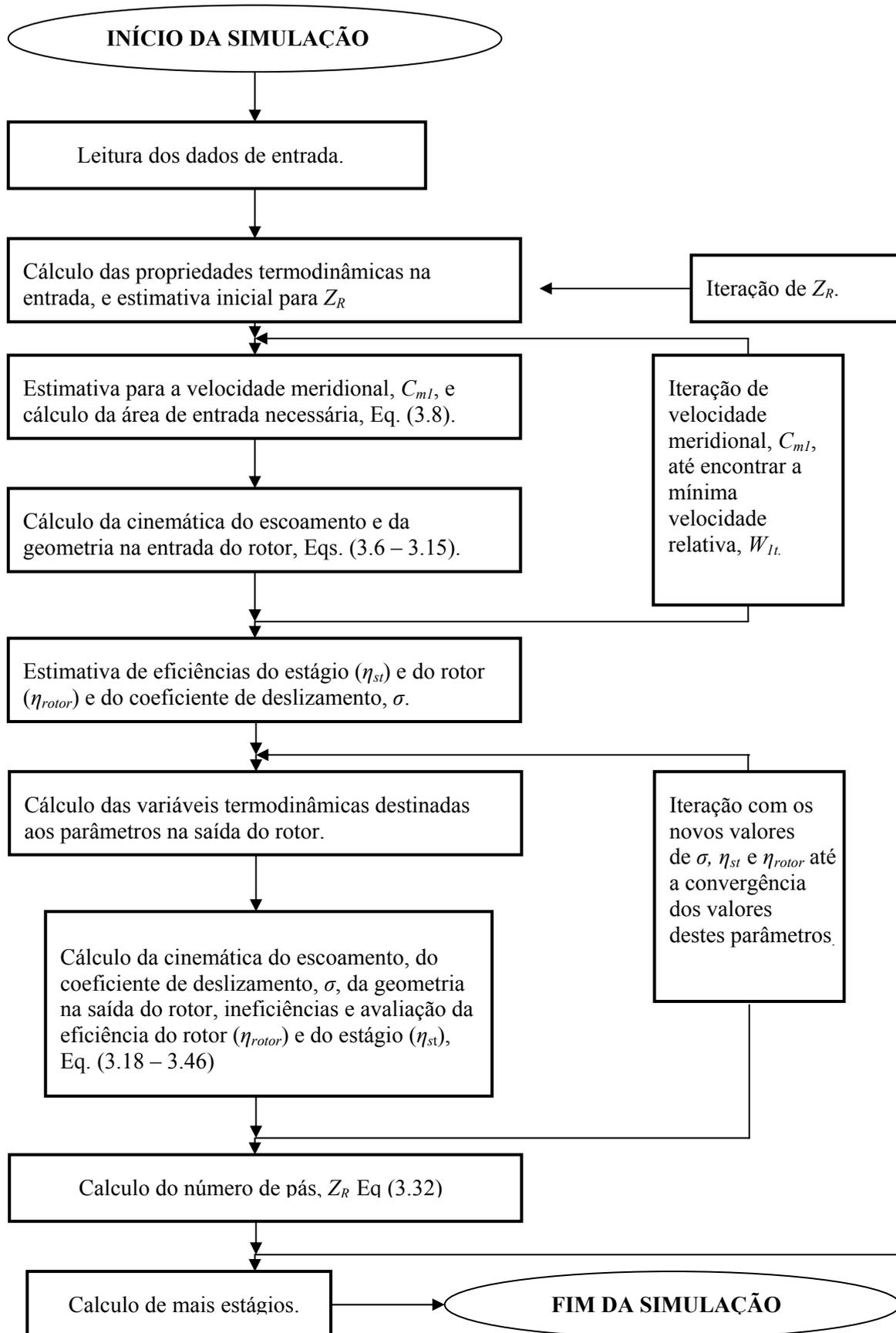


Figura 4.1 – Fluxograma da metodologia integral do compressor centrífugo.

4.3. Metodologia de Solução Diferencial

4.3.1. Discretização das equações

Conforme já mencionado, a metodologia de volumes finitos foi escolhida para a solução das equações de conservação na formulação diferencial. A idéia básica do método dos volumes finitos consiste em dividir o domínio de solução em pequenos volumes e integrar as equações de conservação em cada um deles. Desta integração resulta um sistema de equações algébricas que, quando resolvido, fornece os campos de propriedades que representam o escoamento.

Considerando uma propriedade genérica ϕ , e assumindo a condição de regime permanente, a aplicação da metodologia de volumes finitos em um determinado volume pode ser representada da seguinte forma simbólica:

$$\oint \rho \phi \vec{u} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_{\phi} \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int S_{\phi} dV \quad (4.1)$$

Na equação anterior, ρ é a densidade, \vec{u} é o vetor velocidade, $d\vec{A}$ é o vetor área infinitesimal da superfície do volume, Γ_{ϕ} é o coeficiente de difusão de ϕ , $\nabla \phi$ é o gradiente de ϕ , e S_{ϕ} representa um termo fonte genérico de ϕ por unidade de volume.

A Eq. (4.1) representa o balanço líquido da propriedade ϕ em um volume de controle. O lado esquerdo da equação denota a contribuição do transporte advectivo, enquanto que o lado direito contém as parcelas devido ao transporte difusivo e a geração, ou destruição, da propriedade ϕ no volume de controle.

Considerando fluxos médios em cada uma das faces do volume de controle, pode-se escrever uma equação de transporte discretizada para uma dada propriedade ϕ da seguinte forma:

$$\sum_{n=1}^{N_{faces}} \rho_f \phi_f \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_{n=1}^{N_{faces}} \Gamma_{\phi} (\vec{\nabla} \phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_{\phi} V \quad (4.2)$$

sendo que N_{faces} denota o número de faces da célula, ϕ_f é o valor de ϕ transportado através da face f , $\rho_f \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f$ representa o fluxo de massa através da face f , \vec{A}_f é a área da face f , $(\vec{\nabla} \phi)_n$ é a magnitude de $\vec{\nabla} \phi$ normal à face f e, finalmente, V corresponde ao volume da célula.

A partir de esquemas de interpolação para avaliar os transportes advectivo e difusivo nas faces dos volumes de controle, resultam então equações discretizadas que podem ser representadas no domínio computacional pela seguinte forma geral:

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + S_u \quad (4.3)$$

sendo que o índice subscrito nb representa uma indexação para identificar os volumes vizinhos. Os coeficientes a_p e a_{nb} para as propriedades ϕ_p e ϕ_{nb} permitem avaliar a importância relativa dos valores das propriedades nos pontos vizinhos sobre o valor de ϕ_p .

O número de pontos vizinhos para cada volume de controle depende da topologia da malha empregada, mas é geralmente igual ao número de faces delimitando o volume de controle. Nos volumes de controle adjacentes às fronteiras do domínio de solução, a equação discretizada é modificada para incorporar as condições de contorno.

4.3.2. Acoplamento entre os campos de pressão e de velocidade

A localização relativa das diversas variáveis (velocidade, pressão, temperatura, etc.) na malha computacional é conhecida como arranjo de variáveis. O arranjo desencontrado é aquele no qual a localização das variáveis pressão e velocidade não coincide, permitindo que a força motriz do campo de velocidade, representada pelo gradiente de pressão, possa ser calculada sem a necessidade de interpolações.

Entretanto, embora fisicamente consistente, o arranjo desencontrado representa uma maior complexidade para sua implementação computacional. Além disto, a utilização de volumes diferentes para as diversas variáveis implica um esforço computacional maior do que o arranjo co-localizado, no qual todas as variáveis são avaliadas no centro dos volumes de controle. De fato, atualmente, o arranjo co-localizado tem sido o método de discretização mais empregado na mecânica dos fluidos computacional (Maliska, 2004), estando disponível no código Fluent 6.3.26 (ANSYS, 2006) utilizado neste trabalho.

Quando a densidade tem variação considerável com a pressão, então a equação de estado, que relaciona a densidade com a temperatura e a pressão, é a equação empregada para o fechamento do problema. A equação de estado é então a equação evolutiva para a pressão, enquanto que a equação da continuidade o é para a massa específica. Neste caso a temperatura é obtida da a partir da equação da conservação energia e o campo de velocidades calculado das equações de conservação da quantidade de movimento para cada direção. Essa

formulação em que todas as variáveis dependentes possuem a sua equação de evolução é a chamada formulação compressível.

Entre os métodos mais difundidos para o tratamento do acoplamento entre os campos de pressão e velocidade destacam-se o SIMPLE, o SIMPLEC e o PISO. Sabe-se da literatura que, para muitas situações de escoamento, os algoritmos SIMPLEC e PISO proporcionam maiores taxas de convergência. O algoritmo PISO, em particular, é sugerido para a aplicação em problemas compressíveis, sendo então o utilizado neste trabalho. Detalhes sobre esses algoritmos podem ser encontrados em Maliska (2004) e Versteeg e Malalasekera (1995).

4.3.3. Funções de interpolação

Devido aos escoamentos complexos encontrados em máquinas de fluxo, muitas vezes passíveis de regiões de recirculação e estagnação, há a necessidade do uso de esquemas de interpolação de precisão elevada para a avaliação dos transportes advectivo e difusivo nas faces dos volumes. Dentre os esquemas de interpolação de maior precisão disponíveis no código Fluent (ANSYS, 2006), optou-se pelo uso do esquema *upwind* de segunda ordem (Barth e Jespersen, 1989).

Para escoamentos que envolvam rotações elevadas e/ou sejam dominados por efeitos de curvatura, é recomendado o uso do esquema PRESTO! (*PREssure STaggering Option*) para a interpolação da pressão (ANSYS, 2006). O esquema PRESTO! utiliza um balanço discreto da massa em volumes de controle desconstruídos gerados sobre as faces, de forma a encontrar o valor da pressão em cada uma delas. Em essência, este procedimento é similar aos esquemas de arranjo de malha desconstruídas. Este esquema de interpolação é também recomendado na metodologia do código Fluent (ANSYS, 2006) no caso de adoção de sistema de coordenadas móvel (MRF – *Moving Reference Frame*), como realizado neste trabalho.

4.3.4. Sistema de Coordenadas Móvel (MRF - *Moving Reference Frame*)

Quando a fronteira externa no domínio computacional do fluido se encontra em movimento, é conveniente alterar o sistema de coordenadas para expressar as equações. O método MRF é aplicado com o intuito de simplificar o cálculo do escoamento no domínio computacional em rotação, possibilitando assim transformar um problema transiente, em relação a um determinado sistema de coordenada estacionário, em um problema estacionário, formulado para um sistema referencial em rotação.

Para entender o funcionamento do método MRF, apresenta-se um sistema de coordenadas com velocidade angular $\vec{\omega}$ constante, relativo a um sistema de coordenadas inercial, como ilustrado na Fig. 4.2. A origem do sistema de coordenadas é localizada pelo vetor posição \vec{r}_o .

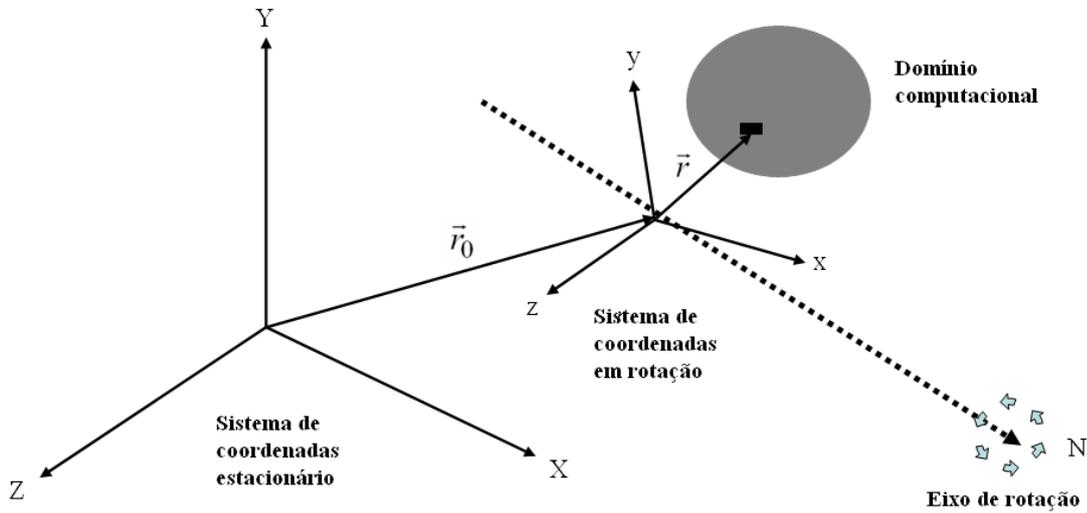


Figura 4.2 – Sistemas de coordenadas estacionário e em rotação.

Define-se então um eixo com rotação no novo sistema, através de um vetor unitário \hat{a} , tal que:

$$\vec{\omega} = \omega \hat{a} \tag{4.4}$$

Assim, o domínio computacional do problema passa a ser definido em relação ao sistema em rotação, em que um ponto arbitrário passa a ser localizado por um vetor \vec{r} partindo da origem do sistema em movimento.

Para que o campo de velocidade do escoamento possa ser transformado do domínio estacionário para o domínio em rotação, empregam-se as seguintes relações:

$$\vec{v}_r = \vec{v} - \vec{u}_r \tag{4.5}$$

sendo que:

$$\vec{u}_r = \vec{\omega} \times \vec{r} \tag{4.6}$$

Na Eq. (4.5), \vec{v}_r é a velocidade relativa percebida pelo domínio em rotação, \vec{v} é a velocidade absoluta no sistema estacionário e \vec{u}_r é a velocidade referente ao sistema de

coordenadas móvel. De acordo com Batchelor (1967), quando as equações do movimento são resolvidas no sistema de referência rotacional, a aceleração do fluido é aumentada por termos adicionais que aparecem na dedução das equações da conservação da quantidade de movimento no novo sistema. Assim sendo, para uma formulação de velocidade relativa ao novo sistema, as equações de conservação podem ser escritas na seguinte forma:

a) Conservação da Massa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{v}_r = 0 \quad (4.7)$$

b) Conservação da quantidade de movimento

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}_r) + \nabla \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}_r) + \rho (2\vec{\omega} \times \vec{v}_r + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}) = -\nabla p + \nabla \cdot \overline{\overline{\tau}}_r \quad (4.8)$$

Na equação anterior, o tensor viscoso $\overline{\overline{\tau}}_r$, embora análogo à formulação anterior (Eq. 3.49), avalia as taxas de deformação do escoamento em relação ao campo de velocidade \vec{v}_r do sistema em rotação. Por outro lado, os dois termos adicionais no lado esquerdo da Eq. (4.8) representam a aceleração de Coriolis, $2\vec{\omega} \times \vec{v}_r$, e a aceleração do fluido devido à ação da força centrípeta, $\vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}$.

c) Conservação da energia

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E_r) + \nabla \cdot (\rho \vec{v}_r H_r) = \nabla \cdot (k \nabla T + \overline{\overline{\tau}}_r \cdot \vec{v}_r) \quad (4.9)$$

A energia interna no novo sistema de coordenadas, E_r , é expressa por:

$$E_r = h - \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} (\vec{v}_r^2 + u_r^2) \quad (4.10)$$

Por outro lado, a entalpia nesse sistema é definida como:

$$H_r = E_r + \frac{p}{\rho} \quad (4.11)$$

4.3.5. Solução das equações discretizadas

O código computacional Fluent (ANSYS, 2006) foi selecionado e permite que o sistema de equações para as variáveis do escoamento seja resolvido pelo método segregado ou pelo método acoplado. No primeiro método, adotado neste trabalho, a linearização das equações é feita através de uma formulação totalmente implícita, utilizando um arranjo de malha co-localizada. O algoritmo de solução resolve as equações de conservação para massa, quantidade de movimento, energia e grandezas turbulentas de forma segregada, isto é, uma de cada vez e em seqüência.

Pelo fato das equações não serem lineares e, além disto, serem acopladas, a solução do problema é obtida através de um procedimento iterativo. Algumas vezes pode haver uma convergência lenta para a solução do sistema de equações, devido a uma evolução oscilatória dos valores das propriedades de interesse. Para minimizar eventuais efeitos de instabilidade numérica, fatores de sub-relaxação são comumente empregados para reduzir a variação da propriedade genérica ϕ a cada iteração. Assim, ao se adotar a sub-relaxação do procedimento iterativo, o valor da variável ϕ em um volume de controle dependerá do seu valor anterior, $\phi_{anterior}$, e da variação calculada, $\Delta\phi$, multiplicada pelo fator de sub-relaxação, α_r :

$$\phi = \phi_{anterior} + \alpha_r \Delta\phi \quad (4.12)$$

O sistema de equações algébricas resultante é resolvido para a obtenção dos valores de ϕ nos diversos pontos nodais. Embora qualquer técnica adequada à solução de matrizes possa ser utilizada, neste trabalho empregou-se o método de Gauss-Seidel em conjunto com um método *Multigrid*, a fim de acelerar a convergência do procedimento iterativo. Maiores informações sobre métodos de solução para sistemas de equações discretizadas podem ser encontradas em Maliska (2004).

4.3.6. Condições de contorno

Conforme representado na Fig. 4.3, o domínio computacional empregado na análise diferencial é constituído por um canal formado de modo a incluir as pás do rotor em seu interior. Seria mais natural a opção por um domínio computacional formando um canal entre as superfícies de duas pás. No entanto, devido às opções de pós processamento presentes no código computacional utilizado, optou-se pelo domínio representado na Fig. 4.3. Deve ser salientado que foi realizada uma análise comparativa entre os resultados obtidos com as duas

opções de domínio de solução supracitado, não sendo constatada qualquer diferença significativa entre os mesmos.

Devido à natureza elíptica das equações de transporte apresentadas nas seções anteriores, condições de contorno para todas as variáveis dependentes devem ser especificadas em todos os contornos do domínio de solução. No presente trabalho, são quatro os tipos de regiões para as quais devem ser prescritas condições de contorno.

a) Região de entrada

A região de entrada é posicionada um pouco afastada da entrada do rotor, conforme indicada pela superfície azul na Fig. 4.3. Assume-se que o escoamento seja totalmente axial nesta região, sendo ali especificadas a pressão e a temperatura de estagnação. Neste trabalho a temperatura de estagnação considerada foi a de superaquecimento e a pressão a de evaporação da condição de sistema adotada. Ao não adotar-se a região de entrada justamente na entrada do rotor busca-se estabilidade numérica e, além disto, prever eventuais regiões de recirculação na entrada do rotor.

Usualmente, perfis de velocidade e de quantidades turbulentas são obtidos de dados experimentais, mas neste trabalho estas informações não estão disponíveis. De acordo com Versteeg e Malalasekera (1995), é comum a solução de escoamentos avaliando as quantidades turbulentas a partir da intensidade turbulenta $I (= u'/V_{ref})$ e da escala de comprimento L^* ($=L/D$). Neste trabalho, adotaram-se em todas as simulações valores de 0,03 para a intensidade turbulenta, I , e de 0,07 para a escala de comprimento, L^* . Na intensidade turbulenta, u' representa uma média aritmética entre os desvios padrões das flutuações de velocidade nas três direções do escoamento ($\sqrt{(u\bar{u} + v\bar{v} + w\bar{w})} / 3$) e V_{ref} é uma velocidade de referência, neste trabalho representada pela velocidade média do escoamento na entrada do rotor. Por outro lado, a escala de comprimento L é adimensionalizada pelo comprimento característico da geometria na entrada do rotor, neste caso tomada como sendo a diferença entre raios da entrada do rotor ($r_{It} - r_{Ih}$).

b) Região de saída

De maneira análoga à região de entrada, estabelece-se a região de saída do domínio de solução também afastada da saída do rotor, representada pela área amarela na Fig. 4.3. Além de se buscar estabilidade numérica, realiza-se esta escolha em virtude do desvio de trajetória

do escoamento que ocorre na saída do rotor, devido às diferenças de velocidade e pressão entre as arestas da pá na saída.

Na região de saída é especificada uma condição de contorno de pressão estática. No caso de não haver recirculação através da fronteira de saída, a condição de contorno para as demais quantidades recai em uma situação de escoamento localmente parabólico. Assim, torna-se necessário a prescrição das quantidades turbulentas e da temperatura de estagnação somente para o caso de refluxo. Na ocorrência desta hipótese os valores de intensidade turbulenta e escala de comprimento são avaliados da mesma forma como descrito para a seção de entrada, neste caso o comprimento característico será a largura da superfície de saída do domínio computacional adotado. Já o valor adotado para a temperatura de estagnação foi de 58,5°C, a partir de uma estimativa obtida através do modelo integral.

c) Condição periódica

A fim de reduzir o tempo computacional, e aproveitando a simetria da geometria do escoamento, a simulação não foi feita para o rotor centrífugo completo, mas sim para um canal formado de modo a incluir as pás do rotor em seu interior, região compreendida entre as superfícies vermelhas na representação da Fig. 4.3. Assume-se, portanto, que o escoamento seja idêntico entre todos os canais internos formados pelo rotor e a carcaça. Esta hipótese é representada pela condição de periodicidade entre as superfícies ao longo rotor e das regiões prolongadas na entrada e na saída.

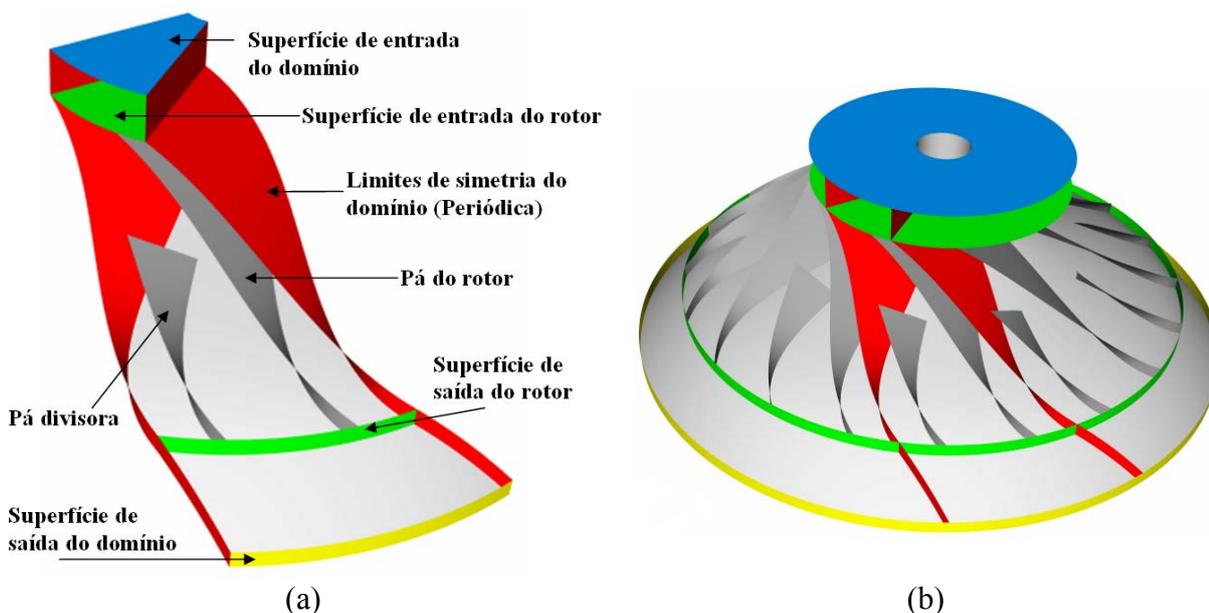


Figura 4.3 – Representação do domínio computacional adotado, com as superfícies de interesse (a) e a representação da condição de contorno periódica (b).

d) Paredes sólidas

Para a velocidade foi assumida a condição de não deslizamento e de parede impermeável, isto é $U=V=W=0$. Além disto, as paredes sólidas foram consideradas adiabáticas. O movimento de rotação do rotor é modelado através de um sistema de referência móvel, já detalhado.

Escoamentos turbulentos são significativamente afetados pela presença de paredes. A condição de não deslizamento junto à parede implica que, na vizinhança imediata de uma superfície sólida, os efeitos viscosos são predominantes, afetando o campo de velocidade e das grandezas turbulentas. De fato, próximo às paredes o amortecimento viscoso reduz as flutuações tangenciais de velocidade, enquanto a presença da própria parede trará uma redução drástica das flutuações na direção normal.

A fim de evitar o uso de malhas extremamente refinadas nas proximidades das paredes, reduzindo assim os custos de processamento computacional, utiliza-se um conjunto de funções semi-empíricas, conhecidas como funções de parede. No caso do modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$, adotou-se uma função-parede de não-equilíbrio (Kim e Choudhury, 1995). Para o modelo SST as funções de parede são as mesmas adotadas no modelo $k-\omega$ padrão. Detalhes sobre as funções parede são fornecidos no Apêndice A deste trabalho.

4.3.7. Erros de Truncamento

Uma etapa importante, senão essencial, da modelação diferencial escoamentos é a validação dos resultados numéricos. Apesar de o código Fluent (ANSYS, 2006) ser amplamente utilizado para a solução de diversas aplicações, envolvendo também turbo máquinas, Michael *et al.* (2004) sugerem que a validação dos resultados numéricos deveria ser realizada para comprovar a precisão dos modelos empregados na solução de compressores centrífugos.

Partindo da geometria investigada experimentalmente por Eckardt (1975), Michael *et al.* (2004) assumiram a condição de periodicidade e realizaram a simulação de um canal do rotor com uma malha híbrida composta por aproximadamente 500.000 elementos hexaédricos e tetraédricos. Os autores utilizaram o modelo MRF para o domínio computacional, o modelo $k-\varepsilon$ para a caracterização da turbulência, e funções de parede para a condição de não equilíbrio devido à presença de gradientes de pressão elevados. Os resultados numéricos apresentaram boa concordância com os dados experimentais de Eckardt (1975).

Neste trabalho, devido à não existência de dados experimentais para compressores centrífugos operando nas condições de baixa capacidade de refrigeração, optou-se pela realização de uma análise de refino de malha, para determinar o tamanho da malha computacional adequado para a uma solução precisa do escoamento. Naturalmente, à medida que a malha computacional é refinada, a solução numérica se aproxima da solução exata, pela redução dos erros de truncamento, mas o custo computacional torna-se cada vez maior. Assim, a malha computacional ideal deve representar um compromisso entre a precisão da solução numérica e o tempo de processamento.

4.4. Procedimento de Otimização

4.4.1. Introdução

Conforme já indicado, para a realização de uma análise comparativa consistente entre diferentes tipos de compressores, torna-se necessário que esses compressores estejam otimizados para cada condição de sistema e capacidade de refrigeração considerada. Por este motivo, desenvolveu-se neste trabalho um procedimento de otimização para a metodologia de simulação integral do compressor centrífugo, empregando o código de otimização modeFRONTIER (ESTECO, 2004).

Em geral, os algoritmos de otimização visam à maximização ou a minimização de um objetivo simples (único) ou composto (múltiplo), satisfazendo as restrições impostas pelo problema e que representam as condições do modelo (Gomes, 2006).

Antes de escolher o algoritmo de otimização a ser aplicado, torna-se necessária a caracterização do problema de otimização a ser resolvido. Segundo Perdichizzi e Savini (1985), um problema de otimização se caracteriza pelos seguintes parâmetros:

- i. Função objetiva: representa o que se almeja otimizar e será função das variáveis de projeto escolhidas, podendo ser a busca do seu ponto de máximo ou de mínimo. A função objetiva é dita simples quando se tem apenas um objetivo ou multi-objetivo quando se deseja otimizar vários objetivos de uma só vez. Como exemplos de funções objetivas, pode-se buscar maximizar a eficiência global do compressor, tal qual aplicada por Perdichizzi e Savini (1985) ou maximizar o desempenho termodinâmico do compressor, COP*, tal como realizado neste trabalho.

- ii. Variáveis de projeto: são os parâmetros do problema que podem ser alterados para otimizar a função objetiva. Por exemplo, parâmetros geométricos do rotor (raios de entrada, ângulos), além de parâmetros referentes ao uso de múltiplos estágios (rotação e razões de pressão), podem ser modificados buscando a configuração que apresente o melhor desempenho.
- iii. Restrições: são os limites impostos aos parâmetros de projeto na busca da solução otimizada. Por exemplo, o número de Mach pode ser limitado à unidade, a fim de evitar regiões com a presença de choques no compressor. A razão de pressões requerida pelas condições de operação é também um exemplo de restrição empregada na solução do problema. As restrições podem ser do tipo global ou local, ou seja, podem ser definidas para todo o domínio (razão de pressões total) ou para uma região específica do domínio de interesse (valor de Mach no estágio de compressão).
- iv. Domínio: o domínio é formado por limites mínimo e máximo impostos para as variáveis de projeto a partir das quais se deseja otimizar a função objetiva. Como exemplo, pode-se citar limites de ângulos, de raios do rotor, de razões de pressão, de número de Mach, etc. A região do domínio onde as restrições são contempladas e onde, portanto, a solução é possível, recebe a denominação de domínio viável.

Como o objetivo da presente análise é avaliar a eficiência do compressor centrífugo em baixas capacidades de refrigeração, a função objetiva pode ser caracterizada pelo COP*, visto que o uso do COP levaria invariavelmente a necessidade do cálculo dos rendimentos elétrico e mecânico.

Ao se maximizar o COP* obtêm-se as melhores concepções em cada capacidade e condição de refrigeração avaliada, permitindo assim uma comparação justa e consistente com outros mecanismos de compressão também otimizados. É importante ressaltar que os pontos de máximo obtidos através do procedimento de otimização são afetados pela precisão da metodologia empregada para a caracterização do compressor, não sendo assim exatos.

O COP* é função das características geométricas do compressor, das condições do sistema de refrigeração, do fluido refrigerante, da rotação empregada, do número de estágios, entre outros. Entretanto, definir uma função exata da relação entre estas variáveis e o coeficiente de performance termodinâmico é uma tarefa muito difícil, uma vez que vários são os modelos necessários para caracterizar o desempenho do compressor.

Generalizando, pode-se escrever a seguinte expressão funcional para o coeficiente de performance termodinâmico em função das variáveis de projeto:

$$COP^* = f(\text{características geométricas, condições do sistema, capacidade, fluido refrigerante, rotação e número de estágios})$$

Observa-se que duas restrições surgem a partir do objetivo do presente trabalho. Uma está relacionada à condição de refrigeração escolhida, que leva a uma razão de pressões total a ser alcançada. A segunda, a capacidade de refrigeração, a qual em conjunto com a condição de sistema define o fluxo de massa necessário.

Na refrigeração doméstica são usualmente utilizados os fluidos refrigerantes R600a (isobutano) e o R134a. Entretanto por motivos já discutidos neste trabalho, seria injusta a comparação do compressor centrífugo com outros mecanismos de compressão sem utilizar um fluido adequado à compressão centrífuga. Desta forma, foi também incluído o fluido R601a (isopentano) na avaliação e, para uma comparação complementar com outros mecanismos de compressão (compressores alternativo, de espiras e de pistão rolante), os seguintes fluidos foram adotados: R290, R404a e R410a. A partir das variáveis de projeto, deve-se determinar o domínio de solução. Os limites e restrições para cada variável foram baseados em recomendações encontradas na literatura além de restrições geométricas entre os componentes e de tolerâncias de fabricação.

Caracterizado o problema a ser resolvido, é necessária ainda a definição do algoritmo de otimização a ser utilizado. Na literatura existem diversos métodos de otimização e a escolha do método adequado depende das características do problema a ser otimizado. De maneira geral, procura-se empregar um algoritmo que seja robusto, na obtenção do ponto de máximo ou de mínimo global, conforme ilustrado na Fig. 4.4(a), e preciso, de forma que o ponto esteja o mais próximo possível do máximo ou mínimo real existente, conforme mostra a Fig. 4.4(b).

Além desses fatores, a taxa de convergência é outro parâmetro importante a ser avaliado, pois, sendo esta taxa lenta, o tempo de processamento necessário para a otimização pode se tornar proibitivo. Assim, a escolha de um algoritmo de otimização é em geral norteadada por um compromisso entre robustez, precisão e tempo de convergência.

Gomes (2006) realizou uma análise comparativa dos algoritmos *SIMPLEX*, *Têmpera Simulada (Simulated Annealing)* e *Genético* na otimização de compressores, usando critérios de robustez, precisão e tempo de convergência. De acordo com os seus resultados, o algoritmo

Genético demonstrou ser a melhor metodologia devido à sua robustez e por não onerar demasiadamente o tempo de processamento computacional.

De maneira semelhante ao realizado por Gomes (2006), realizou-se uma análise inicial do desempenho desses três algoritmos, comprovando-se que o algoritmo genético é a melhor opção devido à sua robustez. Embora tenham apresentando tempos de convergência menores, os algoritmos *SIMPLEX* e *Têmpera Simulada* se mostraram ineficientes na determinação dos pontos de ótimos globais. A seguir é apresentada uma descrição do algoritmo genético. Maiores informações sobre os algoritmos *SIMPLEX* e *Têmpera Simulada* podem ser encontradas em Gomes (2006).

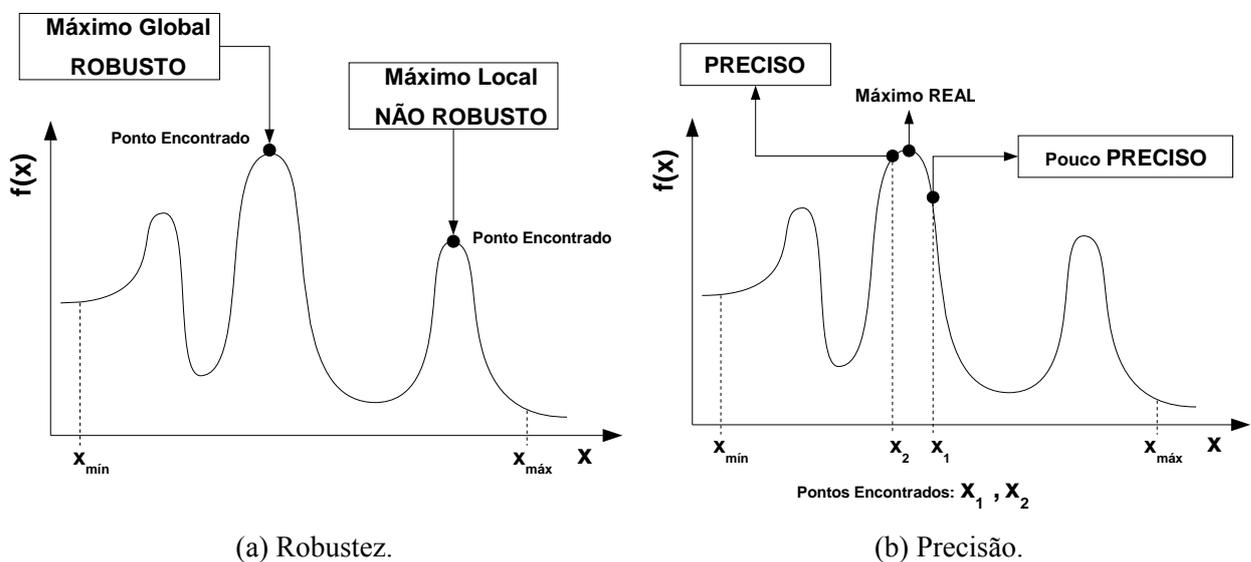


Figura 4.4 – Características de um algoritmo de otimização (Gomes, 2006).

4.4.2. Algoritmo genético

A teoria da evolução, formulada por Charles Darwin no final do século XIX combina os conceitos de genética e seleção natural. A genética natural abrange a diversidade entre indivíduos em uma população de organismos que se reproduzem. Esta diversidade é produzida pela combinação e pela inserção de novo material genético na população. O princípio de seleção natural proposto por Darwin privilegia os indivíduos mais aptos com maior longevidade e, portanto, com maior probabilidade de reprodução e perpetuação de seu código genético nas próximas gerações. A partir da metade do século passado, estes conceitos passam a ser assimilados pela área de ciências exatas, culminando de acordo com Mongnon (2004) apud Holland (1975), o qual apresenta os algoritmos genéticos como uma técnica de otimização através de simulações de sistemas genéticos.

Como na biologia, os genes são os blocos construtores nos algoritmos genéticos, de modo a formar uma codificação dos parâmetros de otimização. Um conjunto ordenado de genes é denominado cromossomo e representa um indivíduo. O conjunto de indivíduos candidatos à solução define uma população, de modo que, assim como na natureza, esta população permanece com os mesmos indivíduos apenas por um determinado período de tempo. Periodicamente uma seleção de indivíduos ocorre para que sejam escolhidos apenas os mais aptos a permanecer na população. Entretanto, mesmo aqueles que não são considerados os mais aptos, podem vir a transmitir determinada informação genética positiva para as demais gerações.

Uma das formas de seleção é manter sempre os melhores indivíduos de cada geração, avaliados a partir da função objetivo, estratégia esta conhecida como elitismo. Por exemplo, em um problema de maximização, as variáveis de um indivíduo que são postas na função objetivo e que geram um valor maior que os demais ou da maioria da população será selecionado. Assim, em um algoritmo de otimização genético chama-se de indivíduo cada candidato à solução, e, portanto portador de um código genético. Tal código genético por sua vez é formado por um grupo de variáveis de projeto que definem uma resposta na função objetivo. Por exemplo, para uma função z dependente das variáveis de projeto x e y , há um indivíduo definido como $h = [x,y]$, onde h é um vetor formado pelas variáveis de projeto. Deste modo, a função z pode ser representada como $z(h)$.

Nos algoritmos genéticos são empregados dois operadores: (i) mutação, onde o operador altera aleatoriamente uma parcela da cadeia genética de um indivíduo e (ii) recombinação (*cross-over*) onde dois indivíduos são escolhidos a compartilhar material genético e uma porção da cadeia de um é permutado com o do outro.

Como ilustrado na Fig. 4.5, os passos do algoritmo genético podem ser colocados da seguinte forma geral:

- i. Cria-se uma população inicial de indivíduos A, B, C, D e E ;
- ii. Os indivíduos da família inicial são avaliados quanto à aptidão, ou seja, aqueles que apresentem respostas à função objetivo ($z(A), z(B), z(C), z(D)$ e $z(E)$) mais adequadas em relação ao que se busca na otimização, separando os indivíduos mais aptos. No exemplo, os indivíduos com os maiores valores para $z(h)$;
- iii. São então aplicados os operadores para a geração da nova família (geração de G por *cross-over* e F por mutação);

- iv. Esta nova família gerada é então avaliada quanto à aptidão e em seguida o mesmo procedimento de (iii) é repetido até que se chegue aos indivíduos mais próximos da região ótima.

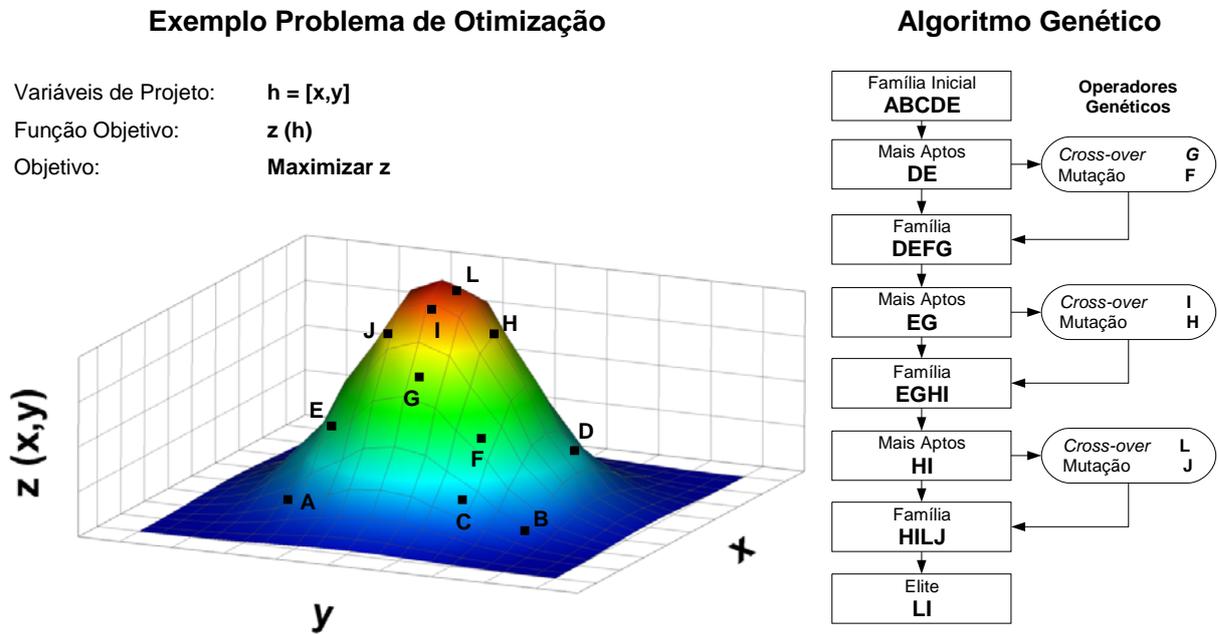


Figura 4.5 – Exemplo de utilização do algoritmo genético (Gomes, 2006).

Um dos principais parâmetros a ser definido é o critério de convergência. Neste caso, os algoritmos genéticos oferecem duas opções: (i) definição de uma variação entre os valores das funções respostas encontrados, ou, (ii) definição do número máximo de gerações ou famílias a ser avaliado. No caso do código computacional utilizado neste trabalho (Esteco, 2004) é necessária a definição do número máximo de gerações. No entanto, tanto na opção (i) como na opção (ii), a simulação pode ser finalizada antes de se encontrar a região de ótimo real. Para tratar esta questão de uma forma adequada, uma avaliação preliminar da tolerância de convergência e do número de gerações deve ser realizada, visando verificar se o resultado otimizado permanece estável com mudanças destes parâmetros.

Devido aos operadores genéticos utilizados, as metodologias são consideradas robustas, pois têm a capacidade de avaliar toda a região de interesse ao longo do processo de otimização, encontrando mais facilmente os pontos de ótimos globais. Porém, podem possuir um tempo de convergência elevado dependendo do problema em análise, não sendo aconselhado aos casos que necessitem de respostas rápidas.

4.4.3. Procedimento de otimização adotado

Como mencionado anteriormente, a metodologia de otimização não é composta simplesmente pelo algoritmo de otimização e, no presente trabalho, é dividida em quatro partes:

- i. Dados de entrada: parâmetros geométricos do compressor, condição de sistema, capacidade de refrigeração, número de rotores (estágios), fluido refrigerante, rotação empregada e tolerâncias entre os componentes.
- ii. Metodologia de simulação dos compressores: procedimento de cálculo dos estágios de compressão, a partir dos dados de entrada e equações fundamentais.
- iii. Dados de saída: variáveis a serem monitoradas, dentre as quais o coeficiente de performance do compressor, COP^* , razão de pressões, geometria e número de Mach.
- iv. Algoritmo de otimização: neste trabalho representado pelo algoritmo genético.

Inicialmente, são definidos os limites máximo e mínimo para as variáveis de projeto. Em seguida, gera-se a família inicial de indivíduos, pela combinação das variáveis, e define-se o número de gerações possíveis para o algoritmo genético. Na etapa de testes preliminares deste trabalho, constatou-se que 100 indivíduos para a família inicial e 100 gerações possíveis para cada família, correspondendo a um total de 10000 simulações, garantem resultados consistentes no processo de otimização. Os valores supracitados para esses parâmetros foram utilizados em todas as otimizações.

A Fig. 4.6 apresenta o fluxograma do procedimento de otimização com a interação entre o algoritmo genético e a metodologia de simulação do compressor. À medida que o processo de otimização evolui, o algoritmo genético interage com as variáveis de projeto, buscando o ponto de máximo para o COP^* , observando as restrições empregadas.

No monitoramento do processo de otimização são verificados os valores do COP^* , da razão de pressões total, do número de Mach na saída, entre outros parâmetros que estão disponíveis nos arquivos de saída das simulações de cada compressor. Para não restringir as razões de pressão em cada estágio a um valor nominal, optou-se por permitir que os resultados se situassem dentro de uma determinada faixa, mas garantindo que razão de pressões total fosse a necessária para a condição de sistema considerada.

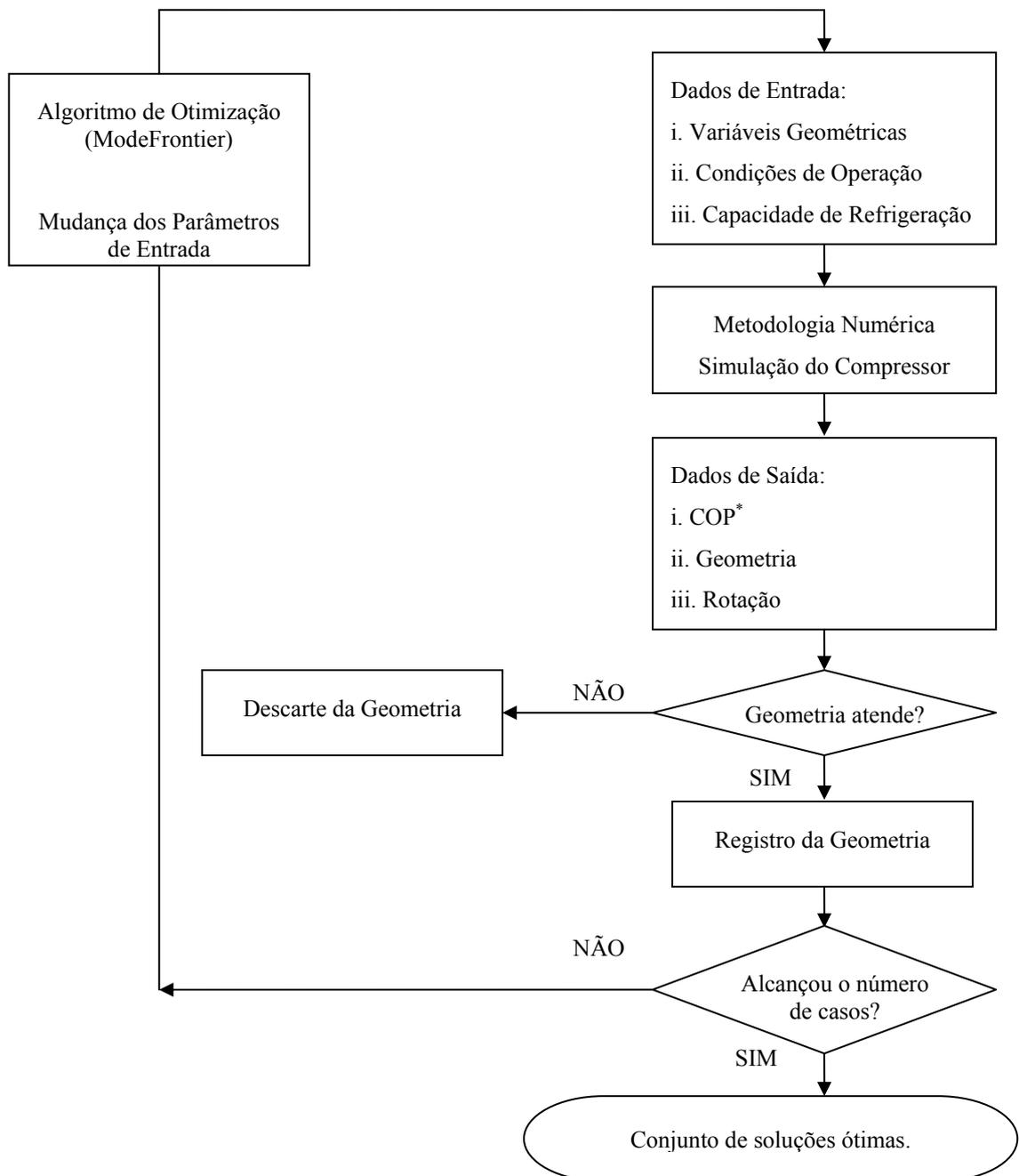


Figura 4.6 – Fluxograma da metodologia de otimização.

Além disso, seguiu-se a recomendação de Cumpsty (2002) para evitar que o valor do número de Mach na saída do rotor não se aproximasse da unidade, no sentido de evitar regiões de escoamento sônico, com a possível presença de ondas de choques, tanto no rotor como na região do difusor. Desta forma, seguindo a recomendação de Boyce (2003), neste trabalho o valor do número de Mach na saída do rotor foi limitado a 0,85 (baseado na velocidade absoluta do escoamento imediatamente após a saída do rotor). No entanto regiões de escoamento supersônico podem ocorrer localmente, mesmo que o valor de Mach na saída

do rotor esteja dentro dos parâmetros de projeto. Por outro lado, limitações geométricas, tais como diâmetro do rotor e ângulo de saída, são monitorados e utilizados como restrições na otimização.

4.5. Comentários Finais

A simulação do compressor centrífugo através da formulação integral envolve um procedimento iterativo para a determinação de parâmetros necessários na avaliação de seu desempenho. A validação dos resultados de simulação, obtidos pela metodologia integral, foi realizada através da comparação com dados apresentados no trabalho de Reunanen *et al.* (2003). Neste trabalho, uma metodologia de otimização foi empregada com o auxílio de um código de otimização comercial, a fim de permitir a comparação consistente entre o desempenho do compressor centrífugo com os de outros mecanismos de compressão.

Na formulação diferencial a solução numérica das equações de conservação foi obtida com a metodologia dos volumes finitos, disponibilizada por um código comercial. Para esta formulação, devido à indisponibilidade de trabalhos em baixas capacidades de refrigeração para a validação dos resultados obtidos, foi realizada uma análise de erros de truncamento através de testes de refino de malha.

CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Tendo sido descritas as metodologias empregadas na avaliação do desempenho do compressor centrífugo, o presente capítulo apresenta os principais resultados referente à análise de sua aplicabilidade em baixas capacidades de refrigeração.

Inicialmente, são apresentadas as considerações assumidas na análise e, em seguida discutidos os resultados para três condições de refrigeração, representadas pelas condições LBP, MBP e HBP. A análise da viabilidade da compressão centrífuga para baixas capacidades de refrigeração foi realizada com base em resultados do coeficiente de performance termodinâmico (COP^*), mas considerando também limites para a rotação e para as dimensões geométricas. Desta forma, a seleção do melhor projeto do compressor é um compromisso entre o seu desempenho e a viabilidade técnica de sua produção.

A análise da compressão centrífuga para baixas capacidades de refrigeração é complementada com resultados obtidos via simulação numérica tridimensional de uma configuração de compressor escolhida. Além de permitir uma verificação dos resultados de desempenho obtidos com a análise integral, a simulação permitiu a análise do efeito da aplicação de pás divisoras do escoamento na saída de rotores e a análise do uso de rotores de geometria fechada.

5.1. Considerações Iniciais

Em geral o termo baixa capacidade de refrigeração é utilizado para referir-se a aplicações domésticas, tais como em refrigeradores residenciais, bem como na aplicação de condicionamento de ar, bombas de calor, e aplicações comerciais leves. Nessas aplicações, diferentes condições de temperatura de evaporação são empregadas, de modo que para possibilitar uma comparação, os compressores devem ser simulados para condições de refrigeração padronizadas, na qual as temperaturas de evaporação, condensação, subresfriamento e superaquecimento são fixas. As condições de teste são usualmente reconhecidas pela temperatura de evaporação, pois esta define a pressão na entrada dos compressores. No presente trabalho, as seguintes condições de operação foram adotadas para a análise de desempenho do compressor centrífugo:

- Condição LBP (*Low Back Pressure*)

$$T_{evap} = -23,3^{\circ}\text{C}, T_{cond} = 54,4^{\circ}\text{C}, T_{sub} = 32,2^{\circ}\text{C} \text{ e } T_{sup} = 32,2^{\circ}\text{C};$$

- Condição MBP (*Medium Back Pressure*)

$$T_{evap} = -6,7^{\circ}\text{C}, T_{cond} = 54,4^{\circ}\text{C}, T_{sub} = 46,1^{\circ}\text{C} \text{ e } T_{sup} = 35^{\circ}\text{C};$$

- Condição HBP (*High Back Pressure*)

$$T_{evap} = 7,2^{\circ}\text{C}, T_{cond} = 54,4^{\circ}\text{C}, T_{sub} = 46,1^{\circ}\text{C} \text{ e } T_{sup} = 35^{\circ}\text{C};$$

A Tab. 5.1 apresenta uma síntese das capacidades de operação e dos fluidos refrigerantes analisados neste trabalho, seguindo as condições de operação supracitadas:

Tabela 5.1 – Capacidades de refrigeração adotadas para a avaliação de desempenho do compressor.

Condição	Fluidos Refrigerantes	Capacidades (\dot{Q}_e)
HBP	R601a, R600a, R134a, R290, R410a	2637 W (9000 BTU/h), 5627 W (19200 BTU/h), 8616 W (29400 BTU/h), 11606 W (39600 BTU/h), 14595 W (49800 BTU/h), 17584 W (60000 BTU/h).
MBP	R601a, R600a, R134a, R290, R404a	527,5 W (1800 BTU/h), 1319 W (4500 BTU/h), 2110 W (7200 BTU/h), 3927 W (13400 BTU/h), 5773 W (19700 BTU/h), 7825 W (26700 BTU/h).
LBP	R601a, R600a, R134a, R290, R404a	234,5 W (800 BTU/h), 586,1 W (2000 BTU/h), 1465 W (5000 BTU/h), 2930 W (10000 BTU/h), 4396 W (15000 BTU/h).

5.2. Modelo Integral

5.2.1. Verificação do modelo integral

A fim de verificar a metodologia de análise integral, a ser utilizada na otimização do compressor centrífugo, foi realizada inicialmente uma comparação entre os resultados deste trabalho e aqueles apresentados por Reunanen *et al.* (2003). Nesta comparação utilizou-se como parâmetro a taxa de transferência de energia ao escoamento em diferentes condições de sistema, ou seja, o trabalho efetivo realizado pelo compressor, W_{ef} , consideradas as modelações de perdas no rendimento termodinâmico do compressor. Diferentes fluidos refrigerantes (R600a, R601a, R134a) foram incluídos na verificação do modelo, incluindo alguns menos indicados para aplicação em compressores centrífugos, tal como o R134a.

As comparações foram realizadas para duas condições de sistema, representadas pelas seguintes temperaturas de evaporação e de condensação:

- Condição I: $T_{evap} = 7,2^{\circ}\text{C}$, $T_{cond} = 54,4^{\circ}\text{C}$, $T_{sub} = 45,0^{\circ}\text{C}$ e $T_{sup} = 13,9^{\circ}\text{C}$,
Capacidade de refrigeração $\dot{Q}_e = 12.000 \text{ W}$.
- Condição II: $T_{evap} = -23,3^{\circ}\text{C}$, $T_{cond} = 49,0^{\circ}\text{C}$, $T_{sub} = 31,2^{\circ}\text{C}$ e $T_{sup} = -13,3^{\circ}\text{C}$,
Capacidade de refrigeração $\dot{Q}_e = 5.000 \text{ W}$.

As Tabs. 5.2 e 5.3 apresentam os resultados numéricos para o trabalho efetivo realizado para as condições I e II. Como pode ser observada, a concordância entre os resultados é bem adequada para a Condição I, a qual é associada a uma menor razão de compressão. Embora para a Condição II a concordância não seja tão boa, as diferenças percentuais são aceitáveis, considerando que as metodologias de simulação podem variar quanto ao uso de modelos para o cálculo de ineficiências nos compressores centrífugos.

Tabela 5.2 – Trabalho efetivo realizado, Condição I, $\dot{Q}_e = 12.000 \text{ W}$.

Fluido Refrigerante	Trabalho efetivo, W_{ef} [W]		Diferença
	Previsão deste trabalho	Previsão do trabalho de Reunanen, <i>et al.</i> (2003)	
R601a	3107,6	3104,0	+ 0,11%
R600a	3411,5	3479,0	- 1,94%
R134a	3700,6	3619,0	+ 2,25%

Tabela 5.3 – Trabalho efetivo realizado, Condição II, $\dot{Q}_e = 5.000 \text{ W}$.

Fluido Refrigerante	Trabalho efetivo, W_{ef} [W]		Diferença
	Previsão deste trabalho	Previsão do trabalho de Reunanen, <i>et al.</i> (2003)	
R601a	2361,8	2557,0	-7,63%
R600a	2604,1	2770,0	- 5,98%
R134a	3213,4	3080,0	+4,33%

As diferenças entre os resultados deste trabalho e os apresentados por Reunanen *et al.* (2003) podem ser atribuído aos seguintes fatores: inicialmente salienta-se que devido as diferentes opções geométricas possíveis (ângulos, raios, etc.) diferenças são naturalmente

esperadas; Reunanen *et al.* (2003) admitem um valor de 166 μm como folga mínima entre o rotor e a carcaça, superior ao valor deste trabalho (15 μm , adequado segundo Schiffmann e Favrat, 2006) e avaliam a respectiva perda de desempenho por vazamento com a proposta de Whitfield e Baines (1990) (neste optou-se pela proposta de Senoo e Ishida, 1987); finalmente, os autores não fazem menção a perda por atrito viscoso na parte posterior do rotor, W_f (neste trabalho avaliada de acordo com a proposta de Daily e Nece, 1960).

Em função do nível de concordância dos resultados nas Tabs. 5.2 e 5.3, e apesar das correlações utilizadas para estimar as perdas termodinâmicas serem derivadas de aplicações com rotores de maiores capacidades de refrigeração, a presente metodologia integral demonstra ser satisfatória para o projeto preliminar e análise do desempenho de compressores centrífugos para baixas capacidades de refrigeração.

5.2.2. Seleção de fluidos refrigerantes

Conforme apresentado no capítulo 3, para que sejam garantidos níveis adequados de rotação no compressor centrífugo, o fluido refrigerante ideal deveria proporcionar uma vazão volumétrica elevada na entrada do rotor, mantendo o patamar de rotação específica no qual seja obtida a maior eficiência. Uma maneira de manter a rotação em níveis moderados é o emprego de fluidos refrigerantes de baixo efeito refrigerante volúmico, $(h_1-h_3)/v_1$ e baixa densidade, que requeiram um pequeno trabalho de compressão específico, H . A utilização de fluidos que necessitem de um baixo trabalho isentrópico específico de compressão $(h_2-h_1)_s$, é de suma importância em compressores centrífugos, pois este determinará a velocidade final na saída do rotor necessária para que seja obtida a razão de pressões requerida.

Na Tab. 5.4 é apresentada uma comparação entre os resultados obtidos com a formulação integral para compressores centrífugos de dois estágios, otimizados para a condição de operação HBP, operando com diferentes fluidos refrigerantes, de forma a atender uma capacidade de refrigeração de 17,6 kW. Verifica-se da tabela que o valor mais elevado de COP* é obtido com o emprego dos fluidos de menor densidade e de menor efeito refrigerante volúmico, $(h_1-h_3)/v_1$, representado pelo R601a, R123 e R11. De fato, os fluidos R600a e R134a de maior densidade e efeito refrigerante volúmico, usualmente aplicados em compressores de deslocamento positivo, apresentam o pior desempenho, além de requerer níveis de rotações mais elevados. O fluido R600a apresenta o pior desempenho, pois, além de possuir um elevado efeito refrigerante volúmico, requer um maior trabalho isentrópico de compressão $(h_2-h_1)_s$. Comparando os fluidos R600a e R601a, observa-se que embora ambos

estejam associados a trabalho de compressão $(h_2-h_1)_s$ semelhantes, o efeito refrigerante volumico torna a rotação bem mais elevada no R600a, reduzindo as dimensões geométricas e o desempenho do compressor associado. Os fluidos R11 e R123, comumente utilizados na compressão centrífuga, permitem o uso de rotações bem mais baixas e rotores com diâmetros maiores, devido ao menor trabalho isentrópico de compressão, $(h_2-h_1)_s$. Por unir menor necessidade de rotação e rotores de maiores dimensões, estes fluidos eram de grande interesse na aplicação em compressores centrífugos. Entretanto, pelo fato do fluido R11 (CFC) e do seu atual substituto, o R123 (HCFC), serem considerados nocivos ao meio ambiente, com aplicações restritas e em declínio, optou-se por não incluí-los no restante das análises deste trabalho.

Tabela 5.4 – Comparativo do uso de diferentes fluidos refrigerantes (HBP – 17,6 kW).

Fluido	$(h_2-h_1)_s$ [kJ/kg]	$\rho_{entrada}$ [kg/m ³]	$(h_1-h_3)/v_1$ [kJ/ m ³]	Rotação [rpm]	D_2 [cm]	COP^*
R600a	56,06	4,84	1414,0	154.500	3,90	3,79
R134a	32,58	15,5	2514,0	143.500	2,70	3,87
R601a	58,14	1,21	422,6	91.000	5,58	4,56
R11	31,36	2,76	498,0	53.500	7,07	4,53
R123	29,43	2,58	431,1	46.500	7,98	4,54

A fim de avaliar a possibilidade do uso de alguns dos fluidos refrigerantes indicados na Tab. 5.1 em compressores centrífugos, realizou-se uma análise do desempenho resultante em diferentes condições de refrigeração. Os resultados desta análise, apresentados na seqüência, mostram o máximo desempenho termodinâmico para cada condição avaliada. Tais resultados foram obtidos através de um processo de otimização, detalhado no capítulo 4.

5.2.3. Desempenho do compressor centrífugo em baixas capacidades

Devido às diferentes razões de pressão requeridas pelos fluidos em cada uma das três condições de sistema consideradas, o processo de otimização considerou a utilização de compressores centrífugos de 2 estágios para as condições HBP e MBP e de 3 estágios para a condição de sistema LBP. Os resultados de desempenho termodinâmico dos diversos fluidos refrigerantes, nas três condições sistema, são apresentados na Fig. 5.1.

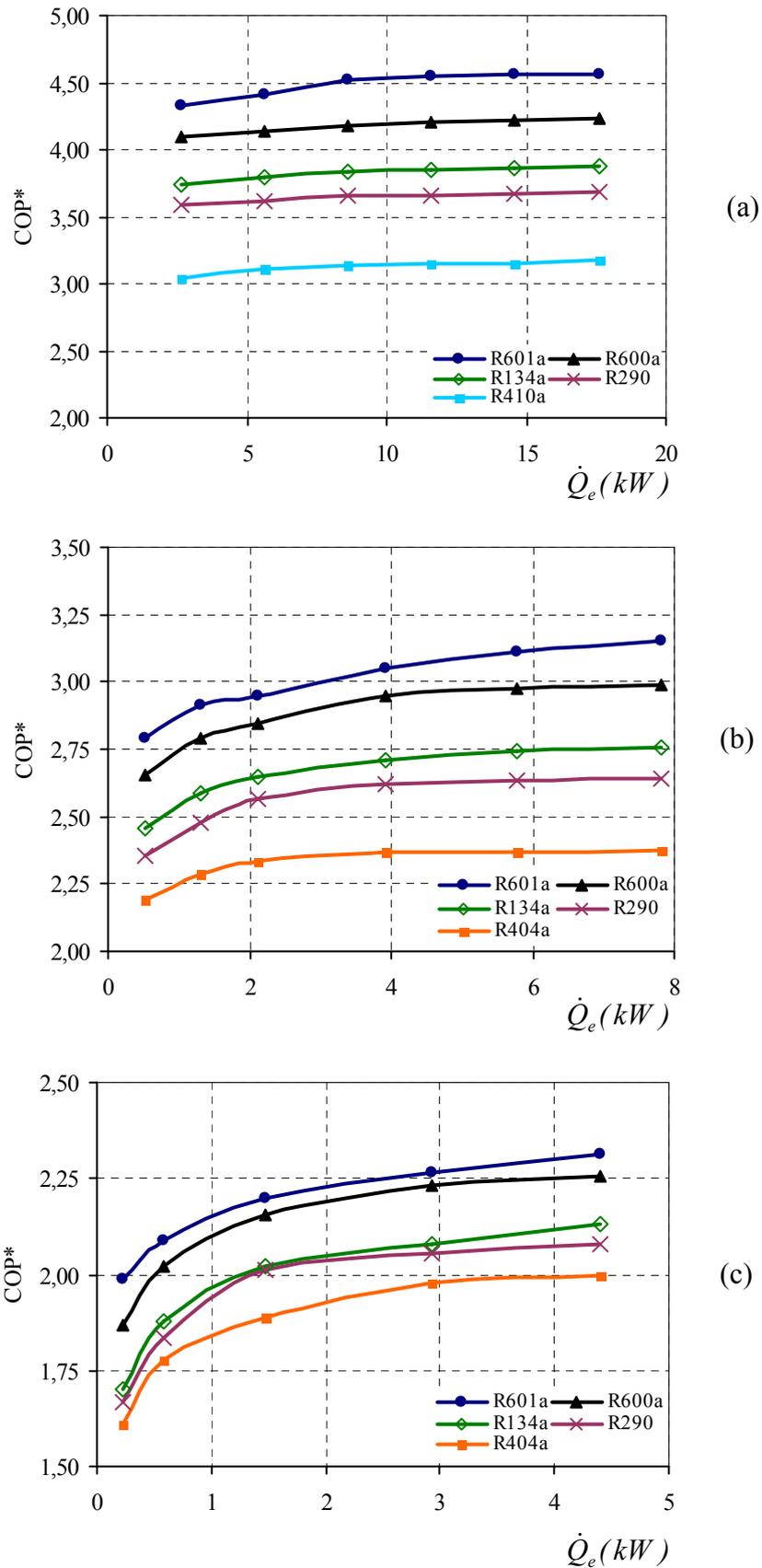


Figura 5.1 – Desempenho termodinâmico do compressor centrífugo em diferentes condições de operação: a) HBP; b) MBP; c) LBP.

Conforme explorado na seção 5.2.2, pode ser observado que os fluidos de menor densidade proporcionam as maiores eficiências (COP^*). Notadamente, os fluidos naturais isobutano (R600a) e isopentano (R601a) aparentam ser os mais promissores na aplicação em baixas capacidades, merecendo uma maior atenção. Percebe-se também que os fluidos R134a, R290, R404a e R410a, usualmente utilizados em compressores de deslocamento positivo, são menos adequados do que o fluido R601a para aplicação em compressores centrífugos com baixa capacidade de refrigeração.

Uma característica da compressão centrífuga que pode ser observada é a queda de sua performance em capacidade de refrigeração baixas, em qualquer uma das três condições testadas (LBP, MBP, HBP), sendo muito abrupta na condição LBP quando a capacidade é inferior a 1 kW. Essa queda, mais acentuada nas condições MBP e LBP, ocorre devido ao aumento das perdas devido à diminuição do tamanho dos rotores, atribuída principalmente a dois aspectos detalhados a seguir.

A Fig. 5.2 apresenta, para as condições LBP e HBP, as variações de eficiência isentrópica devido a vazamentos e ao regime de escoamento, laminar ou turbulento no rotor. Primeiramente, percebe-se que as perdas por vazamento são mais significativas em baixas capacidades. Isto se deve ao fato de que os rotores são menores em baixas capacidades, mas a folga foi mantida a mesma. Assim sendo, os vazamentos se tornam proporcionalmente mais elevados à medida que a vazão (capacidade) do compressor é reduzida. O menor impacto dos vazamentos na condição HBP pode ser atribuído às maiores vazões e as menores diferenças de pressão deste caso.

O outro fator responsável pela diminuição acentuada do desempenho em baixas capacidades é relacionado ao regime de escoamento no rotor. Essa variação de rendimento, representada por η_{re} e avaliada de acordo com os dados de Reunanen *et al.* (2003), é mais acentuada do que aquela referente aos vazamentos. De fato, considerando a condição HBP e o fluido R601a, têm-se números de Reynolds típicos na faixa de 50.000 a 125.000 para a menor e maior capacidade avaliada, respectivamente. No entanto, para a condição LBP com o R601a, valores da ordem de 4.000 são obtidos para o número de Reynolds na menor capacidade (235 W). O regime de escoamento, caracterizado pelo número de Reynolds, influi essencialmente sobre eventuais regiões de separação no escoamento. Dessa forma, à medida que a capacidade é aumentada, segue também um aumento do número de Reynolds e como consequência, uma melhora na condição do escoamento pela redução da probabilidade da ocorrência de regiões de separação.

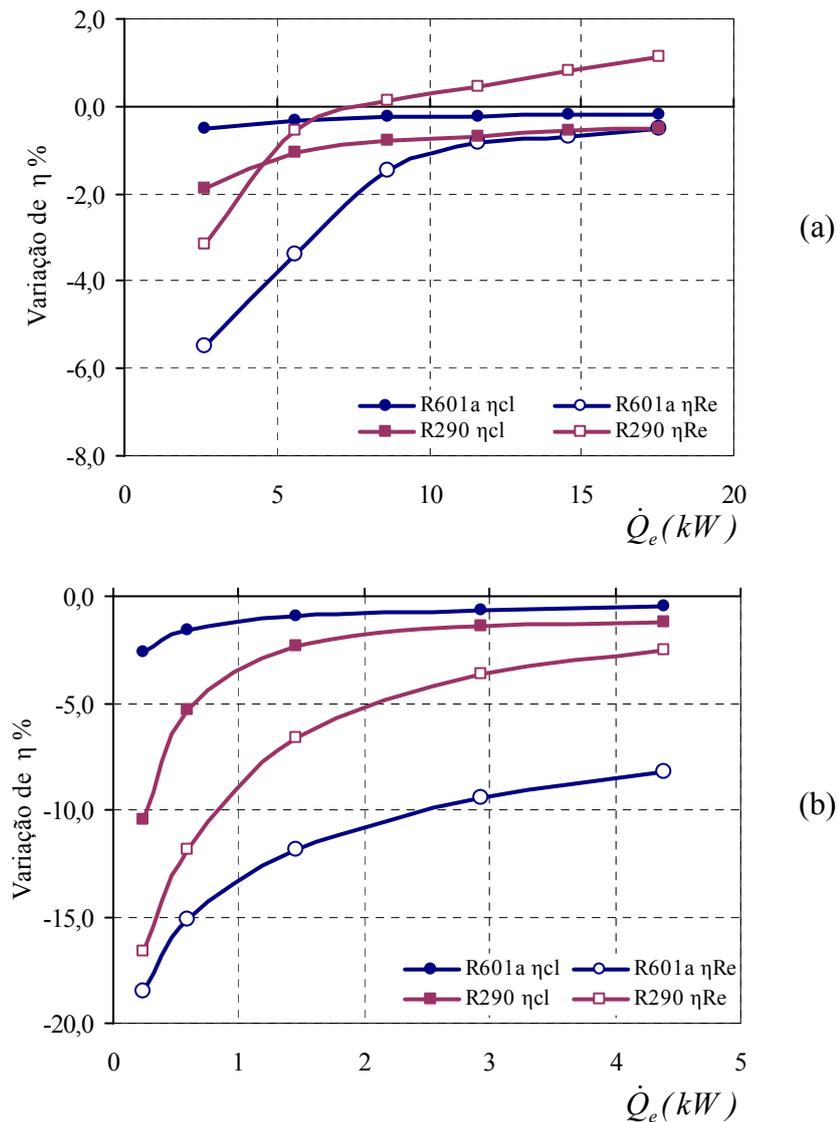


Figura 5.2 – Variações de eficiência, em relação ao rendimento isentrópico do rotor, com a diminuição da capacidade: a) HBP; b) LBP.

No caso do fluido R290, o número de Reynolds foi sempre maior do que o apresentado com o fluido R601a. Este aspecto compensou, na maioria dos casos, a maior queda de rendimento por vazamentos para o R290, devido às menores dimensões dos rotores resultantes. Como pode ser observado na Fig. 5.2, em capacidades mais elevadas a variação da eficiência devido ao regime de escoamento é positiva.

Assim sendo, de um modo geral a eficiência isentrópica do fluido R290 foi superior à obtida com o R601a (Fig. 5.3). No entanto, conforme apresentado na Fig. 5.1, o desempenho termodinâmico do R290 é nitidamente inferior ao R601a, devido ao seu maior trabalho isentrópico de compressão, o qual na condição HBP foi da ordem de 21% superior.

De fato, enquanto que a queda do rendimento com a diminuição dos rotores é relativamente pequena na condição HBP, esta se torna bastante relevante nas condições MBP e LBP. Por exemplo, analisando conjuntamente variações de rendimento da Fig 5.2, tem-se que na aplicação HBP de 17,6 kW, com o fluido R601a, as perdas termodinâmicas corresponderam a uma diminuição de 0,7% na eficiência isentrópica do rotor. Já para uma aplicação na condição LBP, de 235 W com o fluido R290, as perdas acarretam em uma diminuição de 27% da eficiência do rotor.

Finalmente, deve-se observar que a variação de rendimento devido à potência dissipada por atrito, avaliada pela Eq. (3.40) se mostrou insignificante.

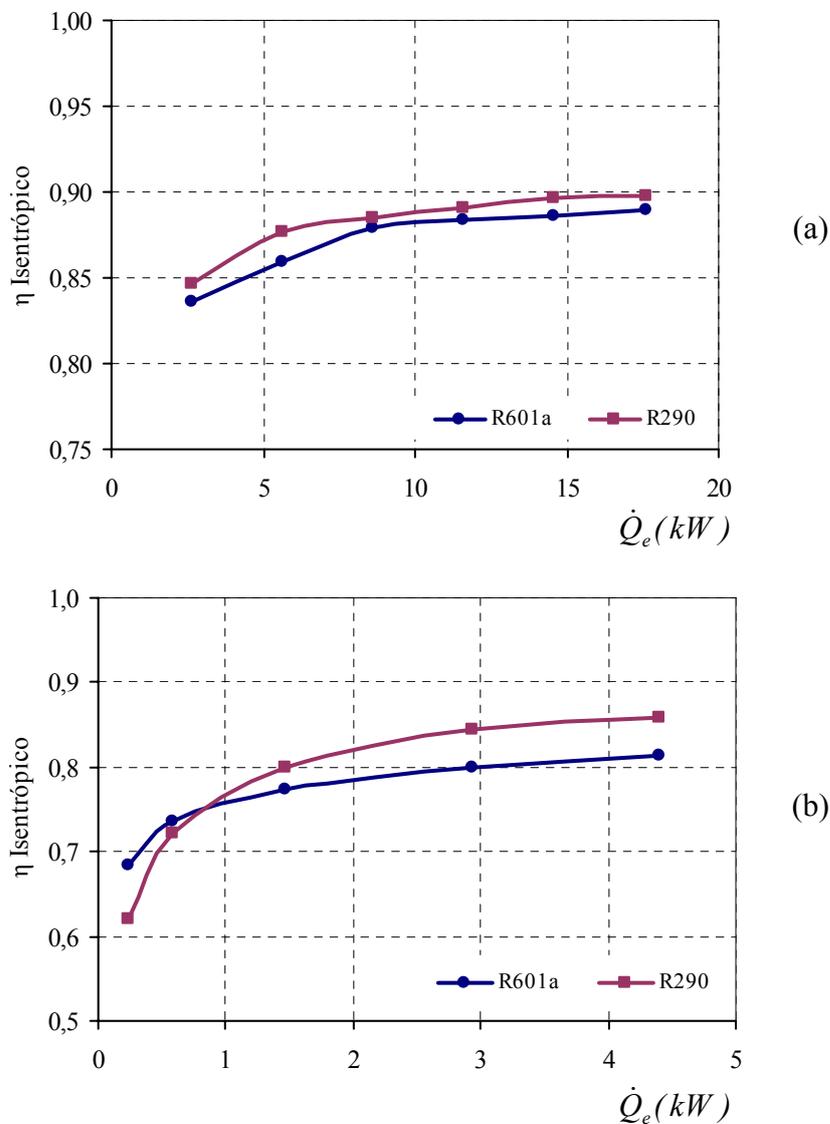


Figura 5.3 – Variação do rendimento isentrópico do compressor com a diminuição da capacidade: a) HBP; b) LBP.

É interessante notar que para compressores centrífugos, a literatura indica que a rotação específica, N_{ss} , de maior eficiência encontra-se na faixa compreendida de 0,6 a 1,0 (Fig. 3.1), enquanto que a rotação específica obtida neste trabalho (Fig. 5.4) foi inferior a essa faixa. Por exemplo, para a aplicação HBP de 17,6 kW, com o fluido R601a, a rotação ótima (Fig. 5.5) foi de 91.000 rpm, resultando em uma rotação específica igual a 0,55. Para uma rotação específica igual a 1,0 seria necessária uma rotação de 167.000 rpm.

Embora seja teoricamente possível aplicar uma rotação para manter a rotação específica no patamar ótimo, conforme anteriormente apresentado, o número de Mach máximo admitido para o escoamento saindo do rotor de 0,85, limita a velocidade que o escoamento pode adquirir. De fato, para uma mesma capacidade, um aumento da rotação leva a uma diminuição do diâmetro do rotor e, conseqüentemente, um aumento da altura das pás. Assim, ocorre tanto uma redução dos vazamentos, quanto um aumento de eficiência devido ao regime de escoamento se tornar mais turbulento, uma vez que o número de Reynolds é definido em função da altura da pá do rotor na saída (Eq. 3.39).

Deve ser mencionado também que, em determinados casos, o limite para o número de Mach não pode ser mantido. Particularmente para ao fluido R601a, na condição MBP, valores para o número de Mach em torno de 0,95 foram obtidos para algumas capacidades, indicando a necessidade da utilização de 3 estágios nesta aplicação.

Além desta situação, na aplicação do mesmo fluido para a condição LBP, novamente o número de Mach resulta elevado e, devido à escolha de 3 estágios, chegou-se à conclusão de que 4 ou mais estágios seriam apropriados. Igualmente 4 ou mais estágios seriam indicados para o fluido R404a na condição LBP, pois não foi satisfeito o limite de segurança de 0,85 para o número de Mach.

Deve ser mencionado que nas aplicações MBP e LBP, as rotações elevadas (Fig. 5.5) e as dimensões geométricas bastante reduzidas não são viáveis em face do desenvolvimento tecnológico atual. De fato, mesmo quando aplicado o fluido R601a, o qual mostrou ser o mais adequado à aplicação na compressão centrífuga em baixa capacidade, os patamares de rotação necessários se mostram muito elevados nas aplicações MBP e LBP.

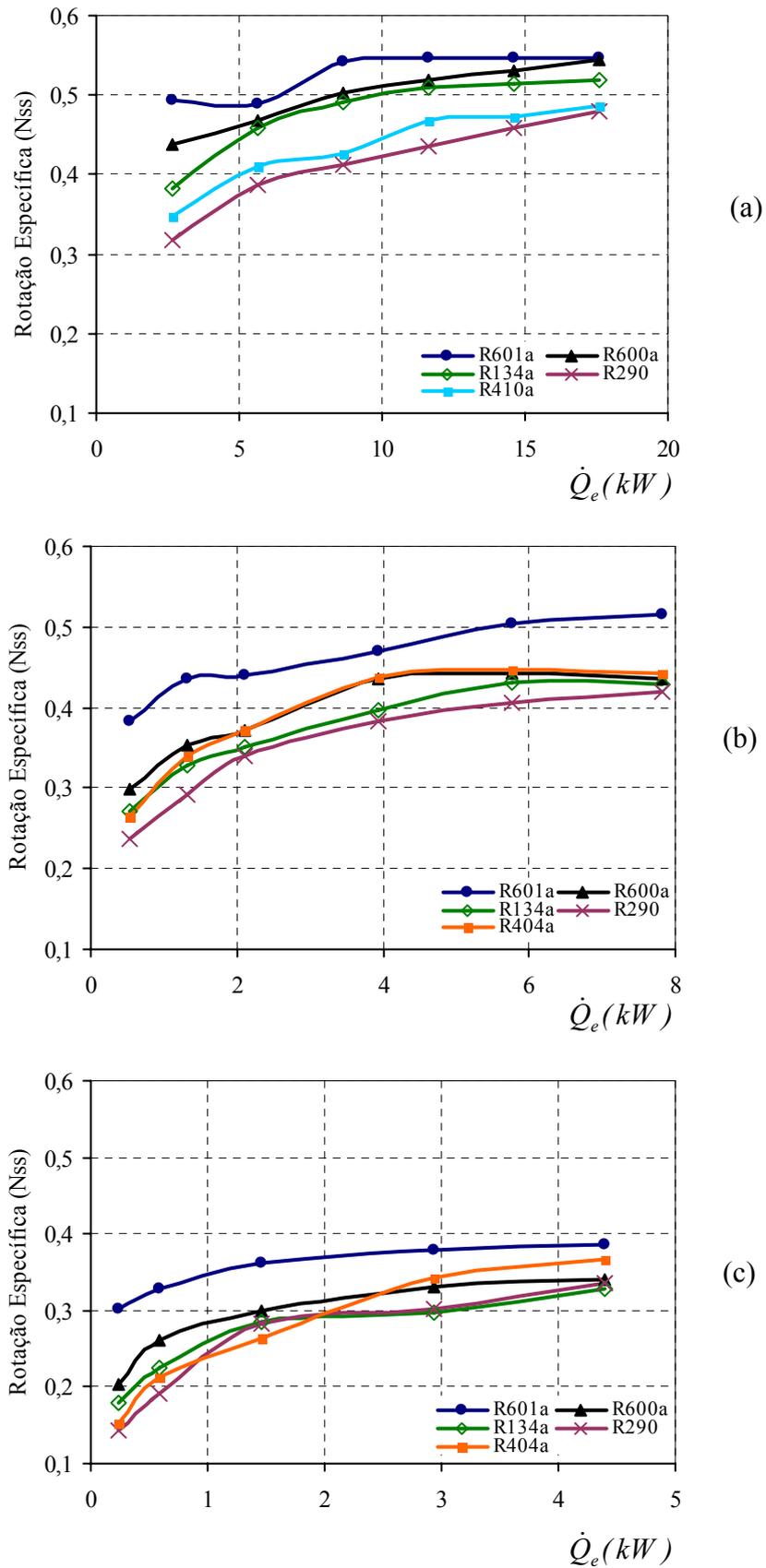


Figura 5.4 – Mapeamento da rotação específica do compressor centrífugo em diferentes condições de operação: a) HBP; b) MBP; c) LBP.

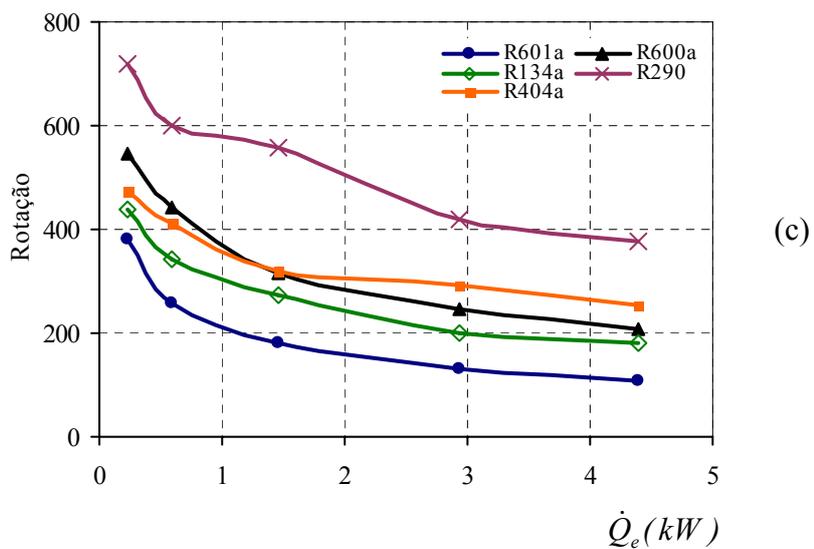
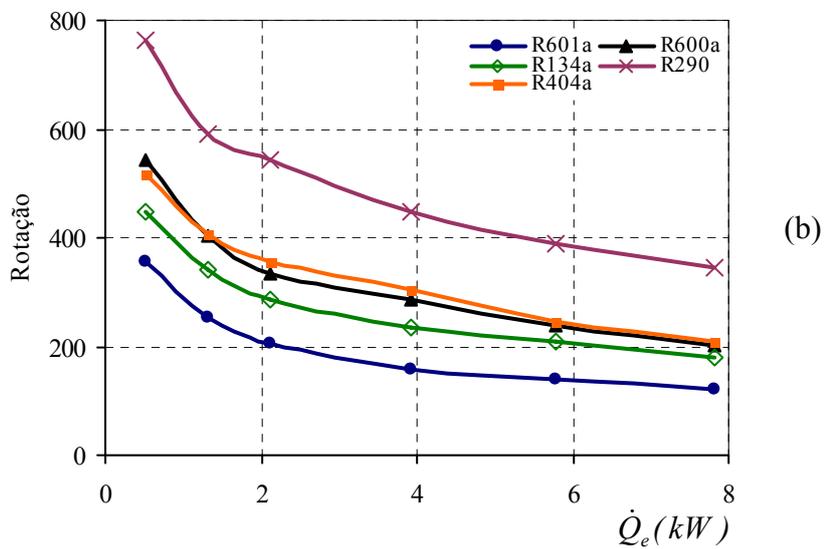
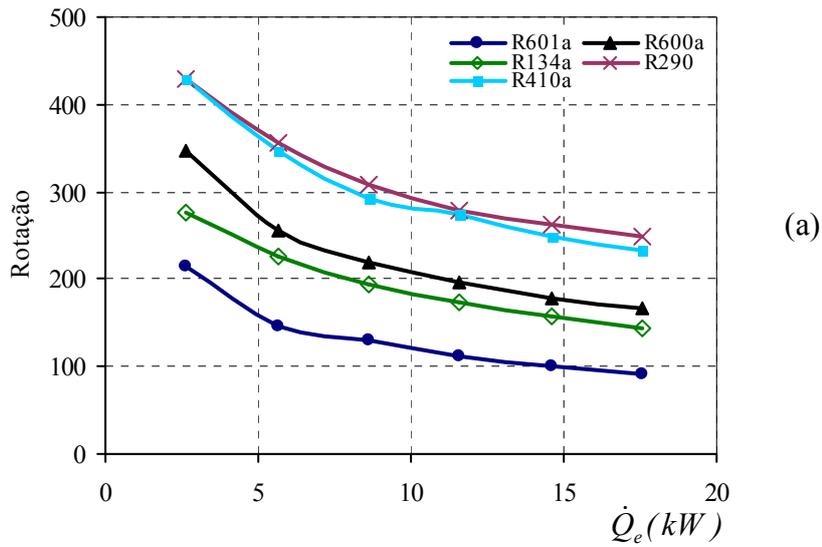


Figura 5.5 – Mapeamento da rotação (em 10^3 rpm) necessária nos compressores centrífugos avaliados em diferentes condições de operação: a) HBP; b) MBP; c) LBP.

Levando em consideração que, de acordo com a literatura, a faixa ótima de rotações específicas para o compressor centrífugo está entre 0,6 e 1,0, os resultados indicam que o uso da compressão centrífuga em baixas capacidades é mais promissor em aplicações na condição HBP acima de 8 kW. Pode-se observar na Fig. 5.4 que, em capacidades acima de 8 kW, é possível projetar um compressor com níveis adequados de rotação específica para os fluidos R601a e R600a, bem como, embora em menor grau, também para o refrigerante R134a. Para a condição LBP, a rotação específica resultante é baixa e as restrições de projeto, em relação às dimensões geométricas e ao número de Mach, torna os níveis de rotação específica semelhantes entre os fluidos analisados.

No geral, ao final das otimizações foram obtidas configurações de compressores em que a compressão se dá preferencialmente no primeiro estágio, pois devido à menor densidade do fluido tem-se a maior vazão volumétrica, favorável ao projeto do rotor devido às menores perdas termodinâmicas e à maior rotação específica obtida por estágio de compressão. Por exemplo, na aplicação HBP com o fluido R601a na capacidade de 5,6 kW, considerando o trabalho específico entregue ao escoamento por cada rotor, se obtém valores de rotações específicas iguais a 0,6 e 0,48 no primeiro e segundo estágios, respectivamente.

Se do ponto de vista de desempenho (Fig. 5.1) os fluidos R601a e R600a se mostram os mais promissores, quando avaliada a rotação real que deve ser empregada (Fig. 5.5), o fluido R134a mostra-se mais adequado do que o R600a. Isto é assim, porque o fluido R134a necessita de um menor trabalho isentrópico de compressão $(h_2-h_1)_s$. Por exemplo, conforme já apresentado na Tab. 5.2 para a aplicação HBP, o R134a requer um trabalho isentrópico de compressão de 32,58 kJ/kg, enquanto que 56,06 kJ/kg são necessários para o R600a. Desta forma, o trabalho efetivo, W_{ef} , fornecido ao fluido R134a será menor e, conseqüentemente, é necessária uma menor velocidade do fluido na saída do rotor, associada a uma menor rotação.

Considerando os resultados de eficiência e de rotação, o fluido que se destacou em baixas capacidades foi o isopentano (R601a). Ao se considerar esses dois aspectos, percebe-se que o nível de rotação a ser empregado no compressor com o R601a é factível de produção com a tecnologia atual. Em função do exposto, o R601a foi escolhido para análises adicionais.

Conforme mencionado anteriormente, a utilização de 2 estágios na condição MBP para o fluido refrigerante R601a não garantiu o atendimento da condição de valor máximo para número de Mach em 0,85, sendo que os valores na saída do rotor ficaram na faixa de 0,8 e 0,95. A fim de verificar o efeito da violação desta condição de projeto sobre o desempenho do compressor, novas simulações foram realizadas, desta vez considerando 3 estágios.

De acordo com os resultados mostrados na Fig. 5.6, existe uma redução no valor do COP* quando utilizado o terceiro estágio de compressão, mas que não chega a comprometer o uso do estágio extra. Resta, no entanto, considerar o custo adicional da inclusão do terceiro estágio referente à nova configuração. A queda de desempenho deve-se a perdas termodinâmicas associadas ao uso de estágios adicionais originadas por vazamentos, escoamento no difusor e nos condutos, etc., causadas pelo uso de mais um estágio.

No caso da aplicação com 3,9 kW de capacidade de refrigeração, a utilização de 2 rotores resulta em perdas da ordem de 4,8% do trabalho efetivo. Por outro lado, o uso de um rotor adicional implica em um acréscimo dessas perdas, elevando o total para 5,1% do trabalho efetivo.

Embora se obtenha um desempenho inferior e um aumento do custo de fabricação do compressor com o uso de mais estágios de compressão, existe o benefício de se poder operar o compressor com uma rotação mais baixa, como demonstrado na Fig. 5.7. Ou seja, a utilização de um maior número de estágios de compressão pode viabilizar a aplicação do compressor centrífugo em uma determinada capacidade, através da redução da rotação. Este é um aspecto de suma importância, pois a redução da rotação pode até mesmo compensar o custo extra de mais estágios de compressão, em função da redução dos requerimentos tecnológicos associados a motores e mancais de alta velocidade.

Outra maneira de reduzir a rotação do compressor, reduzindo os custos de motores e mancais, mas mantendo-se o número de estágios, é através do aumento do diâmetro do rotor. Para uma análise de caso, adotou-se a condição HBP e o fluido R601a, fixando-se a capacidade de refrigeração em 11,6 kW. Cada ponto apresentado na curva da Fig. 5.8 corresponde a um compressor de 2 rotores otimizados para o valor de rotação, em diferentes diâmetros de rotor.

Pode ser observado na Fig. 5.8 que cada diâmetro de rotor está associado a uma rotação, de forma a fornecer a energia necessária para acelerar o fluido e, posteriormente, converter essa energia cinética na forma de pressão. Fica claro na figura que o aumento do diâmetro do rotor origina um decréscimo significativo na rotação. Por exemplo, estágios com diâmetros em torno de 3 cm requerem uma rotação em torno 140.000 rpm, enquanto que a mesma pode ser reduzida para 60.000 rpm com o aumento desses diâmetros para aproximadamente 9 cm.

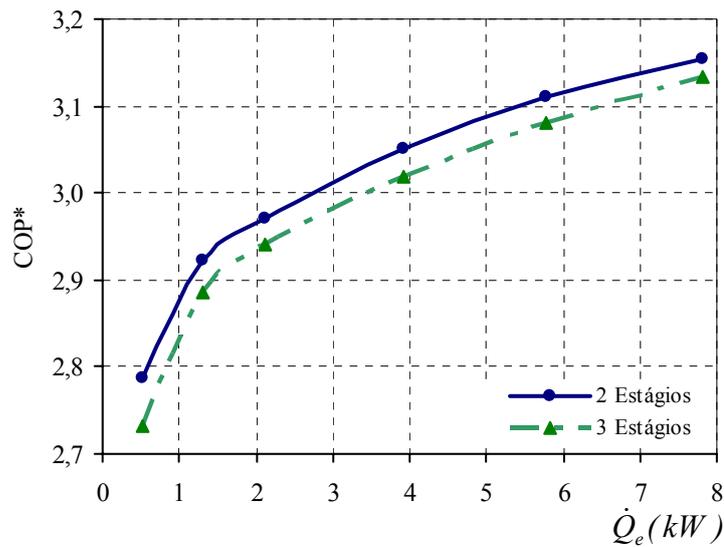


Figura 5.6 – Variação do COP* entre compressores de 2 e 3 estágios – MBP, R601a.

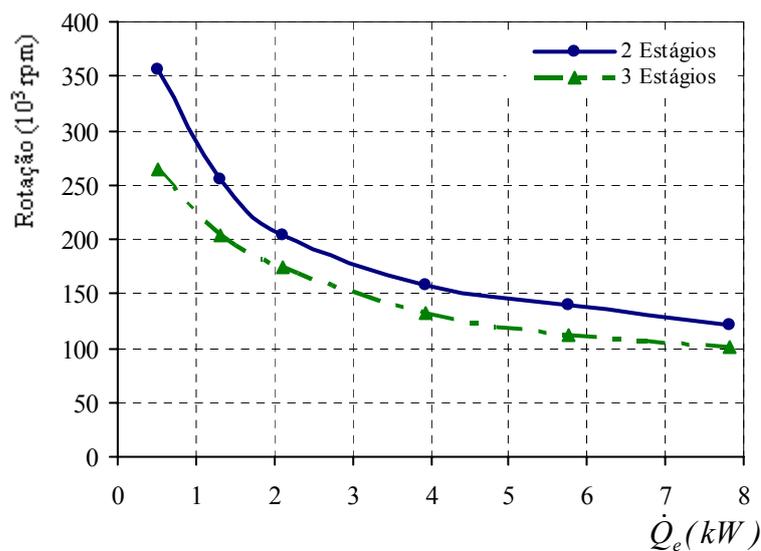


Figura 5.7 – Redução da rotação com o uso de 3 estágios de compressão – MBP, R601a.

Entretanto, a rotação do compressor afeta também o seu desempenho, como ilustrado na Fig. 5.9. Nesse gráfico, são apresentados resultados da performance de um compressor centrífugo para a condição HBP, utilizando o fluido R601a em uma capacidade de 11,6 kW.

Apesar da queda de desempenho com a redução da rotação, conforme apresentada na Fig. 5.9, o desempenho do compressor permanece dentro de um patamar aceitável na faixa entre 40.000 e 140.000 rpm, comparado ao desempenho máximo obtido.

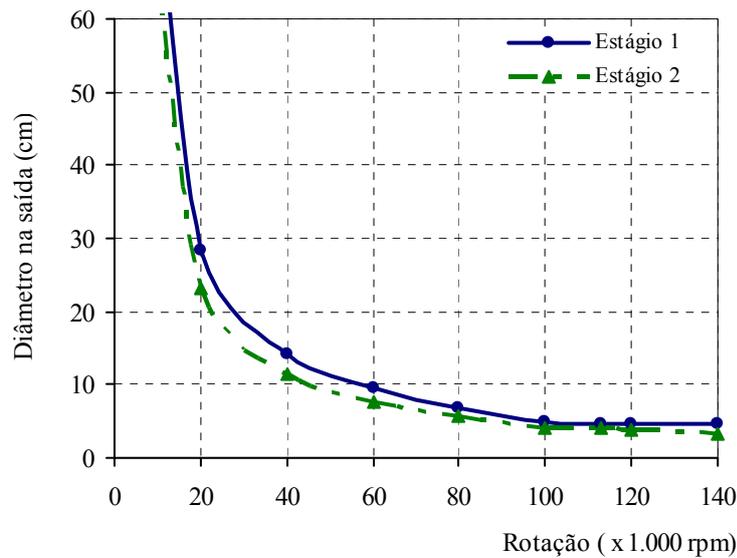


Figura 5.8 – Variação dos diâmetros necessários com a rotação empregada – HBP, R601a, 11,6 kW.

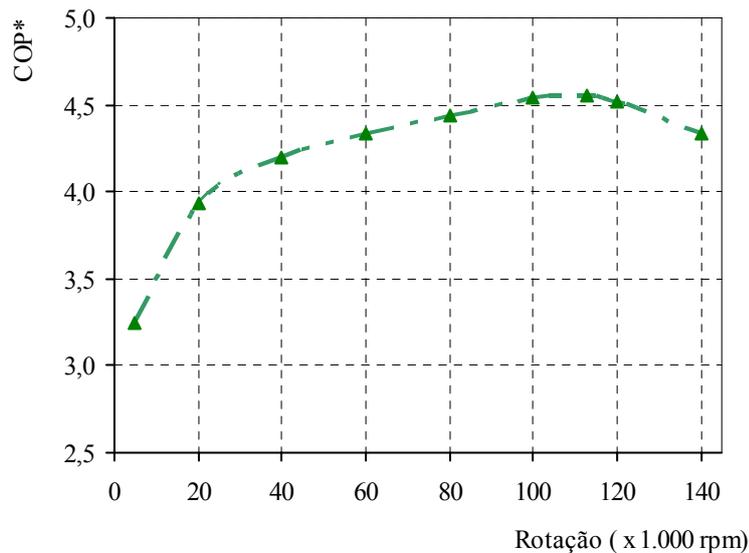


Figura 5.9 – Desempenho de compressores projetados em rotações distintas – HBP, R601a, 11,6 kW.

Outro ponto que deve ser analisado no desenvolvimento de compressores centrífugos é o desempenho obtido na recuperação de pressão nos difusores. Conforme demonstrado na Fig. 3.2 existem diferentes tipos de difusores, tais como o de voluta e o de canais, de modo que o projeto adequado dos mesmos é necessário para maximizar o coeficiente de recuperação de pressão, C_{pD} . Neste trabalho, como o desempenho do difusor não foi avaliado, assumiu-se que em todas as análises o valor de C_{pD} seria de 65%. Esta é uma limitação da presente análise, pois não existe na literatura uma informação indicando se este valor é adequado ao desempenho de difusores em baixas capacidades.

Segundo Cumpsty (2004), valores para o coeficiente de recuperação acima de 65% são normalmente obtidos em difusores bem projetados de compressores de grande capacidade. Devido, no entanto ao fato de que os valores de fluxo de massa e as dimensões envolvidas na presente análise encontram-se muito abaixo do que é normalmente encontrado nas aplicações usuais da compressão centrífuga, optou-se por um valor conservador representado por 65%.

A Tab. 5.5 demonstra o possível ganho de desempenho para um compressor de capacidade 17,6 kW, para a condição HBP e utilizando o fluido R601a, no caso de uma maior recuperação de pressão ser eventualmente obtida nos difusores. Observa-se que o ganho não é linear, pois uma alteração na recuperação de pressão afeta a geometria ótima dos rotores.

Tabela 5.5 – Alteração do desempenho com o aumento da recuperação de pressão no difusor - condição HBP, fluido R601a, 17,6 kW.

C_{pD}	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85
COP*	4,55	4,64	4,72	4,81	4,88
Aumento %	-	2,04	3,91	5,67	7,42

5.2.4. Comparação de desempenho com outros mecanismos de compressão

A fim de aprofundar a análise da compressão centrífuga em baixas capacidades, torna-se interessante compará-la com o desempenho de outros mecanismos de compressão na mesma aplicação. Pode-se, assim, determinar em quais condições de operação e capacidade a aplicação do compressor centrífugo seria mais viável.

Para permitir uma análise consistente, a análise comparativa não foi realizada com compressores disponíveis no mercado, mas sim através de dados de desempenho de compressores otimizados para cada uma das condições a serem analisadas. A otimização desses compressores seguiu o mesmo procedimento geral explicado neste trabalho, sendo gerados resultados de coeficiente de performance termodinâmico (Gomes e Deschamps, 2006; Gomes, 2006).

Na Tab. 5.6, compara-se o desempenho do compressor de pistão rolante operando com R22 (Gomes e Deschamps, 2006) em relação ao do compressor centrífugo operando com o R601a. Gomes e Deschamps (2006) investigaram o processo de compressão na condição HBP, frequência de operação de 60 Hz, e em duas capacidades distintas: 2,1 kW e 8,8 kW.

Em ambas as capacidades o desempenho do compressor centrífugo é superior, sendo que na maior capacidade (8,8 kW) a diferença fica em torno de 5,6%.

Na Tab. 5.7 compara-se o desempenho do compressor de espiras (*Scroll*) para uma aplicação na condição HBP, operando com o fluido R22 e em 60 Hz (Lima e Deschamps, 2006) com o desempenho do compressor centrífugo. Neste caso, o desempenho do compressor centrífugo é superior em aproximadamente 16% ao do compressor de espiras, amplamente utilizado em instalações de condicionamento de ar.

Tabela 5.6 – Comparação do coeficiente de performance termodinâmico na condição HBP obtido pelo compressor centrífugo e um compressor de pistão rolante operando em 60Hz.

Mecanismo / Fluido	Capacidade	
	2,1 kW	8,8 kW
Pistão Rolante R22	4,12	4,28
Centrifugo R601a	4,22	4,52

Tabela 5.7 – Comparação do coeficiente de performance termodinâmico na condição HBP obtido pelo compressor centrífugo e um compressor de espiras operando em 60Hz.

Mecanismo / Fluido	Capacidade
	5,3 kW
Espiras R22	3,80
Centrifugo R601a	4,38

Ao levar em consideração os custos envolvidos na fabricação de um compressor centrífugo com as características necessárias nas aplicações anteriormente analisadas, os ganhos em desempenho podem não justificar a sua aplicação. Entretanto salienta-se que o fluido R22, terá sua comercialização restringida por questões ambientais. De fato, quando se realiza uma comparação entre o compressor centrífugo operando com o R601a e outros mecanismos de compressão operando com fluidos naturais, tais como o propano (R290), percebe-se que a margem de ganho em eficiência do compressor centrífugo fica bem maior em aplicações de condicionamento de ar, conforme apresentado na Tab. 5.8. Por exemplo, para uma capacidade de 17,6 kW, o compressor centrífugo fornece um coeficiente de performance termodinâmico da ordem de 20% maior do que os demais compressores avaliados (alternativo, pistão rolante e de espiras).

Os resultados de desempenho do compressor centrífugo com o uso do R290 e do R410a foram apresentados para demonstrar novamente que esses fluidos, comumente utilizados nos compressores de deslocamento positivo, não são adequados para a compressão centrífuga. Pode-se observar que a aplicação do compressor centrífugo está condicionada ao uso de um fluido refrigerante adequado como, por exemplo, o R601a.

Tabela 5.8 – Comparação do coeficiente de performance termodinâmico - HBP, 17,6 kW, mecanismos de deslocamento positivo operando em 60Hz (Baungartner e Deschamps - 2007).

Mecanismo	Fluido		
	R290	R410a	R601a
Alternativo	3.63	3.82	-
Espiras	3.75	3.24	-
Pistão Rolante	3.80	3.13	-
Centrifugo	3.67	3.03	4.57

Outro resultado interessante na análise comparativa do compressor centrífugo com os demais mecanismos é que o seu desempenho superior na aplicação HBP não se mantém em aplicações que requerem maiores razões de pressão, tal como a aplicação LBP. As Tabs. 5.9 e 5.10, apresentam uma comparação entre os coeficientes de performance termodinâmico dos compressores alternativo, de pistão rolante, de espiras e centrífugo, empregando o fluido natural isobutano (R600a), em duas capacidades de refrigeração (150 e 250 W) os resultados de desempenho dos compressores de deslocamento positivo foram obtidos de Gomes (2006).

Conforme pode ser observado, o compressor alternativo apresenta o melhor desempenho termodinâmico entre os quatro mecanismos, em ambas as capacidades analisadas, com desempenho em média, 12% acima do valor correspondente ao do compressor de espiras, que apresentou o segundo melhor desempenho. Quando comparado com o compressor de pistão rolante, o compressor alternativo demonstra eficiências ainda maiores, entre 18 e 21%.

Conforme apresentado na Fig. 5.1, mesmo com a utilização do compressor centrífugo com um fluido adequado, tem-se uma queda muito acentuada de seu desempenho na condição LBP abaixo de 1 kW. De fato, o seu desempenho foi 22 e 25% inferior, respectivamente, para as capacidades de 250 e 150 W ao obtido pelo compressor alternativo, pois conforme já mencionado, o aumento das perdas por vazamento e pelo regime de escoamento em

capacidades muito baixas reduz de forma considerável o rendimento isentrópico do compressor centrífugo. Uma característica similar entre todos os mecanismos é a tendência de aumento do coeficiente de performance com o aumento da.

Tabela 5.9 – Comparação do coeficiente de performance termodinâmico - condição LBP, 150 W, mecanismos de deslocamento positivo operando em 50Hz.

Mecanismo	Fluido	
	R600a	R601a
Alternativo	2,53	-
Espiras	2,22	-
Pistão Rolante	1,99	-
Centrifugo	1,53	1,91

Tabela 5.10 – Comparação do coeficiente de performance termodinâmico - condição LBP, 250 W, mecanismos de deslocamento positivo operando em 50Hz.

Mecanismo	Fluido	
	R600a	R601a
Alternativo	2,55	-
Espiras	2,25	-
Pistão Rolante	2,08	-
Centrifugo	1,86	1,99

5.3. Análise Diferencial

O caso escolhido para um estudo mais aprofundado via análise diferencial, corresponde ao do rotor do 1º estágio de um compressor na condição de operação HBP, configurado para operar com o fluido R601a e suprindo uma capacidade de refrigeração de 17,6 kW. De acordo com a Fig. 4.3, anteriormente apresentada, o domínio computacional adotado na análise diferencial constitui-se de um canal formado de modo a incluir as pás do rotor em seu interior.

Partindo da condição de desempenho ótimo (Fig. 5.1), optou-se pelo projeto de um compressor capaz de manter uma condição de desempenho superior aos demais mecanismos

de compressão citados anteriormente, mas que fosse factível de produção. Deste modo, ao invés de ser empregada a configuração do compressor obtida para o ponto de máximo desempenho, com uma rotação ideal de 91.000 rpm, foram impostas algumas alterações, sem que, no entanto houvesse uma diminuição considerável do desempenho.

As modificações introduzidas foram:

- Redução da rotação empregada e aumento do diâmetro do rotor;
- Imposição de mesma razão de compressão nos dois estágios, a fim de que os dois rotores permanecessem com esforços e dimensões semelhantes;
- Imposição de um vetor velocidade do escoamento normal à superfície de entrada do rotor ($\alpha = 0^\circ$), identificada pela área azul na Fig. 4.3;
- Imposição de um diâmetro interno mínimo disponível para a aplicação de um eixo motriz ($D_{lh} = 8 \text{ mm}$).

Apesar das modificações acima, novas simulações integrais revelaram que a nova configuração geométrica apresenta um desempenho termodinâmico (COP^*) igual a 4,45, o qual é apenas 2,6% inferior a configuração do ponto de máximo desempenho. No entanto, este desempenho é em torno de 16% maior do que o desempenho máximo que pode ser obtido com um compressor de deslocamento positivo (Tab. 5.8).

Como contrapartida da diminuição do desempenho, uma rotação consideravelmente inferior (61.000 rpm) pode ser empregada devido à utilização de maiores diâmetros. Naturalmente, tanto a rotação mais baixa quanto o diâmetro maior do rotor são aspectos favoráveis na fabricação do compressor. A Tab. 5.11 apresenta as principais características geométricas e operacionais do compressor em questão.

Para permitir uma comparação justa entre os modelos integral e diferencial, foram excluídos os efeitos de redução de desempenho previstos na análise integral e que não são avaliados na análise diferencial. Assim partindo da geometria definida, o desempenho do rotor foi calculado novamente pelo modelo integral desconsiderando-se alguns efeitos, tais como o atrito na parte posterior do rotor e as perdas por vazamento. De fato, como esperado, os novos resultados apresentados na Tab. 5.11 para a razão de pressões, fluxo de massa e pressão total na saída do rotor tornam-se ligeiramente superiores aos anteriormente obtidos para o rotor.

Outro aspecto que deve ser mencionado é que para facilitar a construção do modelo tridimensional do rotor, a espessura das pás foi negligenciada. Conforme discutido no Capítulo 3, a espessura das pás é representada matematicamente no modelo integral como uma restrição à passagem do fluido refrigerante, sendo, portanto apenas um aspecto geométrico e não um parâmetro para a quantificação de perdas termodinâmicas. No entanto, observou-se uma pequena variação no desempenho do compressor, na formulação integral, quando foi despreza a espessura das pás na modelação do compressor, devido a pequenas variações geométricas do mesmo.

Tabela 5.11 – Principais parâmetros geométricos e condições de operação do rotor analisado.

Rotação	D_{1h}	D_{1t}	D_2	b_2	P_{02}	\dot{m}	Razão de pressões
61.000 rpm	8 mm	19,3 mm	77,9 mm	1,9 mm	125,6 kPa	60,75 g/s	2,43

Além da condição de projeto do rotor, chamada aqui de geometria de referência, foram ainda analisados outros dois casos, representando as seguintes variações geométricas: inclusão de pás divisoras na saída do rotor e o emprego de rotores de geometria fechada (Fig. 2.3.a).

Dois tipos de condições de contorno de pressão foram empregados na saída do domínio computacional:

- Tipo 1: equivale ao valor da pressão que deve ser empregado na saída do domínio computacional de modo que seja obtida a pressão estática de projeto (P_2) na saída do rotor, prevista pelo modelo integral.
- Tipo 2: consiste no valor de pressão que deve ser empregado na saída do domínio computacional de modo que seja obtida a razão de pressão de projeto. Assim sendo, avalia-se a pressão estática (P_2) e a parcela que será recuperada da pressão total (P_{02}), que permite a obtenção da pressão de projeto na saída do difusor (P_3). Salienta-se que, tendo em vista a não simulação do difusor, da mesma forma como na formulação integral, foi considerada uma recuperação de pressão da parcela da pressão total de 65%.

Em ambos os casos, como a saída do domínio computacional não coincide com a saída do rotor, a pressão é empregada de maneira iterativa, de modo que a requerida pressão seja obtida na saída do rotor.

Para uma melhor compreensão da localização das seções do rotor em que os resultados são apresentados, a Fig. 5.10 foi preparada com a identificação das principais superfícies de interesse. Neste sentido, a superfície do rotor é representada pela área delimitada pelas linhas em azul e a superfície da carcaça externa ao rotor pela área marcada pelas linhas em verde. Além disto, a pá do rotor está identificada pela cor amarela e a pá divisora em vermelho.

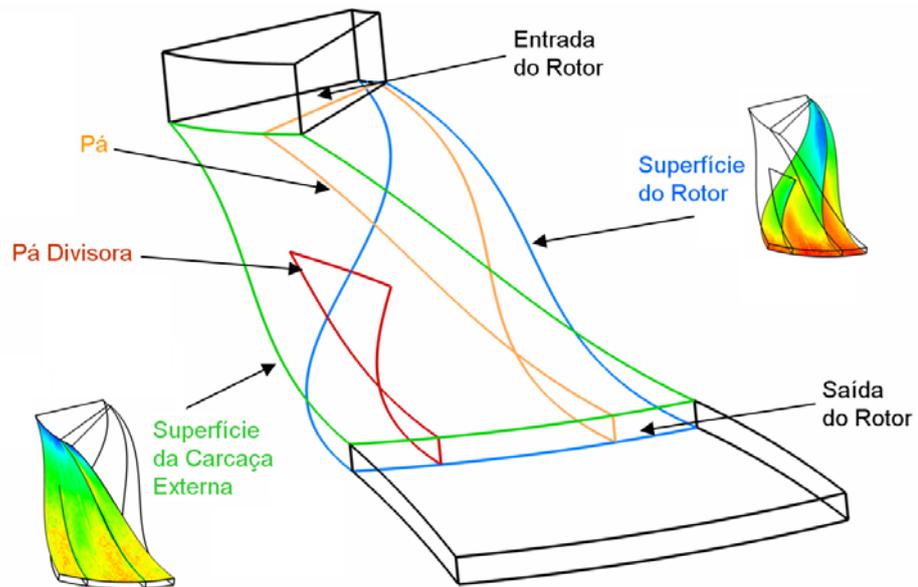


Figura 5.10 – Localização das principais superfícies de interesse.

5.3.1. Análise de Erros de Truncamento

Devido aos elevados gradientes das propriedades do escoamento em determinadas regiões do compressor centrífugo, tais como junto a superfícies sólidas e nas regiões de entrada e saída do rotor, a malha computacional deve ser suficientemente refinada para resolver tais gradientes de forma adequada. Apesar de boa parte dos trabalhos computacionais na área de turbo máquinas valer-se do uso de malhas hexaédricas, tais como os trabalhos de Kunz e Lakshiminarayana (1992) e Tang (2006), ou malhas híbridas como em Michael *et al.* (2004), neste trabalho optou-se por utilizar uma malha com elementos tetraédricos. Para a grande variação geométrica existente em compressores centrífugos de dimensões reduzidas, a malha tetraédrica foi capaz de caracterizar o compressor adequadamente, com um número de volumes inferior ao que seria requerido pela malha hexaédrica. De fato, devido à altura reduzida do canal na saída do rotor e do pequeno raio interno na região de entrada, torna-se difícil a obtenção de razões de aspecto adequadas para os volumes de uma malha hexaédrica, comprometendo a qualidade da solução e o custo computacional envolvido.

A fim de quantificar a influência do refino de malha sobre o resultado numérico, bem como no custo computacional envolvido, foram testadas quatro malhas computacionais, conforme o domínio computacional anteriormente mencionado. No entanto, optou-se por uma rotação de 56.000 rpm, inferior à condição de projeto apresentada na Tab. 5.11, redução esta adotada para favorecer possíveis regiões de separação do escoamento.

Partindo do domínio computacional mencionado, com uma malha inicial de aproximadamente 630.000 elementos (Fig 5.11, malha I), foram realizados refinamentos adaptativos com base nos gradientes das propriedades do escoamento. Foi considerada a aplicação de uma pá divisora, e foi empregado o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ em todas as simulações.

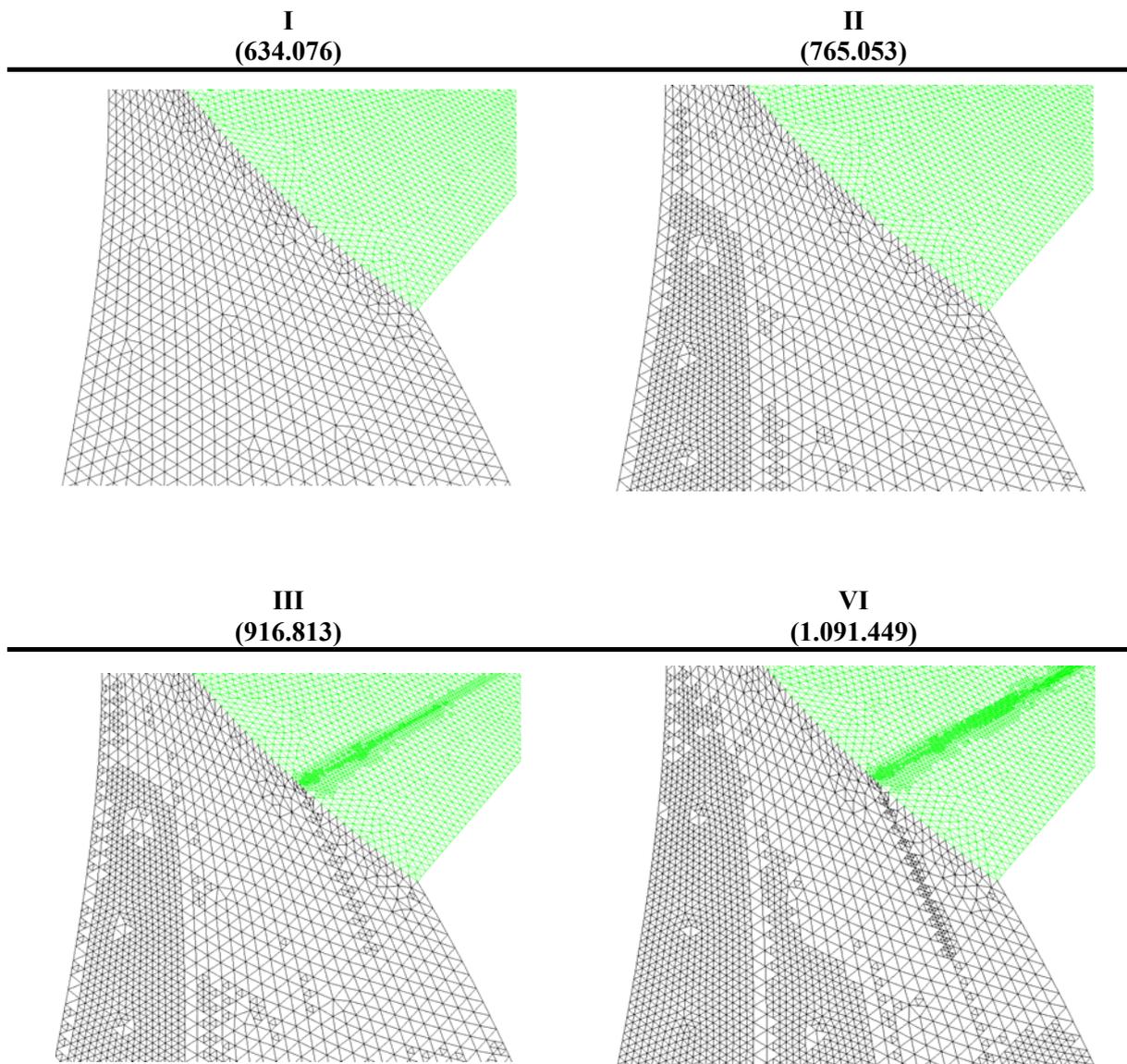


Figura 5.11 – Diferentes níveis de refino de malha aplicados.

Inicialmente, foi realizado um refino da malha no rotor, notadamente para melhor caracterizar os gradientes de velocidade na região entre a carcaça e o rotor (malha II). Na seqüência, a fim de melhor caracterizar eventuais regiões de recirculação, foi realizado um refino, tomando como referência os gradientes de grandezas turbulentas (malha III). Finalmente, a malha IV promove um refino do caso III a partir de gradientes de número de Mach, de forma a caracterizar regiões com a possível ocorrência de escoamento supersônico.

Os resultados para a vazão de massa, velocidade média e pressão nas regiões de entrada e saída do rotor são apresentados na Tab. 5.12. Conforme pode ser observado para as seções de entrada e saída do rotor, de interesse no projeto do compressor centrífugo, não há uma diferença significativa nos resultados obtidos com as diferentes malhas. Da mesma forma, para a região de saída do rotor (Fig. 5.10) os resultados para contornos de número de Mach obtidos para as quatro malhas foram também similares, conforme lustrado na Fig. 5.12.

Tabela 5.12 – Variações das propriedades para diferentes refinamentos de malha.

Variáveis de Interesse	Malha Computacional (número de volumes)			
	I (634.076)	II (765.053)	III (916.813)	VI (1.091.449)
Fluxo de massa [g/s]	58,83	58,64	58,68	58,56
Velocidade na entrada, $C_{\theta 1}$ [m/s]	47,36	47,27	49,18	48,89
Velocidade na saída, $C_{\theta 2}$ [m/s]	173,47	173,49	173,06	173,20
Pressão total na saída, P_{02} [kPa]	115,17	115,22	115,03	115,18

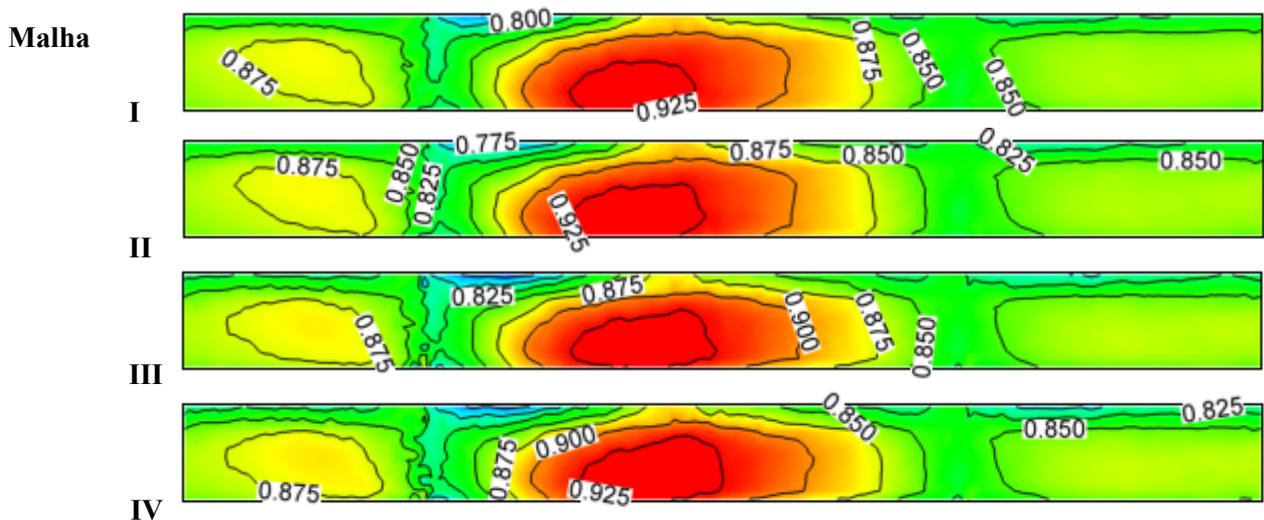


Figura 5.12 – Número de Mach na seção de saída do rotor, para diferentes níveis de refino de malha.

No entanto, analisando os resultados para contornos de energia cinética turbulenta [m^2/s^2] na saída do rotor, apresentados na Fig. 5.13, percebe-se que a caracterização da turbulência é afetada pelo refino da malha. De fato, os refinamentos das malhas III e IV produzem níveis de turbulência um tanto diferentes daqueles obtidos com as malhas I e II. Contudo, em função da similaridade mostrada na Tab. 5.12 para resultados de vazão e velocidades médias nas seções de entrada e saída do rotor, pode-se afirmar que essa variação nos valores das grandezas turbulentas não afeta de forma significativa os parâmetros globais do escoamento.

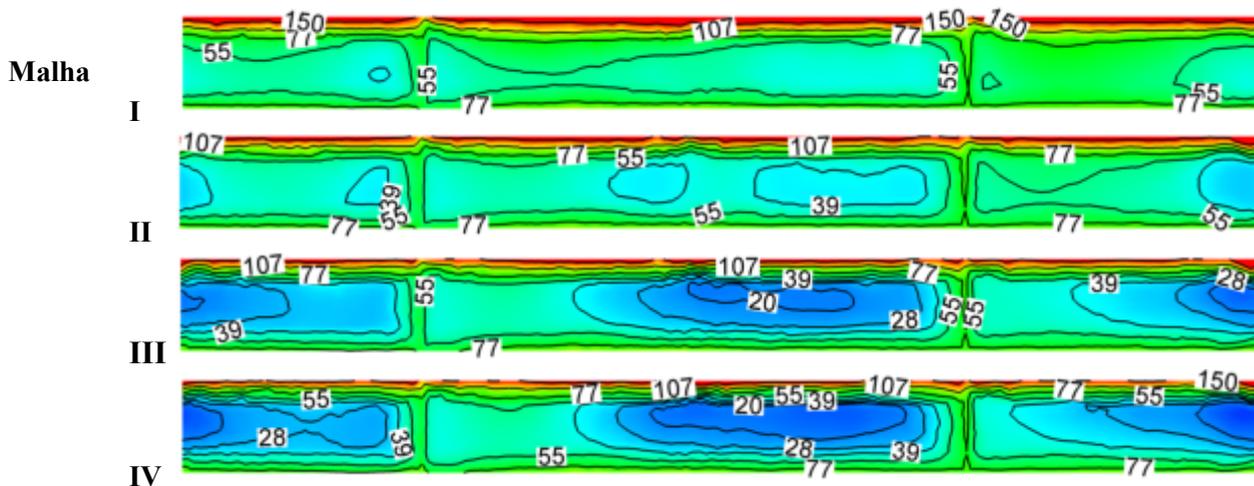


Figura 5.13 – Energia cinética turbulenta (m^2/s^2) na seção de saída do rotor para os casos avaliados.

A Fig. 5.14 apresenta um corte meridional do rotor utilizado para avaliar a variação nos resultados no interior do rotor devido à mudança da malha III para a malha IV. Uma vez que esta região foi escolhida para avaliar a presença da pá divisora, o corte secciona a região inicial da pá divisora.

Na Fig. 5.15 estão representados os resultados obtidos para o número de Mach e a intensidade turbulenta no corte meridional realizado. Nota-se que a malha IV altera levemente os resultados para o número de Mach na região próxima ao início da pá divisora, embora o restante dos resultados sejam muito semelhante entre ambas as malhas. Percebe-se, novamente, que empregando um refino maior na malha obtém-se uma melhor caracterização das quantidades turbulentas. Com a malha mais refinada (IV) obteve-se maiores magnitudes de intensidade turbulenta na região próxima ao início da pá divisora, local em que o número de Mach também é mais elevado.

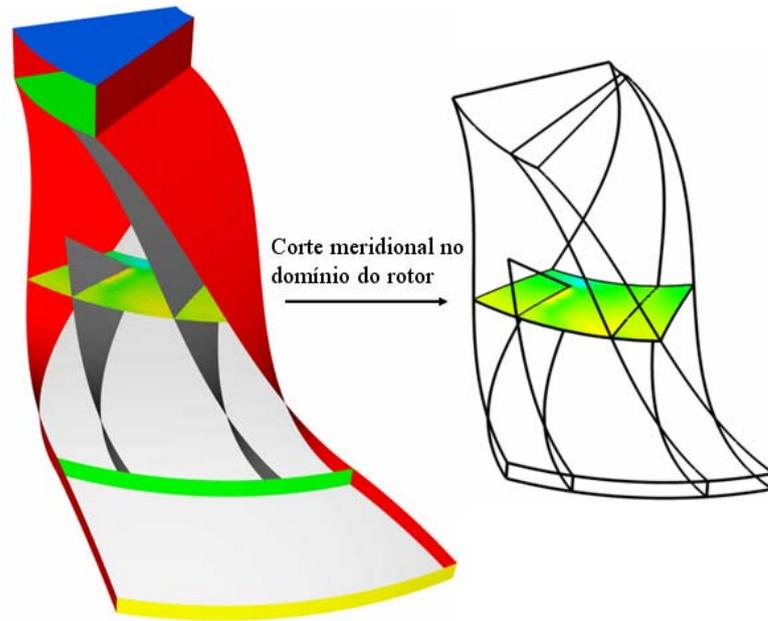


Figura 5.14 – Corte meridional no domínio do rotor.

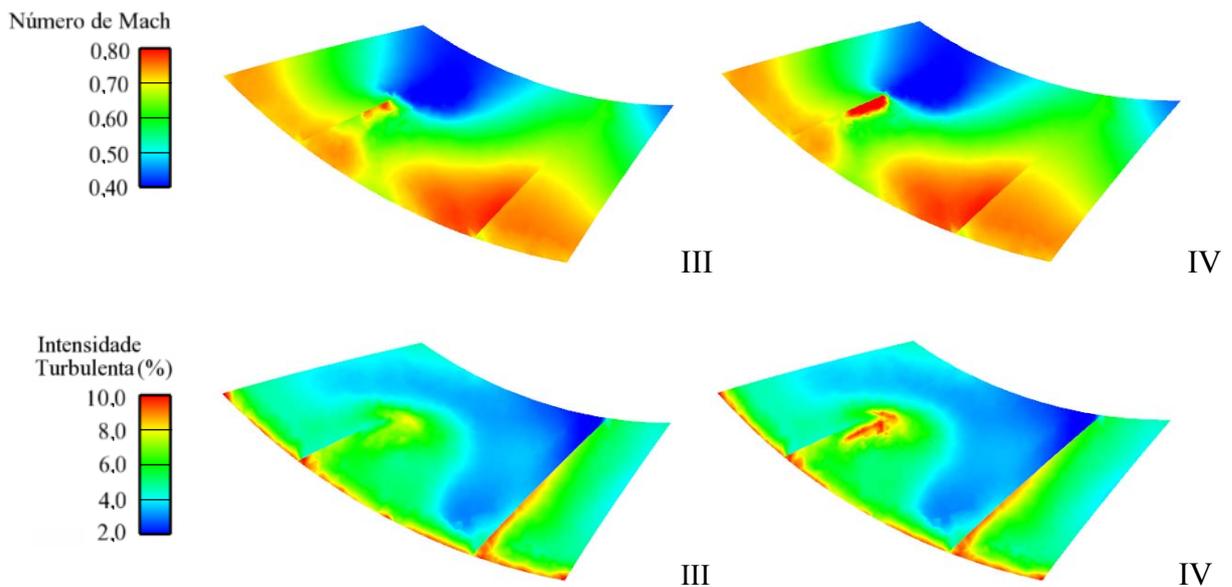


Figura 5.15 – Número de Mach e intensidade turbulenta ao longo de um corte meridional do rotor.

Na Tab. 5.13 é apresentada uma comparação entre os custos de processamento computacional associados a cada malha. Neste trabalho adotou-se um computador AMD[®] X2 2.86 GHz com dois núcleos de processamento, operando com o sistema Windows XP[®] 32 Bits. Em todas as simulações foi empregado somente um núcleo do processador. Em função dos resultados para os campos do escoamento, concluiu-se que a diferença originada pelo maior refino da malha IV não justifica o custo computacional extra de cerca de duas vezes

maior do que o necessário para a malha I. Optou-se assim pelo uso da malha III para a solução do escoamento em todos os casos analisados na seqüência deste trabalho. Esta escolha é um tanto conservadora, pois, a malha I já forneceria resultados satisfatórios para a análise do desempenho global dos compressores. No entanto, neste trabalho, o uso de um refino maior foi justificado pelo interesse em melhor caracterizar as regiões de intensidade turbulenta elevada e o surgimento de eventuais regiões de recirculação do escoamento. Assim sendo, para os três casos simulados, (sem pá divisora, com pá divisora e rotor fechado) as malhas utilizadas foram semelhantes, com aproximadamente 915 mil volumes. Em todos os casos, a malha computacional utilizada é derivada de uma mesma malha inicial de 630 mil volumes, na qual foram realizados refinamentos adaptativos em função dos gradientes de propriedades de interesse do escoamento.

Tabela 5.13 – Tempo necessários para os diferentes refinamentos de malha.

Variáveis de Interesse	Malha Computacional (número de volumes)			
	I (634.076)	II (765.053)	III (916.813)	VI (1.091.449)
Tempo necessário para 1000 iterações [minutos]	262	337	412	507
Diferença	-	+ 28,6%	+ 57,2%	+ 93,5%

5.3.2. Modelação da turbulência

Para auxiliar na escolha do modelo de turbulência para as simulações, foram comparados os resultados obtidos com o modelo RNG $k-\varepsilon$ e com o modelo SST. Neste sentido, a análise do escoamento no rotor, com e sem a presença de pás divisoras, foi empregada para verificar a influência dos modelos de turbulência nos resultados e, desta forma, decidir pelo modelo mais adequado. Na primeira análise dos modelos de turbulência, adotou-se o rotor de referência, ou seja, sem a presença de pás divisoras e com a condição de contorno do Tipo 2. Na segunda análise, considerou-se um rotor com a presença de pás divisoras e a condição de contorno de pressão do Tipo 1.

Conforme apresentado na Tab. 5.14, pode-se observar que as maiores diferenças entre os resultados previstos pelos dois modelos de turbulência são relativas ao fluxo de massa e à componente de velocidade normal à saída. As diferenças foram bem menores para a velocidade tangencial, a qual influi no torque a ser aplicado, e para as pressões, sendo que a pressão na saída do difusor, P_3 , diferiu em apenas 0,8%.

Tabela 5.14 – Resultados numéricos: Modelos de Turbulência, rotor na geometria de referência com condição de contorno de pressão do Tipo 2.

	\dot{m} [g/s]	$C_{\theta 2}$ [m/s]	$C_{m 2}$ [m/s]	P_2 [kPa]	$P_{\theta 2}$ [kPa]	P_3 [kPa]
Modelo RNG $k-\varepsilon$	67,16	152,2	62,33	85812	128386	113485
Modelo SST	63,98	155,3	59,15	86263	129623	114447
Diferença	- 4,7%	+ 2,1%	- 5,1%	+ 0,5%	+ 1,0%	+ 0,8%

Ao comparar os resultados dos dois modelos para a viscosidade turbulenta no centro do primeiro volume adjacente à superfície do rotor (Fig. 5.16), observa-se que os mesmos são bastante similares, muito embora os valores previstos pelo modelo SST na região inicial do rotor sejam ligeiramente inferiores. Resultados também muito semelhantes são obtidos com os dois modelos junto à superfície da carcaça externa ao rotor (Fig. 5.17). Deve ser mencionado que devido a pequena variação do valor da viscosidade absoluta do fluido R601a ao longo de todo o compressor centrífugo analisado, esta foi considerada constante ao longo do rotor, $\mu = 8,3e^{-6}$ Pa.s. Este valor corresponde a viscosidade molecular absoluta do fluido na seção de saída do rotor, obtida a partir dos resultados da análise integral.

Um parâmetro importante usualmente utilizado para verificar o uso adequado de modelos de turbulência é o valor de y^+ , o qual é um comprimento adimensional usado para definir regiões de turbulência no escoamento. Seu valor é avaliado no centro do primeiro volume adjacente à superfície das paredes. Por exemplo, o modelo RNG $k-\varepsilon$ adota esse parâmetro para a aplicação das funções-parede junto a superfícies sólidas, pois o mesmo é uma quantidade representativa da intensidade turbulenta junto às paredes. De fato, a correta caracterização do efeito da parede sobre a turbulência é essencial para a correta previsão do escoamento.

Conforme mostrado na Fig. 5.18, na região da superfície do rotor são observadas diferenças significativas entre as magnitudes de y^+ , com o modelo SST prevendo valores ligeiramente inferiores na região de entrada e superiores na região de saída. Na região de saída do rotor, valores de y^+ entre 70 e 80 são previstos pelo modelo RNG $k-\varepsilon$, enquanto que valores próximos a 100 são obtidos com o modelo SST. Já para os valores de y^+ junto à superfície da carcaça externa do rotor, mostrados na Fig. 5.19, a diferença dos resultados obtidos com os dois modelos é mínima. Ou seja, os valores obtidos estão de acordo com a

faixa onde a lei logarítmica para o perfil de velocidade, aplicada pelo código Fluent para valores de $y^+ > 11,255$, é reconhecidamente válida.

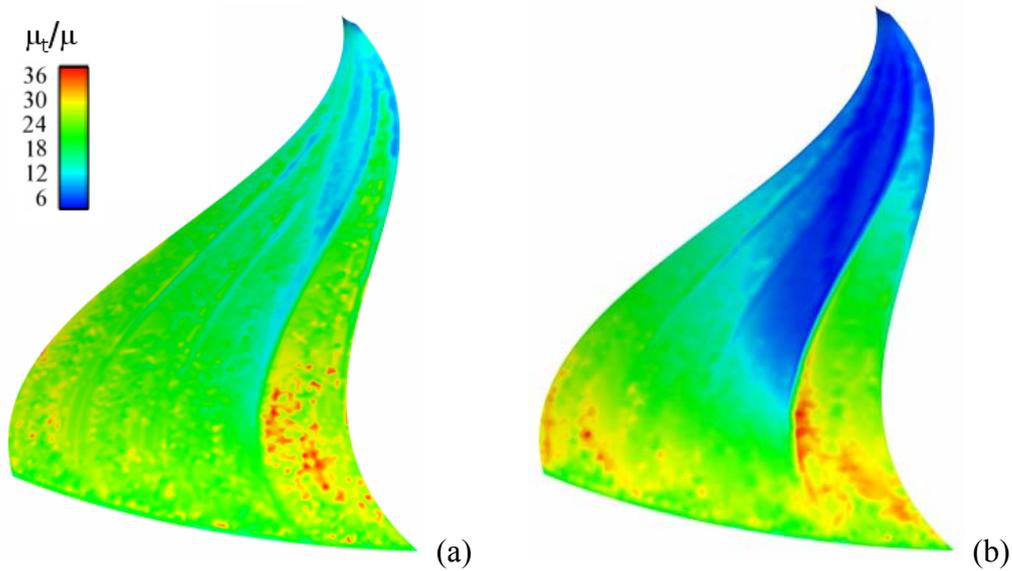


Figura 5.16 – Razão entre viscosidade turbulenta, μ_t , e a viscosidade do fluido, μ , no centro do primeiro volume adjacente à superfície do rotor: (a) Modelo RNG $k-\epsilon$, (b) Modelo SST.

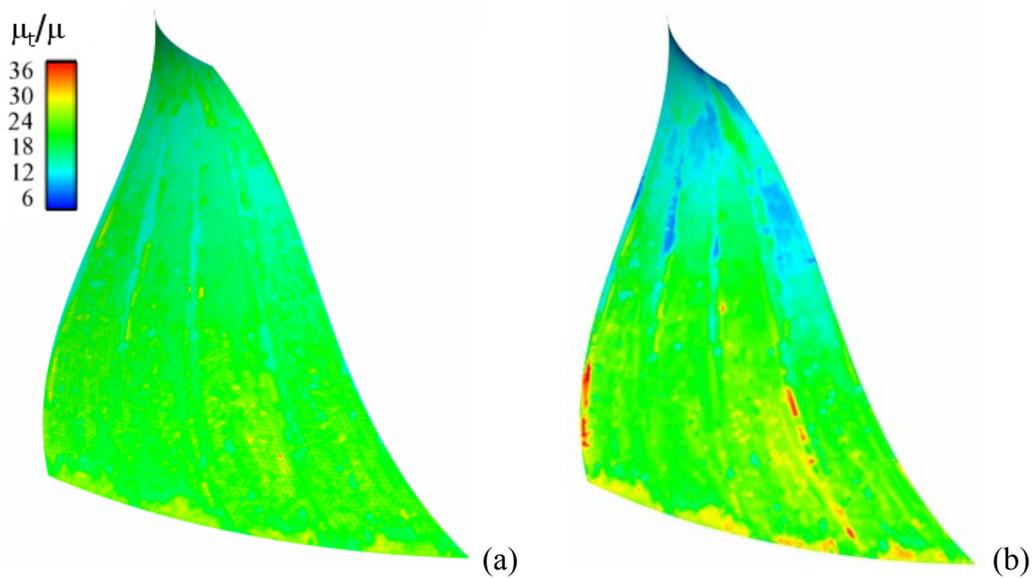


Figura 5.17 – Razão entre viscosidade turbulenta, μ_t , e a viscosidade do fluido, μ , no centro do primeiro volume adjacente à superfície da carcaça externa: (a) Modelo RNG $k-\epsilon$, (b) Modelo SST.

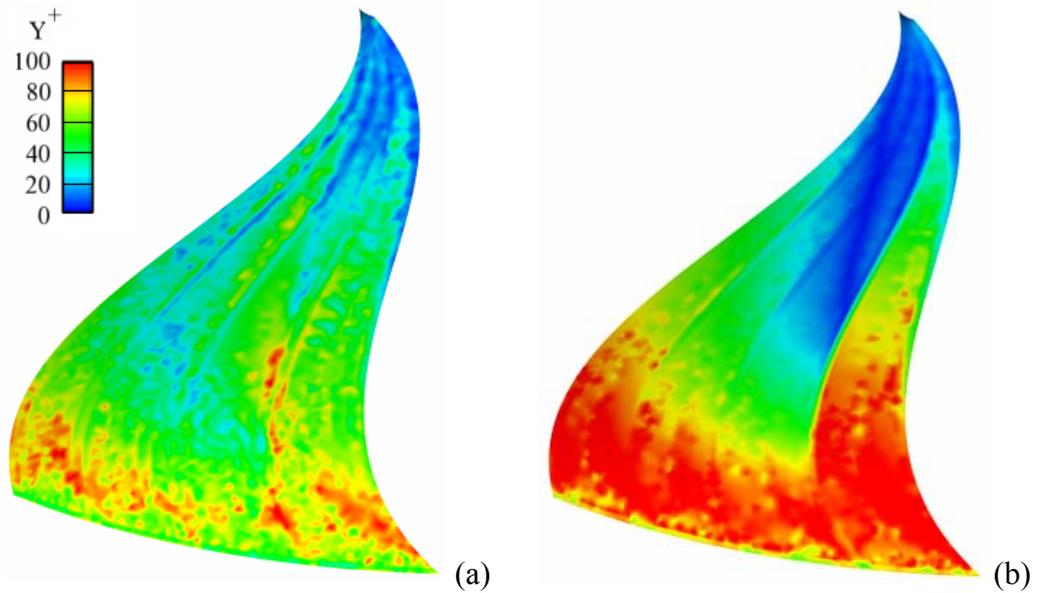


Figura 5.18 – Valores de y^+ no centro do primeiro volume adjacente à superfície do rotor: (a) Modelo RNG $k-\varepsilon$, (b) Modelo SST.

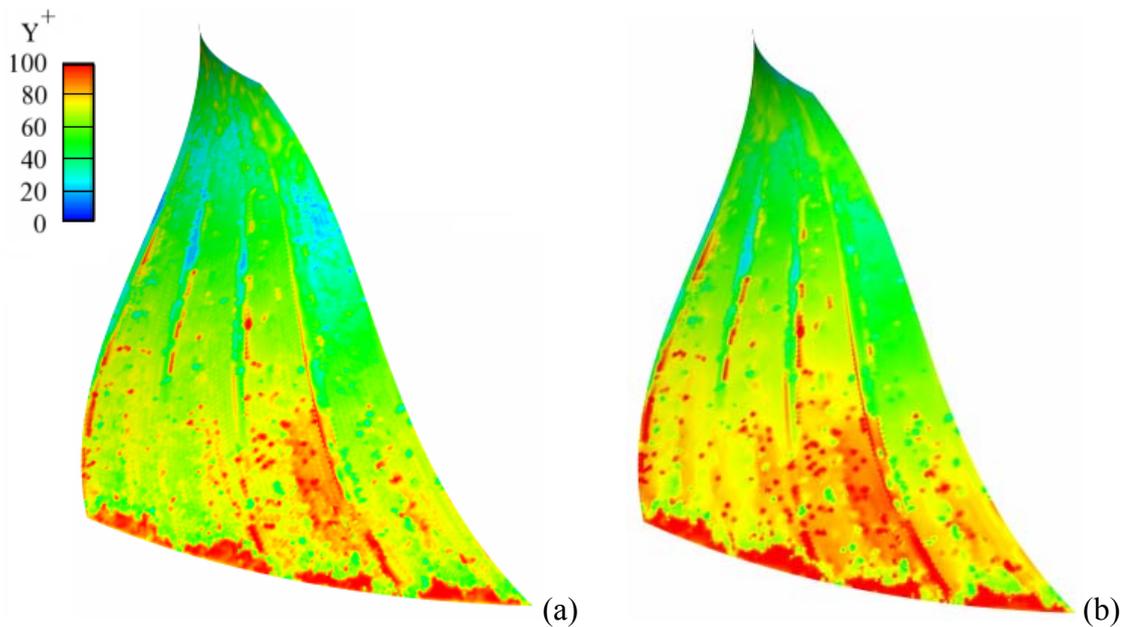


Figura 5.19 – Valores de y^+ no centro do primeiro volume adjacente à superfície da carcaça externa: (a) Modelo RNG $k-\varepsilon$; (b) Modelo SST.

Conforme apresentado na Tab. 5.14, em termos práticos, os valores de pressão previstos pelos dois modelos são muito próximos, não influenciando de forma muito significativa nos resultados de desempenho do compressor. Analisando os contornos de pressão total ao longo do rotor (Fig. 5.20) verifica-se que, de fato, os dois modelos fornecem resultados bastante semelhantes.

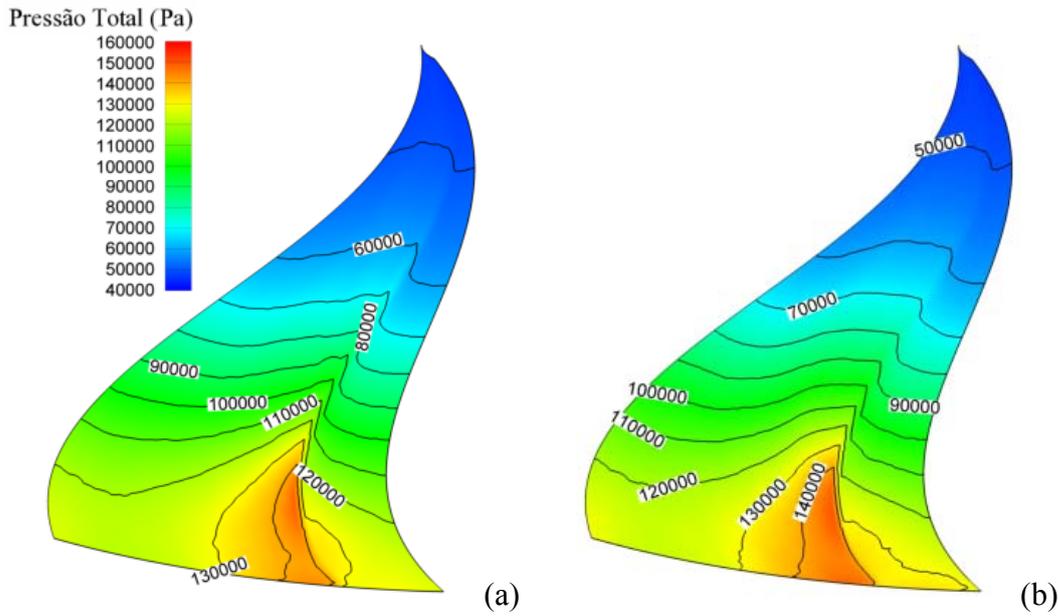


Figura 5.20 – Contornos da pressão total no centro do primeiro volume adjacente à superfície do rotor:
 (a) Modelo RNG $k-\varepsilon$, (b) Modelo SST.

De forma a concluir sobre a análise dos modelos de turbulência, passou-se então para a simulação do segundo caso, representado pela presença de pás divisoras do escoamento e utilizando-se a condição de contorno de pressão do Tipo 1. De acordo com os resultados para parâmetros de interesse, mostrados na Tab. 5.15, pode-se observar que as diferenças entre as previsões dos dois modelos são menores ainda para essa configuração. Neste caso, a diferença entre os fluxos de massa obtidos com os dois modelos é de apenas 2,4%, enquanto que no caso anterior esta diferença foi de 4,7%.

Novamente os resultados obtidos para os níveis da viscosidade turbulenta e y^+ junto às superfícies do rotor e da carcaça externa demonstram que qualquer um dos modelos pode ser utilizado, pois não há um impacto significativo da modelação da turbulência sobre os resultados do escoamento.

Tabela 5.15 – Resultados numéricos: Modelos de Turbulência, rotor utilizando o recurso de pás divisoras com condição de contorno de pressão do Tipo 1.

	\dot{m} [g/s]	C_{o2} [m/s]	C_{m2} [m/s]	P_2 [kPa]	P_{o2} [kPa]	P_3 [kPa]
Modelo RNG k- ε	65,93	173,2	59,27	89087	144088	124837
Modelo SST	64,37	178,1	57,79	89298	147094	126865
Diferença	- 2,4%	+ 2,8%	- 2,5%	- 0,2%	+ 2,1%	+ 1,6%

Em função dos resultados aqui apresentados, o critério adotado na escolha do modelo de turbulência para a simulação do compressor centrífugo foi o tempo de processamento computacional envolvido. Em termos gerais, em ambos os casos analisados o tempo requerido para uma iteração no modelo SST foi 2,5 vezes maior do que o tempo envolvido com o uso do modelo RNG $k-\varepsilon$. Deste modo, como cada caso a ser analisado consumiria um tempo computacional considerável, a opção pelo modelo RNG $k-\varepsilon$ foi relevante para a execução das simulações restantes deste trabalho.

5.3.3. Resultados para a geometria de referência

As Tabs. 5.16 e 5.17 apresentam os resultados obtidos com os dois tipos de condições de contorno de pressão adotados na saída do domínio computacional, nas quais os resultados de pressões e velocidades são correspondentes a valores médios na seção avaliada. Inicialmente, Tab. 5.16, os resultados se referem ao caso em que a condição de pressão na saída é a do Tipo 1, ou seja, a pressão estática na saída do rotor é igual à pressão de projeto, P_2 , obtida pela análise integral.

Na Tab. 5.17 são mostrados os resultados para a condição de contorno de pressão do Tipo 2, ou seja, a pressão estática (P_2) que permite a obtenção da pressão de projeto na saída do difusor (P_3). Como pode ser observado Tab. 5.16, quando a condição de contorno na saída do rotor é a pressão estática do projeto preliminar fornecida pelo modelo integral, o fluxo de massa obtido é inferior ao esperado e, conseqüentemente, o mesmo ocorre com a velocidade radial, que é normal ao plano de saída. No entanto, tanto a pressão total na saída do rotor, P_{02} , como a pressão na saída do difusor, P_3 , são superiores aos valores necessários.

Uma vez que a pressão estática P_2 foi prescrita, a energia extra em P_{02} provém da energia cinética da componente de velocidade tangencial, $C_{\theta 2}$, a qual é maior do que a prevista pelo modelo integral. De fato, a energia entregue pelo rotor ao escoamento foi 10,7% superior à prevista pelo modelo integral (Eq. 3.17), uma vez que a velocidade tangencial na saída, $C_{\theta 2}$, é maior. A razão desta diferença entre os resultados dos modelos integral e diferencial está associada ao tipo de condição de contorno adotada na simulação. Uma vez que o fluxo de massa é inferior à condição de projeto, a capacidade de refrigeração resultante não atenderá os requisitos do sistema. Por outro lado, a maior razão de pressões obtida diminui o requerimento de aumento de pressão no estágio seguinte.

Tabela 5.16 – Resultados numéricos: Geometria de referência, condição de contorno de pressão do Tipo 1.

Caso	\dot{m} [g/s]	$C_{\theta 2}$ [m/s]	C_{m2} [m/s]	P_2 [kPa]	P_{02} [kPa]	P_3 [kPa]
Integral (61.000 rpm)	60,75	145,8	53,07	91076	125569	113497
Diferencial (61.000 rpm)	53,10	165,2	46,78	91028	138753	122049
Diferença	- 12,6%	+ 13,3%	- 11,8%	-	+ 10,5%	+ 7,5%

Tabela 5.17 – Resultados numéricos: Geometria de referência, condição de contorno de pressão do Tipo 2.

Caso	\dot{m} [g/s]	$C_{\theta 2}$ [m/s]	C_{m2} [m/s]	P_2 [kPa]	P_{02} [kPa]	P_3 [kPa]
Integral (61.000 rpm)	60,75	145,8	53,07	91076	125569	113497
Diferencial (61.000 rpm)	67,16	152,2	62,33	85812	128386	113485
Diferença	+ 10,6%	+ 4,4%	+ 17,4%	- 5,8%	+ 2,2%	-

Para a condição de contorno do Tipo 2, definida de forma que a pressão requerida na saída do difusor, P_3 , seja obtida, o fluxo de massa resultante é 10,6% superior ao previsto pelo modelo integral. Além disso, o resultado numérico para o torque aplicado no rotor foi 3,6% maior do que aquele do modelo integral. Ou seja, o compressor proporcionaria um fluxo de massa superior ao de projeto, consumindo uma quantidade de energia ligeiramente superior à prevista pelo modelo integral.

As diferenças significativas na vazão de massa entre os modelos integral e diferencial podem ser, em parte, atribuídas às correlações utilizadas para o cálculo do fator de escorregamento no modelo integral. É importante mencionar novamente que tais correlações foram desenvolvidas a partir de dados experimentais para compressores de elevada capacidade. Este aspecto reforça a suspeita de que as correlações utilizadas neste trabalho para o fator de escorregamento superestimam o desvio da trajetória do escoamento na saída do rotor.

Caso o escoamento no rotor fosse ideal, sem a presença de variações de velocidade e pressão na seção de saída do rotor, não haveria uma mudança na trajetória do escoamento na naquela região. Assim, a componente de velocidade tangencial na saída, $C_{\theta 2}$, obtida pelo escoamento seria maior, ou seja, seria obtido um coeficiente de trabalho, μ , maior.

De fato no caso analisado, este poderia ser até 19% superior ao calculado inicialmente pelo modelo integral. Desse modo, se as componentes de velocidade na saída do rotor aumentarem o mesmo acontece com a pressão total e o fluxo de massa no estágio. De modo que as velocidades na saída do rotor previstas pelo modelo diferencial são superiores às previstas pelo modelo integral, entregando uma quantidade excessiva de energia ao escoamento. Como consequência, tanto o fluxo de massa quanto a pressão total são maiores do que as necessárias neste estágio de compressão, assim sendo, tanto a rotação quanto o diâmetro aplicados neste rotor poderiam ser na realidade diminuídos.

Evidentemente, as limitações da metodologia integral a tornam incapaz de prever alguns aspectos importantes do escoamento. Baseando-se nos resultados obtidos para a condição de contorno do Tipo2, a Fig. 5.21 representa, por exemplo, o campo de velocidade do escoamento na região de entrada do rotor. Observa-se que o campo de velocidade é muito diferente da hipótese de escoamento com velocidade constante adotada no projeto preliminar do compressor. Na análise integral assume-se um perfil de velocidade constante com magnitude de 40 m/s, enquanto que a análise diferencial sugere que existe uma variação entre 10 m/s, na aresta de pressão no raio interno do rotor, e 90 m/s, no raio externo.

Outro efeito não contemplado pela análise integral é a possibilidade da presença de regiões de escoamento supersônico ao longo do rotor. Novamente para a condição de contorno do Tipo 2, a Fig. 5.22 apresenta os resultados para o número de Mach junto à superfície do rotor (centro do primeiro volume adjacente à superfície). Conforme esta representação, em uma dada região adjacente à pá e à superfície do rotor, ocorre um escoamento supersônico com número de Mach chegando a 1,1. No entanto, o valor médio do número de Mach na saída permanece abaixo da unidade, permitindo a ausência de regiões de choque na entrada do difusor. O valor médio previsto para o número de Mach pela formulação diferencial foi igual a 0,87, superior ao valor de 0,78 estimado pela análise integral. Este valor maior deve-se aos níveis de velocidade mais elevados na saída do rotor, já indicados na Tab. 5.17.

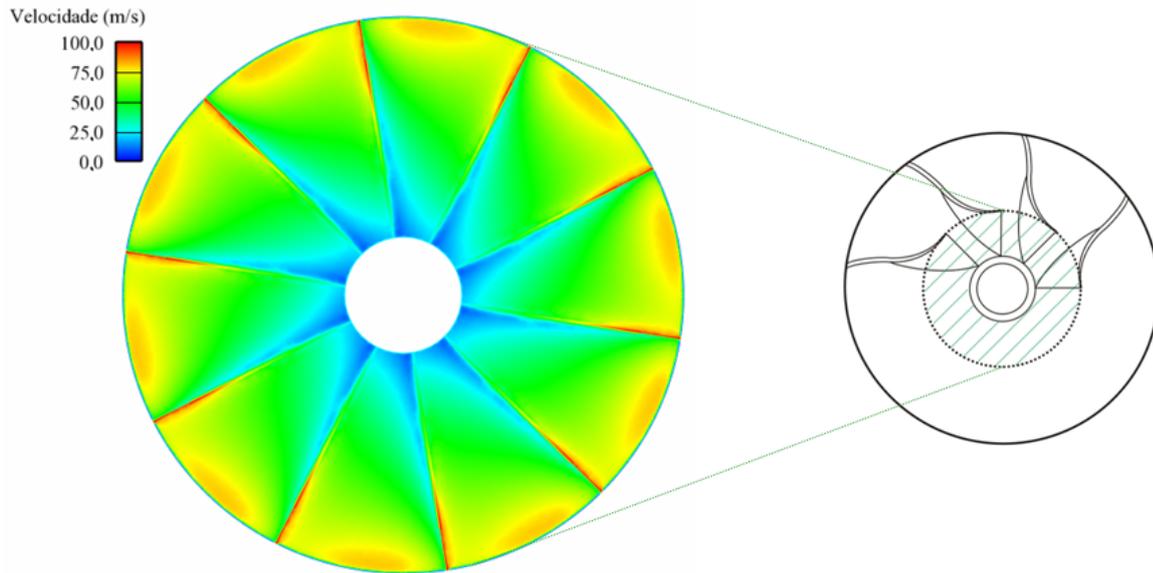


Figura 5.21 – Resultado para velocidade do escoamento na entrada no rotor.

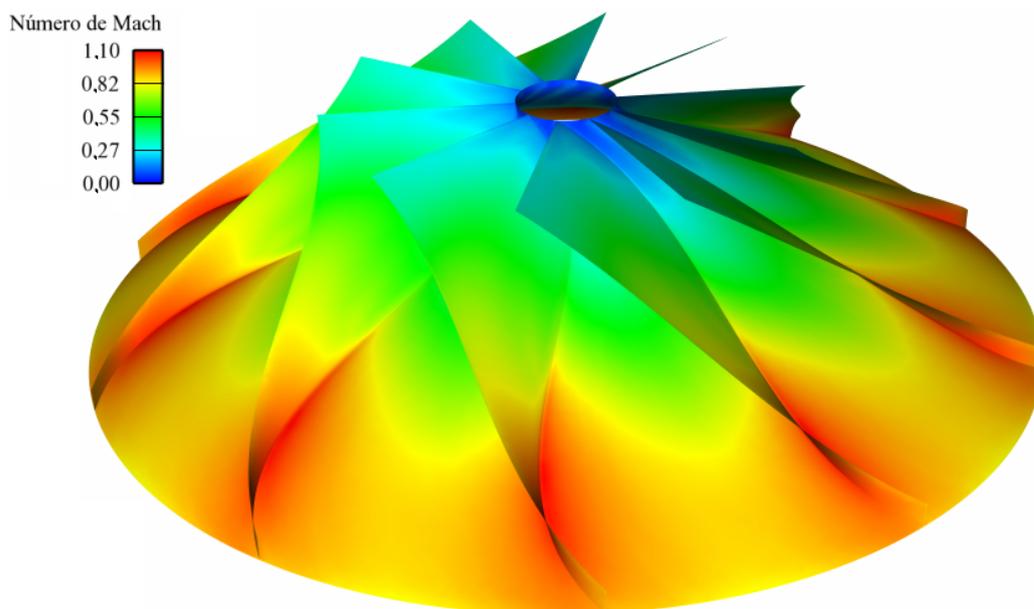


Figura 5.22 – Resultado para valores de número de Mach junto à superfície do rotor.

5.3.4. Análise do uso de pás divisoras do escoamento na saída do rotor

Conforme já mencionado, o uso de pás divisoras é comum em compressores centrífugos, embora a sua aplicação não possua um critério bem definido. Como maiores vazões de massa podem escoar através de um rotor centrífugo em função de um aumento da área de passagem efetiva ocasionada pelo uso de pás divisoras, é comum investigar eventuais ganhos com o seu uso, seja experimental ou numericamente, após o projeto preliminar do compressor.

Para verificar o aumento de rendimento dos rotores devido ao uso de pás divisoras, foram realizadas simulações tridimensionais com suas presenças no rotor anteriormente analisado, considerando a condição de contorno do Tipo 1. Devido à natureza empírica na instalação dessas pás, arbitrou-se o posicionamento das mesmas no plano de simetria geométrica do canal do rotor. Desse modo, a pá divisora fica disposta simetricamente no canal formado entre duas pás consecutivas, com um comprimento equivalente a 50% da pá, como pode ser visualizado na Fig. 5.10. De acordo com Tang (2006), o posicionamento da pá parcial influencia no desempenho do rotor centrífugo e, por esta razão, um estudo mais apurado das variáveis geométricas envolvidas pode ser realizado a fim de se obter o máximo ganho de eficiência. A Tab. 5.18 apresenta uma comparação entre os resultados para o desempenho do rotor com e sem a adoção de pás divisoras. Fica evidente dos resultados que o uso dessas pás proporciona um aumento no fluxo de massa, em torno de 24,2% em relação à geometria original.

O acréscimo no fluxo de massa vem acompanhado de um aumento de 6,3% no torque aplicado em relação à situação sem o uso de pás divisoras. Além disso, o caso com pás divisoras foi o que mais aproximou da hipótese admitida de fluxo perpendicular na entrada do rotor ($C_{\theta 1} = 0,0$ m/s). Ou seja, o valor da velocidade tangencial na entrada, $C_{\theta 1}$, foi mais próximo do arbitrado pela análise integral, neste caso da aplicação de pás divisoras obteve-se $C_{\theta 1} = 1,5$ m/s contra 8,0 m/s no caso da ausência das pás divisoras. Assim, de acordo com os resultados numéricos, o aumento do torque foi inferior ao aumento resultante na vazão mássica, indicando que a aplicação das pás divisoras proporciona uma melhora geral no desempenho do compressor. De fato, houve um aumento na performance (COP*) do estágio de 16,8%. Finalmente, observa-se também um aumento na razão de pressões no primeiro estágio de aproximadamente 3,8%.

Tabela 5.18 – Resultados numéricos: Uso de pás divisoras, comparação entre os resultados obtidos via simulação diferencial para presença de pás divisoras.

Caso	\dot{m} [g/s]	$C_{\theta 2}$ [m/s]	C_{m2} [m/s]	P_2 [kPa]	P_{02} [kPa]	P_3 [kPa]
Diferencial sem pás divisoras	53,10	165,2	46,78	91028	138753	122049
Diferencial com pás divisoras	65,93	173,16	59,27	89087	144088	124837
Diferença	+ 24,2%	+ 4,8%	+ 26,7%	- 2,1%	+ 3,8%	+ 2,3%

Para observar a uniformização dos campos de velocidade e pressão gerados pelo uso das pás parciais, foi realizado um corte ao longo do canal a uma altura média entre as superfícies do rotor e da carcaça externa, conforme apresentado na Fig. 5.23.

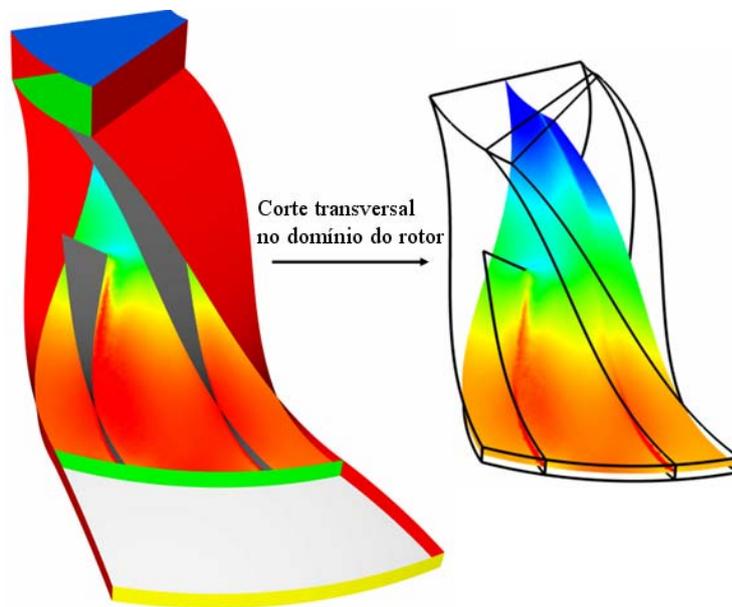


Figura 5.23 – Corte transversal no domínio do rotor.

Este corte é empregado nas Figs. 5.24 e 5.25 para apresentar os resultados numéricos para os campos de velocidade e de pressão total, respectivamente. Na Fig. 5.24 pode-se observar o grande benefício do uso das pás divisoras, uniformizando e aumentando a velocidade na saída do rotor e, conseqüentemente, proporcionando uma maior vazão. Quando as pás divisoras não são empregadas o escoamento apresenta uma variação de velocidade significativa na região de saída do rotor, como pode ser observado na Fig. 5.24(b). Com isso pode-se concluir que o uso de pás divisoras reduz o efeito de deslizamento na saída do rotor, aumentando a sua eficiência. O campo de pressão total é também fortemente alterado pela presença das pás divisoras, conforme demonstrado na Fig. 5.25(b). Novamente, o uso dessas pás auxilia na uniformização do campo de pressão ao longo da seção transversal do rotor. Por outro lado, a ausência das pás divisoras faz com que a pressão varie bastante nas seções, além de resultar em níveis de pressão mais elevados junto à aresta de pressão da pá do rotor. Para o rotor em que não é aplicada a pá divisora, a diferença entre os níveis de pressão nas arestas de sucção e de pressão das pás chega a ser da ordem de 20 kPa na saída do rotor. Esta diferença é muito elevada e provavelmente provocará um desvio maior do escoamento na saída do rotor. Este desvio do escoamento é avaliado através do fator de escorregamento e , à medida que o mesmo aumenta, o mesmo acontece com as perdas no difusor do compressor.

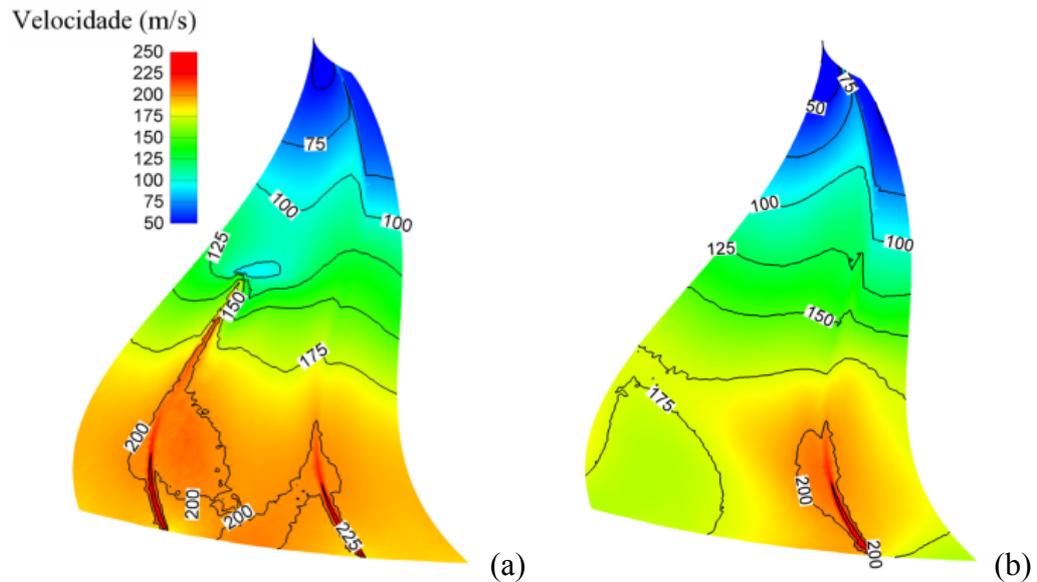


Figura 5.24 – Perfil de velocidade no canal, (a) com pás divisoras, (b) geometria sem pás divisoras.

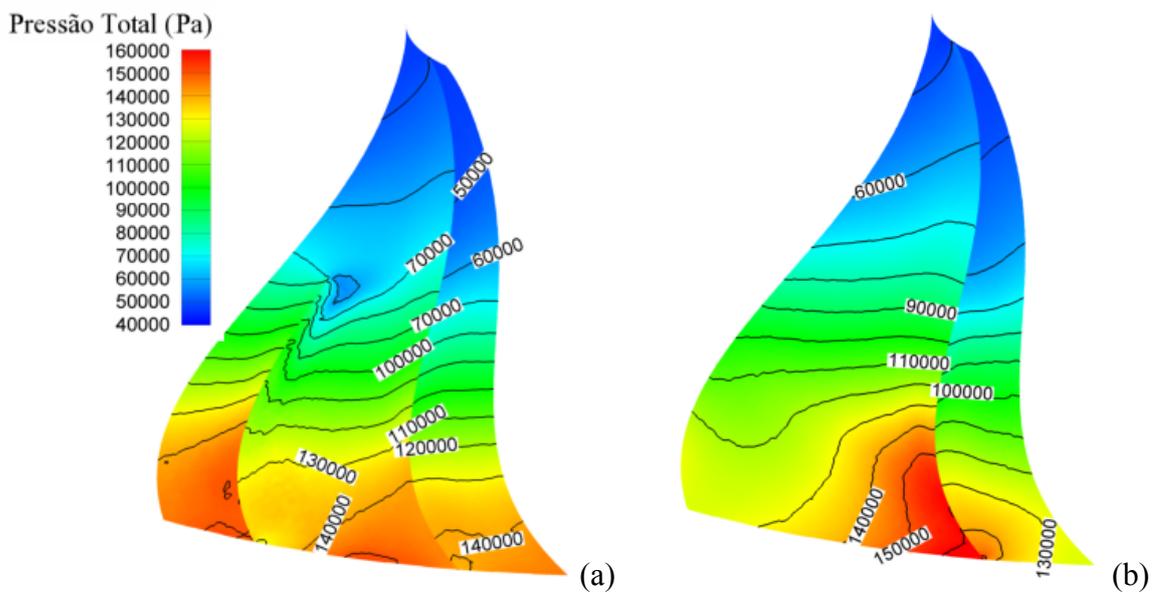


Figura 5.25 – Campo de pressão total no canal, (a) com pás divisoras, (b) geometria sem pás divisoras.

Na tentativa de melhorar a precisão do modelo integral quando presentes as pás divisoras no compressor centrífugo, foi realizada uma análise complementar considerando a presença das pás divisoras no cálculo do fator de deslizamento, σ . Assim, ao se considerar a presença das pás divisoras no rotor, objetiva-se que seja obtida uma melhor avaliação do coeficiente de trabalho, μ , e conseqüentemente uma melhor avaliação das componentes de velocidade na saída do rotor. Na realidade, introduzir esta consideração na previsão do coeficiente de deslizamento é uma forma coerente de avaliação, pois ao serem aplicadas as pás divisoras se estará duplicando o número de arestas na saída do rotor.

As pás extras na saída do rotor contribuem para a diminuição do desvio da trajetória do escoamento, pois reduzem os gradientes de pressão e velocidade na saída do rotor, conforme apresentado anteriormente. Como representado na Tab. 5.19, quando consideradas as pás divisoras na previsão pelo modelo integral, obtém-se uma boa concordância com os resultados previstos pela simulação diferencial, notadamente ao levar em consideração os principais fatores de projeto de interesse, o fluxo de massa e o aumento de pressão (P_3).

Tabela 5.19 –Previsão numérica utilizando pás divisoras no cálculo do coeficiente de deslizamento.

Caso	\dot{m} [g/s]	$C_{\theta 2}$ [m/s]	C_{m2} [m/s]	P_2 [kPa]	P_{02} [kPa]	P_3 [kPa]
Integral com pás divisoras	66,56	156,47	56,95	93137	134640	120114
Diferencial com pás divisoras	65,93	173,16	59,27	89087	144088	124837
Diferença	- 0,95%	+ 10,7%	+ 4,1%	- 4,4%	+ 7,0%	+ 3,9%

5.3.5. Efeito do uso de um rotor de geometria fechada

De maneira geral a escolha entre rotores centrífugos abertos e fechados está ligada à aplicação e ao método de fabricação empregado. Usualmente rotores fechados são produzidos por fundição e encontrados em bombas de líquidos, enquanto que rotores abertos, produzidos usualmente por usinagem, são aplicados na compressão de gases. Comprovadamente, rotores fechados proporcionam menores perdas por atrito, pois há uma redução do atrito viscoso no escoamento devido a menor interação do fluido em movimento com a carcaça estacionária.

Além disso, rotores fechados anulam as perdas por vazamento entre as pás, provocadas pela interação do escoamento entre as arestas de pressão e de sucção, através da folga rotor-carcaça. Na simulação realizada para o rotor aberto optou-se pela não inclusão da folga entre a carcaça e o rotor. Portanto, não deve-se esperar diferenças entre os resultados para os dois tipos de rotor devido a vazamentos. Assim, a principal diferença estará associada aos efeitos viscosos distintos produzidos por uma das superfícies que é fixa em relação ao rotor, no caso do rotor aberto, e móvel no caso do rotor fechado. Além do objetivo de verificar a diminuição do atrito viscoso no escoamento devido ao uso de um rotor centrífugo fechado, optou-se por considerar o rotor com pás divisoras, tendo em vista o melhor desempenho desta configuração de rotor. A partir da malha computacional e do resultado do campo de velocidade obtido para o rotor aberto, alterou-se a condição de contorno de parede

estacionária para parede móvel. A Tab 5.20 apresenta uma síntese dos resultados para os rotores aberto e fechado.

Pode-se notar que, com a redução das perdas viscosas no escoamento, a transferência de energia torna-se mais eficiente, e com isso há um aumento da velocidade do escoamento no rotor, bem como do fluxo de massa e da pressão total. Assim, apesar do acréscimo de 2,2% no torque, obtém-se um aumento de 5,7% no fluxo de massa, resultando em um ganho de 3,4% na performance termodinâmica deste estágio de compressão. Com os resultados obtidos para a geometria referência, sem a presença de pás parciais e rotor aberto, com aqueles previstos para a geometria de rotor fechado, verifica-se um aumento de 31,2% no fluxo de massa. Este valor é 14,6% maior do que o necessário para atender a capacidade de refrigeração de projeto. Conforme a representação da Fig. 5.26, pode-se visualizar nitidamente a considerável redução da intensidade turbulenta na carcaça externa do rotor com a opção da geometria de rotor fechada, diminuindo as perdas viscosas no escoamento.

Tabela 5.20 – Resultados numéricos: Uso do rotor de geometria fechada.

Caso	\dot{m} [g/s]	$C_{\theta 2}$ [m/s]	C_{m2} [m/s]	P_2 [kPa]	P_{02} [kPa]	P_3 [kPa]
Diferencial com pás divisoras	65,93	173,16	59,27	89087	144088	124837
Rotor Fechado com pás divisoras	69,67	176,58	62,87	88375	147019	126494
Diferença	+ 5,7%	+ 2,0%	+ 6,1%	- 0,8%	+ 2,0%	+ 1,3%

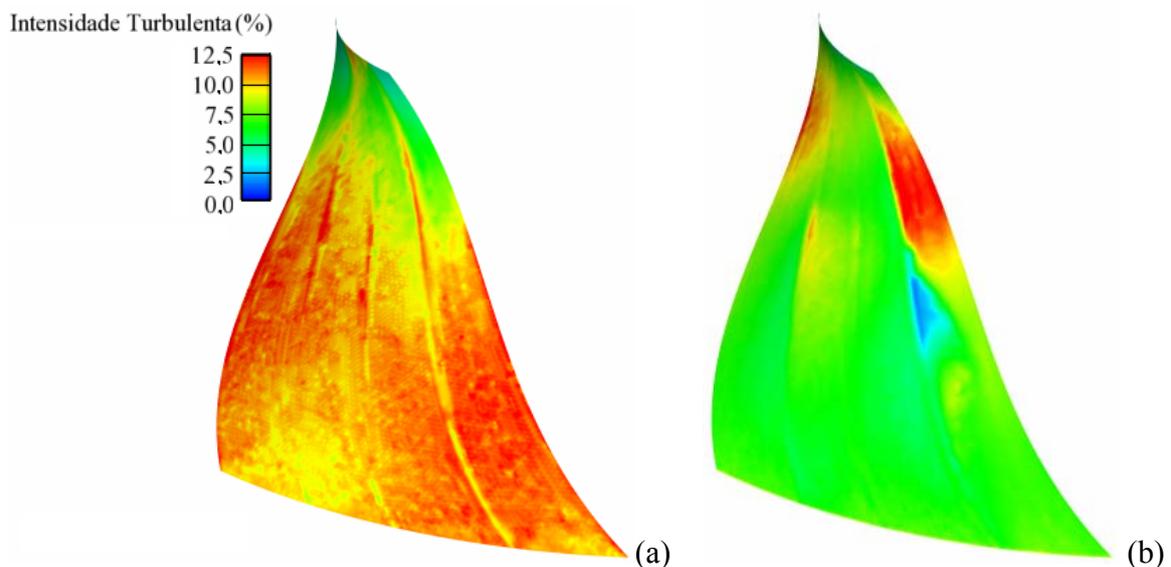


Figura 5.26 – Intensidade turbulenta na carcaça externa, rotor aberto(a) e rotor fechado(b).

5.4. Principais Conclusões

Neste capítulo, demonstrou-se que a metodologia integral é muito útil no projeto de compressores centrífugos, sendo uma ferramenta conveniente em um processo de otimização geométrica dos compressores. No mapeamento de desempenho realizado nas condições HBP, MBP, e LBP, os fluidos que proporcionaram a maior vazão volumétrica forneceram as maiores eficiências termodinâmicas. Notadamente o fluido natural isopentano (R601a) apresentou os melhores resultados, mostrando-se o mais promissor na aplicação do compressor centrífugo em baixas capacidades. Os resultados para rotação específica indicam que o uso da compressão centrífuga em baixas capacidades é mais promissor na aplicação HBP, na qual foram obtidas as maiores eficiências. Comparando os resultados de desempenho do compressor com os obtidos para outros mecanismos de compressão, verificou-se um desempenho até 20% superior para o compressor centrífugo na condição HBP. No entanto, constatou-se que nas aplicações LBP e MBP o desempenho do compressor centrífugo é inferior ao obtido pelos mecanismos de deslocamento positivo.

Para um estudo mais detalhado do escoamento, e para uma avaliação dos resultados proporcionados pelo modelo integral, simulou-se o escoamento tridimensional no rotor do 1º estágio do compressor. Foi considerada a condição de operação HBP, utilizando o fluido R601a, para uma capacidade de refrigeração de 17,6 kW. As diferenças encontradas entre os resultados das metodologias integral e diferencial não foram demasiadas. Mesmo assim, determinados efeitos não incluídos no modelo integral puderam ser visualizados e estudados na análise diferencial, tais como a não uniformidade da velocidade nas seções transversais do rotor, a presença de escoamento supersônico, o uso de pás divisoras e o emprego de rotores de geometria fechada.

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES

6.1. Considerações Preliminares

Os equipamentos utilizados em aplicações de refrigeração são atualmente responsáveis por uma das maiores parcelas do consumo de energia da sociedade, de modo que é necessário racionalizar este consumo. Dentre os principais métodos de refrigeração, o sistema por compressão de vapor é o mais difundido, sendo que o mecanismo de compressão centrífuga é aplicado em sistemas de elevada capacidade de refrigeração. Tradicionalmente, as vantagens dos compressores centrífugos são mais evidentes nessas capacidades, pois à medida que a capacidade é reduzida torna-se necessária a combinação de rotações elevadas e rotores pequenos, originando dificuldades de projeto, fabricação e operação.

O presente estudo considerou a modelação e a análise da compressão centrífuga em baixas capacidades de refrigeração. Esta tecnologia de compressão possui diversos aspectos positivos, tais como ausência de pulsações no fluxo de refrigerante, controle simples da capacidade de refrigeração, uso de mancais sem óleo, tamanho compacto, entre outros. De fato, com os avanços dos processos de fabricação, os compressores centrífugos podem tornar-se viáveis e atrativos mesmo em aplicações de baixas capacidades de refrigeração. Por exemplo, a utilização de processos de fundição de precisão ou de sinterização, aliado ao uso de motores de ímãs permanentes e mancais magnéticos, podem em um futuro próximo levar a produção desses compressores de forma competitiva em relação às demais tecnologias de compressão.

6.2. Principais Conclusões

Apesar de o escoamento em compressores centrífugos ser intrinsecamente tridimensional, uma solução simplificada do mesmo pode ser obtida via análise integral, assumindo perfis de velocidade constantes nas seções de entrada e de saída do rotor. Este tipo de metodologia é muito empregada no projeto dos compressores centrífugos, embora o aumento da capacidade de processamento computacional venha permitindo também análises via formulação diferencial.

No presente estudo, a avaliação do desempenho do compressor centrífugo foi realizada através da avaliação do seu desempenho termodinâmico (COP^{*}). A simulação do compressor centrífugo através da formulação integral envolve um procedimento iterativo e a consideração de vários parâmetros que afetam a sua eficiência. A validação dos resultados obtidos com a metodologia integral foi realizada através da comparação com dados da literatura (Reunanen *et al.*, 2003).

Uma contribuição importante deste trabalho foi a apresentação de uma análise comparativa do desempenho do compressor centrífugo com os de outros mecanismos de compressão, representados pelos compressores alternativo, de pistão rolante e de espiras (*scroll*). A fim de permitir uma comparação consistente, um código de otimização comercial foi empregado em conjunto com a metodologia de simulação integral, de forma que uma geometria otimizada do compressor centrífugo fosse obtida para cada capacidade de refrigeração investigada nas condições HBP, MBP e LBP. Outra contribuição importante foi a análise do desempenho do compressor centrífugo utilizando diferentes fluidos refrigerantes.

O projeto de um compressor centrífugo para a máxima eficiência sempre o condiciona a operar dentro de uma determinada faixa de rotações específicas. Baixas capacidades de refrigeração estão associadas a baixas vazões volumétricas, de modo que um compressor centrífugo para esta finalidade invariavelmente operará em rotações elevadas.

Os resultados deste trabalho demonstram que o desempenho termodinâmico e a rotação do compressor são consideravelmente afetados pelo fluido refrigerante adotado. Para as condições de teste HBP, MBP e LBP, os fluidos R134a e R601a propiciaram as menores rotações para o rotor. Além disto, verificou-se que fluidos refrigerantes de densidade baixa proporcionam as maiores eficiências termodinâmicas. Desta forma, o emprego de um fluido com densidade inferior ao R601a, tal como o perfluorpentano (C₅F₁₂) e seus derivados, pode permitir níveis de rotações mais baixos e um incremento na eficiência obtida.

Dentre as condições de operação investigadas, a que se apresentou como mais promissora para a aplicação do compressor centrífugo foi a condição HBP, por permitir níveis de rotação, embora elevados, bem inferiores àqueles necessários nas condições LBP e MBP. Adicionalmente, a condição HBP permite também que sejam obtidas eficiências elevadas no processo de compressão centrífuga. De fato, na condição HBP foi possível obter uma eficiência termodinâmica para o compressor centrífugo da ordem de 20% superior àquelas de outros compressores (alternativo, rotativo e de espiras). Por outro lado, observou-se que nas

aplicações LBP e MBP o desempenho do compressor centrífugo é inferior aos dos outros mecanismos de compressão.

A investigação permitiu mostrar uma tendência de redução da eficiência termodinâmica do compressor centrífugo à medida que se diminui a capacidade de refrigeração, independente da condição (HBP, MBP ou LBP). Isto ocorre devido a diminuição da eficiência do rotor em função de perdas por vazamentos e perdas pelo regime de escoamento.

Como demonstrado neste trabalho, a metodologia integral é adequada para a otimização e análise preliminar de compressores centrífugos. Por outro lado, a fim de ampliar o entendimento do processo de compressão centrífuga, bem como para uma verificação dos resultados do modelo integral, realizou-se uma análise diferencial do escoamento tridimensional através do rotor. Uma vez que o regime de escoamento no compressor centrífugo avaliado é turbulento, dois modelos de turbulência baseados no conceito de viscosidade turbulenta (RNG $k-\varepsilon$ e SST) foram avaliados para a previsão do escoamento.

As equações governantes na formulação diferencial foram resolvidas numericamente através da metodologia dos volumes finitos, com o emprego de um código comercial. Para a validação dos resultados numéricos, procedeu-se uma análise de erros de truncamento através do refino sistemático da malha computacional.

As simulações numéricas foram realizadas para o escoamento tridimensional no rotor do 1º estágio de um compressor centrífugo, projetado para suprir uma capacidade de refrigeração de 17,6 kW, utilizando o fluido R601a, na condição de operação HBP. Apesar de algumas diferenças encontradas entre os resultados das formulações integral e diferencial, as mesmas tendências foram previstas para a variação do desempenho do compressor em função de alterações geométricas do rotor. As diferenças mais significativas entre as metodologias de simulação integral e diferencial se referem à vazão mássica e podem ser atribuídas às correlações adotadas no modelo integral para o cálculo do fator de escorregamento do escoamento na saída do rotor.

A simulação do escoamento tridimensional no rotor permitiu identificar uma série de fenômenos que não podem ser previstos na formulação integral, tais como regiões com número de Mach elevado e perfis de velocidade na entrada e na saída do rotor. Além disto, a análise de alternativas geométricas, como a aplicação de pás divisoras ou o uso de um rotor fechado, podem ser facilmente incorporadas na metodologia diferencial.

6.3. Sugestões Para Trabalhos Futuros

Algumas das correlações empregadas no modelo integral são provenientes de dados experimentais de rotores projetados para elevadas capacidades de refrigeração. Assim, existe uma incerteza na avaliação das perdas termodinâmicas do compressor centrífugo com o emprego dessas correlações em condições de baixas capacidades. Desta forma, simulações numéricas ou investigações experimentais específicas para compressores centrífugos em baixas capacidades tornam-se importantes para a melhoria do modelo integral. Este aspecto é importante para tornar mais preciso o processo de otimização preliminar do compressor.

Além disso, uma complementação do presente estudo pode ser realizada através da inclusão de um modelo para o projeto do difusor, além da quantificação do possível ganho de desempenho que poderia ser obtido com o resfriamento intermediário do fluido refrigerante entre os estágios de compressão. Dependendo da capacidade de processamento computacional, a avaliação de todo o compressor, composto por rotores, difusores e condutos em todos os estágios de compressão, pode ser realizada através da formulação diferencial.

Verificou-se que o desempenho termodinâmico e a rotação do compressor centrífugo são bastante afetados pelo fluido refrigerante adotado. Por este motivo, considerando o desenvolvimento atual de novos fluidos refrigerantes, torna-se importante a avaliação de outras opções de fluidos para a compressão centrífuga. Neste trabalho adotou-se a hipótese de gás ideal nas simulações com o fluido R601a, tanto no modelo integral quanto no modelo diferencial. Desta forma, sugere-se também uma verificação do desempenho do R601a considerando uma equação de estado de gás real.

Finalmente, há também a necessidade de uma avaliação dos custos envolvidos na fabricação do compressor centrífugo para baixas capacidades de refrigeração, bem como de um acompanhamento da variação desses custos em função do desenvolvimento tecnológico, para uma conclusão sobre a viabilidade econômica de sua aplicação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ansys Inc., **Fluent**, Version 6.3.26, EUA, 2006.
- Balje, O. E., **Loss and Flow Path Studies on Centrifugal Compressors**", ASME, Journal of Engineering for Power, Series A, Vol. 92, 275-300, 1970.
- Baugartner, R. e Deschamps, C. J., **Thermodynamic Optimization of Centrifugal Compressor for Small Refrigeration Capacity**, 19th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM, Proceedings 1795, 2007.
- Batchelor, G. K., **An Introduction to Fluid Dynamics**, Cambridge Univ. Press, Inglaterra, Reino Unido, 1967.
- Barth, T. J., e Jespersen, D., **The Design and Application of Upwind Schemes on Unstructured Meshes**, Technical Report AIAA-89-0366, AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, EUA, 1989.
- Boyce, M. P., **Centrifugal Compressors**, Ed. Penn Well Corporation, EUA, 2003.
- Came, P. M., e Robinson, C. J., **Centrifugal Compressor Desing**, ImechE, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 213, Part C, 139-155, 1999.
- Casey, M. V., **The Effects of Reynolds Number on the Efficiency of Centrifugal Compressor Stages**", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, 541-548, 1985
- Conry, R., Whelan, L., e Ostman, J., **Magnetic Bearings, Variable Speed Centrifugal Compression and Digital Controls Applied in a Small Tonnage Refrigerant Compressor Desing**, 2002 Purdue Compressor and Refrigeration Conferences, Proceedings C2-1, EUA, 2002.
- Cumpsty, N. A., **Compressor Aerodynamics**, Ed. Krieger Publishing Company, EUA, 2004.
- Daily, J.W., e Nece, R.E., **Chamber Dimension Effects on Inducer Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks**, ASME J. Basic Engineering, Vol. 59, pp. 217-232, 1960.
- Dixon, S. L., **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**, Ed. Elsevier, 5th Edition, EUA, 1998.
- Eckardt, D., **Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller**, J. Eng. Power, 337, 1975.
- ESTECO, **modeFRONTIER**, Version 3.1.0, EUA, 2004.
- Gomes, A. R., **Análise Comparativa de Mecanismos de Compressão para Aplicação em Refrigeração Doméstica**, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

- Gomes, A. R. e Deschamps, C. J., **Análise do Vazamento Interno de Gás sobre o Desempenho de Compressores de Pistão Rolante**, 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT 2006, Proceedings CIT06-0754.
- Gosney, W. B., **Principles of Refrigeration**, Cambridge Univ. Press, Inglaterra, Reino Unido, 1982.
- Goulas, A., e Baker, R. C., **Flow in Centrifugal Compressor Impellers: A Hub-to-Shroud Solution**, ImechE, Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 22, 1-8, 1980.
- Groll, E., **Modeling of Compressors – Simulation Tools for Vapor Compression System and Component Analysis**, 2004 Purdue Compressor and Refrigeration Conferences, USCNI/IIR Sponsored Short Course, EUA, 2004.
- Harada, H., **Performance Characteristics of Shrouded and Unshrouded Impellers of a Centrifugal Compressor**, ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, 528-533, 1985.
- Holland, J. H., **Adaptation in Natural and Artificial Systems**, University of Michigan Press, Ann Arbor, EUA, 1975.
- Japikse, D., **Centrifugal Compressor Design and Performance**, Ed. Concepts ETI, EUA, 1996.
- Japikse, D., e Baines, N. C., **Introduction to Turbomachinery**, Ed. Concepts ETI, EUA, 1997.
- Jiang, W., Khan, R. e Dougal R. A., **Dynamic Centrifugal Compressor Model for System Simulation**, Journal of Power Sources, Elsevier B.V, Vol. 158, 1333-1343, 2005.
- John, M. S., **The Polytropic Analysis of Centrifugal Compressors**, ASME, Journal of Engineering for Power, January, 69-82, 1962.
- Keuper, E. F., **Performance Characteristics of R-11, R-123 and R-245ca in Direct Drive Low Pressure Chillers**, 1996 Purdue Compressor and Refrigeration Conferences, Proceedings 749-754, EUA, 1996.
- Kim, S. E., e Choudhury. D. **A Near-Wall Treatment Using Wall Functions Sensitized to Pressure Gradient**, ASME, Separated and Complex Flows, Vol. 217, 1995.
- Kunz, R. F., e Lakshminarayana, B., **Three-Dimensional Navier-Stokes Computation of Turbomachinery Flows Using a Explicit Numerical Procedure and a Coupled $k-\epsilon$ Turbulence Model**, Journal of Turbomachinery, Vol. 114, 627-642, 1992.
- Lima, I. S., e Deschamps, C. J., **Modelação da Transferência de Calor em Compressores do Tipo Espiral**, 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT 2006, Proceedings CIT06-0755.
- Maliska, C. R., **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**, 2. ed., LTC, Rio de Janeiro, 2004.

- Mashimo, T., Watanabe, I., e Ariga, I., **Effects of Fluid Leakage on Performance of a Centrifugal Compressor**, ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 101, 337-342, 1979.
- Menter, F. R., **Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications**, AIAA Journal, Vol. 32, 1598-1605, 1994.
- Michael, R., Ruith, R., e Kelecy, F. J., **Mapping the Eckardt Centrifugal Compressor**, Fluent News, Spring, EUA, 2004.
- Mongnon, V. R., **Algoritmos Genéticos Aplicados na Otimização de Antenas**, Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2004.
- NIST, **REFPROP – Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties**, Version 7.0, EUA, 2002.
- Orzag, S. A., Yakhot, V., Flannery, W. S., Boysan, F., Choudhury, D., Marusewski, J., e Patel, B., **Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations**, Near-Wall turbulent Flows, Elsevier Science Publisher, 1993.
- Pampreen, R. C., **Small Turbomachinery Compressor and Fan Aerodynamics**, ASME, Journal of Engineering for Power, July, 251-256, 1973.
- Pampreen, R. C., e Musgrave, D. S., **A Method of Calculating the Slip Factor of Centrifugal Compressors from Deviation Angle**, ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 100, 121-128, 1978.
- Pandy, D. R., e Brondum, D., **Innovative, Small, High-Speed Centrifugal Compressor Technologies**, 1998 Purdue Compressor and Refrigeration Conferences, Proceedings 913-918, EUA, 1998.
- Perdichizzi, A., e Savini, M., **Aerodynamic and Geometric Optimization for the Design of Centrifugal Compressors**, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 6, 49-56, 1985.
- Pfleiderer, C., **Bombas Centrifugas y Turbocompresores**, Editorial Labor, S. A, Espanha, 1960.
- Reunanen, A., Honkatukia, J., Kuosa, M., e Larjola, J., **Theoretical Evaluation of Centrifugal Compressors for Cooling Purposes Using Existing Refrigerants**, Technical Report LFD6, Lappeeranta University of Technology, Finlândia, 2003.
- Sand, J. R., Fischer, S. K., e Baxter, V. D. **Energy and Global Warming Impacts of HFC Refrigerants and Emerging Technologies**, AFEAS, U.S. Department of Energy, EUA, 1997.
- Sarkar, S., e Balakrishnan, L., **Application of a Reynolds-Stress Turbulence Model to the Compressible Shear Layer**, ICASE Report 90-18, NASA CR 182002, EUA, 1990.
- Savareski, M. N., **Influence of the New Refrigerant Thermodynamic Properties on Some Refrigerating Turbocompressor Characteristics**, Elsevier Science, Int. J. Refrig., Vol. 19, 382-389, 1996.

- Schiffmann, J., e Favrat, D., **High-Speed Low Power Radial Turbocompressors for Oil-Free Heatpumps**, 2006 Purdue Compressor and Refrigeration Conferences, Proceedings C114, EUA, 2006.
- Senoo, Y., e Ishida, M., **Deterioration of Compressor Performance Due to Tip Clearance of Centrifugal Impellers**, ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 109, 55-61, 1987.
- Tang, J., **Computational Analysis and Optimization of Real Gas Flow in Small Centrifugal Compressors**, Lappeeranta University of Technology, Finlândia, 2006.
- Versteeg, H. K., e Malalasekera, M., **An introduction to computational fluid dynamics, The Finite Volume Method**, Ed. Wiley, New York, EUA, 1995.
- Wang, Y., Komori, S., e Xu, Z., **Desing and Performance Prediction of Centrifugal Impellers**, ImechE, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 210, Part A - Journal of Power and Energy, 463-476, 1996.
- Wang, Y., e Komori, S., **Simulation of the Subsonic Flow in a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller by the Pressure-Based Method**, ImechE, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 212, Part A, 269-287, 1998.
- Whitfield, A e Baines, N. C., **Design of Radial Turbomachines**, Longman, Inglaterra, 1990.
- Wiesner, F. J., **A Review of Slip Factors for Centrifugal Compressors**, ASME, Journal of Engineering for Power 59, 1967.
- Wiesner, F. J., **A New Appraisal of Reynolds Number Effects on Centrifugal Compressor Performance**, ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 101, 384-396, 1979.
- Wilcox, D. C., **Reassessment of the Scale Determining Equation for Advanced Turbulence Models**, AIAA Journal, Vol. 26, 1299-1310, 1988.
- Wilcox, D. C., **Turbulence Modeling for CFD**, DCW Industries, 1994.
- Yakhot, V., e Orzag, S. A., **Renormalization Group of Turbulence. Basic Theory**, J. Sci. Comput., Vol. 1, 3-51, 1986.
- Yuan, Z. X., Saniei, N. e Yan, X. T., **Turbulent Heat Transfer on the Stationary Disk in a Rotor-Stator System**, Elsevier Science, Int. J. of Heat and Mass Transfer., Vol. 46, 2207-2218, 2003.
- Zangeneh, M., Goto, A., e Harada, H., **On the Role of Three-Dimensional Inverse Desing Methods in Turbomachinery Shape Optimization**, ImechE, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 213, Part C, 27-42, 1999.

APÊNDICE A – MODELAÇÃO DA TURBULÊNCIA

Neste apêndice são fornecidos detalhes dos modelos de turbulência RNG $k-\varepsilon$ e SST, adotados para a simulação do escoamento turbulento em compressores centrífugos.

A.1. Modelo RNG $k-\varepsilon$

Devido à sua base matemática, Orzag *et al.* (1993) defendem que o modelo RNG $k-\varepsilon$ pode ser empregado em uma faixa maior de aplicação do que o modelo $k-\varepsilon$ padrão. Comparado a outras versões do modelo $k-\varepsilon$, o modelo RNG $k-\varepsilon$ oferece uma maior estabilidade numérica e boa taxa de convergência, necessitando somente de um pequeno esforço computacional adicional.

Neste modelo a viscosidade efetiva, μ_{ef} , é definida como a soma das viscosidades molecular e turbulenta:

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_t \quad (A.1)$$

O modelo RNG $k-\varepsilon$ utilizado neste trabalho permite que seja avaliado o efeito da rotação sobre a turbulência, através da seguinte relação para a viscosidade turbulenta:

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right) \quad (A.2)$$

Onde Ω é uma função calculada internamente pelo código utilizado, e α_s é uma constante rotacional igual a 0,07. Para números de Reynolds elevados o valor da viscosidade turbulenta μ_{t0} é avaliado de:

$$\mu_{t0} = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (A.3)$$

sendo $C_\mu = 0,0845$, constante esta derivada da teoria dos grupos de renormalização.

A energia cinética k turbulenta, e sua dissipação ε , necessárias na avaliação da viscosidade turbulenta, são obtidas de suas respectivas equações de transporte:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon - Y \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \mu_{ef} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (\text{A.5})$$

sendo que os valores das constantes $C_{\varepsilon 1}$ e $C_{\varepsilon 2}$ são iguais a 1,42 e 1,68, respectivamente.

O inverso do número de Prandtl, α , que aparece junto ao transporte turbulento nas equações acima é derivado analiticamente pela teoria dos grupos de renormalização, avaliado pela seguinte relação:

$$\left| \frac{\alpha - 1,3929}{\alpha_0 - 1,3929} \right|^{0,6321} \left| \frac{\alpha - 2,3929}{\alpha_0 - 2,3929} \right|^{0,3679} = \frac{\mu}{\mu_{ef}} \quad (\text{A.6})$$

em que $\alpha_0 = 1,0$.

O termo Y na Eq. (A.4) representa efeitos de compressibilidade do escoamento sobre a turbulência sendo avaliado de acordo com a proposta de Sarkar e Balakrishnan (1990):

$$Y = \frac{2\rho \varepsilon k}{\gamma RT} \quad (\text{A.7})$$

Um termo muito importante do modelo na Eq. (A.5) é o termo R_ε , relacionado à taxa de deformação do escoamento e expresso por:

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (\text{A.8})$$

onde: $\eta = Sk / \varepsilon$; $\eta_0 \cong 4,38$; $\beta = 0,012$; $S^2 = 2S_{ij}S_{ij}$.

O termo S_{ij} representa o tensor taxa de deformação do escoamento médio:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{A.9})$$

Em regiões de pequenas deformações do escoamento, o termo R_ε tende a aumentar a viscosidade efetiva, μ_{ef} , mas mesmo nessas situações o valor de μ_{ef} , ainda é menor do que o valor que seria avaliado pelo modelo k - ε tradicional. Em regiões de grande deformação o sinal

de R_ε torna-se negativo e μ_{ef} é reduzido consideravelmente. Esta característica do modelo RNG $k-\varepsilon$ é responsável pelas melhorias verificadas na previsão de escoamentos com regiões de separação.

A fim de evitar o uso de malhas extremamente refinadas nas proximidades das paredes, o código Fluent (ANSYS, 2006) permite que se utilize as funções de parede, reduzindo assim os custos computacionais. Neste trabalho devido à possibilidade de ocorrência de regiões de recirculação, ocasionadas por gradientes adversos de pressão, optou-se pelo uso no modelo RNG $k-\varepsilon$ das funções de parede de não-equilíbrio propostas por Kim e Choudhury (1995).

Quando da utilização das funções de parede de Não-Equilíbrio, a lei logarítmica para a componente de velocidade do escoamento médio paralelo à parede, sensível aos gradientes de pressão é denotada por:

$$\frac{\tilde{U}C_\mu^{1/4}k^{1/2}}{\tau_w/\rho} = \frac{1}{\kappa} \ln \left(E \frac{\rho C_\mu^{1/4}k^{1/2}y}{\mu} \right) \quad (\text{A.10})$$

em que:

$$\tilde{U} = U - \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} \left[\frac{y_v}{\rho\kappa\sqrt{k}} \ln \left(\frac{y}{y_v} \right) + \frac{y - y_v}{\rho\kappa\sqrt{k}} + \frac{y_v^2}{\mu} \right] \quad (\text{A.11})$$

sendo y_v é a espessura da subcamada limite viscosa, calculada de acordo com:

$$y_v \equiv \frac{\mu y_v^*}{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}} \quad (\text{A.12})$$

onde $y^* = 11,255$. Nas equações acima, κ é a constante de Von Kármán e E é uma constante empírica, com valores iguais a 0,4187 e 9,793, respectivamente. Por outro lado k_p corresponde à energia cinética turbulenta em um ponto P adjacente à parede e situado a uma distância y_p dela.

As funções de parede de Não-Equilíbrio aplicam o conceito de dupla-camada para calcular a quantidade de energia cinética turbulenta envolvida nas células adjacentes à parede, a qual é necessária para que se resolva a equação de k nas células vizinhas à parede. Assume-se que estas células vizinhas à parede consistam de uma subcamada limite viscosa e uma

camada completamente turbulenta. Desse modo os seguintes perfis para as quantidades turbulentas são empregados:

$$\tau_i = \begin{cases} 0, & y < y_v \\ \tau_w, & y > y_v \end{cases}; \quad k = \begin{cases} (y/y_v)^2 k_p, & y < y_v \\ k_p, & y > y_v \end{cases}; \quad \varepsilon = \begin{cases} 2\nu k/y^2, & y < y_v \\ k^{3/2}/C_l^* y, & y > y_v \end{cases} \quad (\text{A.13})$$

onde $C_l^* = kC_\mu^{-3/4}$, e y_v é a espessura da subcamada limite viscosa avaliada da Eq. (A.12).

Salienta-se que com a utilização desses perfis a produção média na célula de k e ε pode ser calculada a partir da média no volume das células adjacentes a parede.

A.2. Modelo SST

Wilcox (1988) sugere que ao invés da dissipação da energia cinética turbulenta, ε , o modelo de turbulência seja escrito para o parâmetro ω , interpretado como a taxa de dissipação por unidade de energia cinética turbulenta:

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad (\text{A.14})$$

Uma versão bem aceita para o modelo k - ω é a proposta de Wilcox (1994), representada pelas seguintes equações:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (\text{A.15})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega \quad (\text{A.16})$$

Nas equações anteriores, G_k e G_ω representam a geração de k e ω , respectivamente, devido à deformação do escoamento médio. Por outro lado, Γ_k e Γ_ω simbolizam as difusividades efetivas de k e ω . Os termos Y_k e Y_ω denotam a dissipação de k e ω devido à turbulência.

Uma vez que o modelo k - ω é muito sensível às condições de contorno impostas para o escoamento afastado de paredes, Menter (1994) propôs uma nova versão do modelo, conhecida por modelo SST, que objetiva eliminar esta deficiência. A estratégia de Menter (1994) consiste em combinar os modelos k - ω e k - ε , através de uma função de interpolação

suave em função da distância à parede. Além disso, Menter (1994) propôs um limitador na equação da viscosidade turbulenta, μ_t , de modo a melhorar a previsão de escoamentos sob gradientes adversos de pressão ou com regiões de separação.

O modelo SST proposto por Menter (1994) emprega as seguintes equações:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k \quad (\text{A.17})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (\text{A.18})$$

Na formulação acima, D_ω é o termo de difusão cruzada introduzido devido à combinação dos modelos k - ε e k - ω , e definido como:

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (\text{A.19})$$

sendo que $\sigma_{\omega 2}$ é uma das constantes do modelo, a ser definida, e F_1 é uma função de interpolação entre os dois modelos, expressa por:

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (\text{A.20})$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{\sigma_{\omega 2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (\text{A.21})$$

Na Eq. (A.21) y é a distância do ponto considerado no escoamento até a parede sólida e D_ω^+ é avaliado de:

$$D_\omega^+ = \max \left[2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (\text{A.22})$$

De forma similar à formulação de Wilcox (1994), os termos Γ_k e Γ_ω compõem as difusividades efetivas de k e ω , respectivamente, sendo avaliadas por:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\text{Pr}_k} \quad (\text{A.23})$$

$$\Gamma_{\omega} = \mu + \frac{\mu_t}{Pr_{\omega}} \quad (\text{A.24})$$

com Pr_k e Pr_{ω} representando os números de Prandtl turbulento para o transporte de k e ω , respectivamente:

$$Pr_k = \frac{1}{F_1 / \sigma_{k1} + (1 - F_1) / \sigma_{k2}} \quad (\text{A.25})$$

$$Pr_{\omega} = \frac{1}{F_1 / \sigma_{\omega1} + (1 - F_1) / \sigma_{\omega2}} \quad (\text{A.26})$$

Os parâmetros $\sigma_{\omega1}$, $\sigma_{\omega2}$, σ_{k1} e σ_{k2} são constantes do modelo de valores: $\sigma_{k1} = 1,176$; $\sigma_{k2} = 1,0$; $\sigma_{\omega1} = 2,0$; $\sigma_{\omega2} = 1,168$.

Nas Eqs. (A.23) e (A.24) a viscosidade turbulenta, μ_t , é avaliada de acordo com:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \left\{ \max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{S_{ij} F_2}{\alpha_1 \omega} \right] \right\}^{-1} \quad (\text{A.27})$$

onde S_{ij} representa o tensor taxa de deformação, indicado na Eq. (A.9), e α^* é calculado de:

$$\alpha^* = \frac{0,144 + \rho k / \mu \omega}{6 + \rho k / \mu \omega} \quad (\text{A.28})$$

A segunda função de interpolação, F_2 , (Eq. A.27) é ajustada da seguinte forma:

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (\text{A.29})$$

$$\Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (\text{A.30})$$

em que, novamente, y representa a distância até a parede sólida mais próxima.

Os termos de produção \tilde{G}_k e G_{ω} do modelo SST são definidos por:

$$\tilde{G}_k = \min(\mu_t S^2, 10 \rho \beta^* k \omega) \quad (\text{A.31})$$

$$G_\omega = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + \rho k / 2,95 \mu \omega}{1 + \rho k / 2,95 \mu \omega} \right) S^2 \quad (\text{A.32})$$

sendo S^2 o módulo do tensor taxa de deformação do escoamento. Na Eq. (A.32) as constantes α_0 , α_∞ são as mesmas propostas Wilcox (1994) para o modelo k - ω original: $\alpha_0 = 1/9$ e $\alpha_\infty = 0,52$. Enquanto que a constante β^* (Eq. A.31), conforme a proposta Wilcox (1994), é obtida da seguinte função:

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)] \quad (\text{A.33})$$

na qual, $\zeta^* = 1,5$ e β_i^* sendo avaliado de:

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left(\frac{4/15 + (\text{Re}_t / R_\beta)^4}{1 + (\text{Re}_t / R_\beta)^4} \right) \quad (\text{A.34})$$

em que: $\beta_\infty^* = 0,09$; $\text{Re}_t = \rho k / \mu \omega$; $R_\beta = 8$.

O termo $F(M_t)$ na Eq. (A.33) corresponde à função de correção para a compressibilidade, do modelo k - ω de Wilcox (1994), sendo avaliado por:

$$F(M_t) = \begin{cases} 0 & M_t \leq M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2 & M_t > M_{t0} \end{cases} \quad (\text{A.35})$$

na qual: $M_t^2 = 2k / a^2$; $M_{t0} = 0,25$; $a = \sqrt{\gamma RT}$.

Finalmente, os termos que representam de dissipação Y_k e Y_ω são expressos pelas seguintes relações:

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega \quad (\text{A.36})$$

$$Y_\omega = \rho \beta \omega^2 \quad (\text{A.37})$$

No código Fluent (ANSYS, 2006) a modelação das funções de parede para o modelo SST seguem as adotadas no modelo k - ω sendo especificadas como descrito a seguir. O valor de ω na parede é especificado como:

$$\omega_w = \frac{\rho(u^*)^2}{\mu} \omega^+ \quad (\text{A.38})$$

O valor assintótico de ω^+ na subcamada limite viscosa é obtido de:

$$\omega^+ = \min(\omega_w^+, 6 / \beta_i (y^+)^2) \quad (\text{A.39})$$

onde:

$$\omega_w^+ = \begin{cases} (50/k_s^+)^2, & k_s^+ < 25 \\ 100/k_s^+, & k_s^+ \geq 25 \end{cases} \quad (\text{A.40})$$

em que:

$$k_s^+ = \max(1,0, \rho k_s u^* / \mu) \quad (\text{A.41})$$

na qual k_s é a rugosidade. Na região logarítmica (turbulenta), o valor de ω^+ é avaliado por:

$$\omega^+ = \frac{1}{\sqrt{\beta_\infty^*}} \frac{du_{turb}^+}{dy^+} \quad (\text{A.42})$$

a qual leva ao valor de ω na parede:

$$\omega_w = u^* / \sqrt{\beta_\infty^*} ky \quad (\text{A.43})$$

Salienta-se que no caso de a célula adjacente estar situada na região de amortecimento, o código irá interpolar o valor de ω^+ entre o valor da região logarítmica e da subcamada limite viscosa.