

SIMULAÇÃO FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL DE DESEMPENHO DE
UM IMPELIDOR DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO

Newton Reis de Moura

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO
DOS PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Aprovada por:

Prof. Átila Pantaleão Silva Freire, Ph.D.

Prof. Su Jian, D.Sc.

Prof. Gustavo Cesar Rachid Bodstein, Ph.D.

Prof. Marco Antônio Rosa do Nascimento, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

JUNHO DE 2008

MOURA, NEWTON REIS DE

Simulação Fluidodinâmica Computacional
de Desempenho de um Impelidor de um
Compressor Centrífugo [Rio de Janeiro] 2008

XXII, 229 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ, M.Sc.,
Engenharia Mecânica, 2008)

Dissertação - Universidade Federal do Rio de
Janeiro, COPPE

1. Compressor 2. Fluidodinâmica computacional
3. Escoamento turbulento

I. COPPE/UFRJ II. Título (série)

Agradecimentos

Toda conclusão de uma tarefa desafiadora, que demande tempo e, principalmente, dedicação, é gratificante. O caminho pode ser longo, mas sempre se consegue chegar ao tão almejado final. Chegar neste ponto requereu a ajuda, a paciência e a compreensão de muitas pessoas próximas a mim. Por isso, em primeiro lugar, quero me desculpar àqueles que não pude dar a devida atenção ou dedicação nestes últimos anos. Espero poder suprir essa minha falta daqui para diante.

A primeira pessoa a quem eu quero agradecer é a minha mãe. Sem o seu exemplo de luta, perseverança e dedicação por buscar superar os diversos desafios, talvez eu não tivesse chegado aqui.

Quero agradecer também à PETROBRAS, principalmente ao Fernando Baratelli e, depois, ao Paulo Barreiros, por terem permitido o meu ingresso e permanência neste curso de mestrado.

Fundamental, também, foi a ajuda e o apoio do prof. Marco Antônio Nascimento, que coordena um projeto para a PETROBRAS sobre desenvolvimento de turbinas a gás, resultando no tema desta dissertação de mestrado.

Quero deixar o meu especial agradecimento para o Raphael Bachi e Guido Sierra. Sem o apoio dessas duas pessoas, que realizaram atividades que deram suporte a este trabalho de mestrado, provavelmente o resultado final seria bem mais pobre.

Finalmente quero agradecer também aos professores Su Jian e Átila pela orientação a esta dissertação de mestrado.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

SIMULAÇÃO FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL DE DESEMPENHO DE UM IMPELIDOR DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO

Newton Reis de Moura

Junho/2008

Orientadores: Átila Pantaleão Silva Freire

Su Jian

Programa: Engenharia Mecânica

Neste trabalho, são apresentadas as principais técnicas de projeto e de desenvolvimento de um impelidor de um compressor centrífugo. É mostrada a necessidade de uso de modernas ferramentas computacionais, tais como a fluidodinâmica computacional (CFD), para modelar o escoamento no interior de um impelidor. O CFD permite resolver as equações de Navier-Stokes, de conservação de massa e de energia para se conhecer melhor os fenômenos turbulentos que ocorrem ao longo do canal do impelidor. Para que os resultados do CFD sejam precisos, é mostrada a importância de uma malha bem refinada e a escolha adequada das condições de contorno. Também é mostrada a necessidade de validação prévia dos modelos de turbulência. Os modelos selecionados para a validação foram $k-\varepsilon$, $k-w$, SST e RNG $k-\varepsilon$. O impelidor de ECKARDT foi usado para a validação do modelo de turbulência, pois os seus dados se encontram disponíveis na literatura. Em seguida, foram feitas análises de um impelidor denominado NEWMARC avaliando qual o impacto no seu desempenho devido a alteração dos parâmetros geométricos determinados no projeto unidimensional. Isso pôde ser feito sem a necessidade de se construir um protótipo.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

PERFORMANCE SIMULATION IN COMPUTACIONAL FLUIDODYNAMIC OF
A IMPELLER OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR

Newton Reis de Moura

June/2008

Advisors: Átila Pantaleão Silva Freire
Su Jian

Department: Mechanical Engineering

In this work it is presented the main project tools of a centrifugal compressor impeller. The approach takes into account since the one-dimensional analysis up to a complete rotating turbulent flow modeling. Modern computational tools, like computational fluid-dynamics (CFD), are used for a detailed analysis of a flow inside the impeller. CFD solves the Navier-Stokes equations and conservation of mass and energy equations allowing the understanding of the turbulent phenomena inside a canal of the impeller. The grid must be well refined and the boundary conditions must be adequate to get better results from CFD. It is necessary to validate the turbulent model previous any simulation. The models used in this work for validation were $k-\varepsilon$, $k-w$, SST e RNG $k-\varepsilon$. ECKARDT impeller type A were used to validate the turbulence model because the data is available in the literature. The impeller named NEWMARC were evaluated to check the influence of many geometry modifications, determined in the one-dimensional project, in the performance. It could be done without the auxiliary of prototypes.

Sumário

Resumo	iv
Abstract	v
Índice de Figuras	x
Índice de Tabelas	xvi
Lista de Símbolos	xviii
1 Introdução	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivos	4
1.3 Metodologia	5
1.4 Organização do Trabalho	7
2 Revisão Bibliográfica	9
2.1 Correlações Empíricas	10
2.2 Modelagem Numérica	11
2.3 Etapas de Projeto de uma Turbomáquina	14
2.4 Experiência de Fabricantes	19
2.5 Modelagem Numérica em Turbomáquina	25
2.5.1 Modelo de turbulência	25
2.5.2 Validação do modelo de turbulência	26
2.6 Levantamento do Desempenho de Turbomáquinas	28
2.7 Considerações Finais	33

3	Fundamentos da Aerotermodinâmica de Compressores Centrífugos	34
3.1	Introdução	34
3.2	Compressores Centrífugos	35
3.3	Fundamentos da Termodinâmica	37
3.3.1	Correlação entre P e T	41
3.3.2	Processo politrópico	42
3.3.3	Eficiência	43
3.3.4	Compressão em pequenos estágios	46
3.3.5	Condição de estagnação	47
3.4	Parâmetros Característicos de Desempenho de um Compressor Cen- trífugo	50
3.4.1	Triângulo de velocidade	52
3.4.2	Rotalpia	58
3.4.3	Fator de escorregamento	60
3.4.4	Números adimensionais	62
3.4.5	Parâmetros alternativos adimensionais	67
3.4.6	Parâmetros adimensionais para projeto	69
3.5	Projeto Unidimensional de Compressores Centrífugos	73
3.5.1	Razão de pressão	75
3.5.2	Perdas	77
3.5.3	Entrada do impelidor	80
3.5.4	Saída do impelidor	85
3.6	Considerações finais deste capítulo	91
4	Metodologia da Fluidodinâmica Computacional	93
4.1	Modelagem	93
4.2	Métodos numéricos	95
4.3	Malhas	97
4.4	Simulação Numérica	98
4.5	Fluidodinâmica Computacional	100
4.6	Equações Médias de Reynolds de Navier-Stokes (RANS)	102

4.7	Equações de Transporte para as Tensões de Reynolds	107
4.8	Modelos de Turbulência	109
4.9	Modelos de Duas Equações	112
4.10	Equações de Transporte para a Energia Cinética Turbulenta	113
4.11	Equações de Transporte para a Taxa de Dissipação Turbulenta	115
4.12	Modelo de Duas Equações $k-\omega$	117
4.13	Considerações Finais dos Modelos de Turbulência	118
5	Validação de Modelos de Turbulência para Escoamento Compressível no Impelidor Eckardt	121
5.1	Introdução	121
5.2	Impelidor ECKARDT	122
5.3	Pacote do CFX	125
5.4	Validação de Modelo de Turbulência para um Impelidor de um Com- pressor Centrífugo	131
5.5	Resultados da Simulação CFD com CFX com o modelo RNG $k-\varepsilon$	135
5.5.1	Figuras geradas pelo CFX	136
6	Simulação Computacional de Escoamento Compressível no Impeli- dor NEWMARC	151
6.1	Projeto do impelidor NEWMARC	153
6.2	Simulação em CFD realizada por Nascimento <i>et al.</i>	153
6.3	Simulação do caso base do impelidor NEWMARC	155
6.3.1	Condições de Contorno	156
6.3.2	Gráficos gerados no CFX para a simulação C	172
6.3.3	Comentários para a simulação C do caso base	185
6.4	Resultado para a Geometria Modificada + 10mm	186
6.5	Resultado para a Geometria Modificada - 10mm	194
6.6	Avaliação dos casos de alteração da geometria do impelidor NEWMARC201	
6.7	Resultado para o Impelidor com 18 Pás	201
6.8	Resultado para o impelidor com splitter	208
6.9	Simulações com o Modelo SST	215

7 Conclusões e Sugestões	220
7.1 Conclusões do Trabalho	220
7.2 Sugestões para Trabalhos Futuros	223
Referências Bibliográficas	225

Lista de Figuras

2.1	Número recomendado de pás sem <i>splitter</i>	19
2.2	Número recomendado de pás com <i>splitter</i>	19
2.3	Aumento da entalpia num compressor	20
3.1	Vista superior do interior de um compressor centrífugo	35
3.2	Escoamento do gás no interior de um compressor	36
3.3	Principais componentes de um compressor	37
3.4	Volume de controle aplicado a um escoamento que recebe trabalho . .	38
3.5	Gráfico $T-s$	41
3.6	Diagrama h-s para a determinação da eficiência	44
3.7	Diagrama h-s para uma compressão em pequenos estágios	46
3.8	Diagrama h-s para um estado de estagnação	48
3.9	Diagrama h-s - Compressão representada pelos pontos estáticos e de estagnação	50
3.10	Impelidor com os vetores de velocidade	52
3.11	Impelidor com os Triângulos de Velocidade	53
3.12	Triângulo de velocidades	53
3.13	Curvas de desempenho teóricas de <i>Head</i> e Potência	55
3.14	Triângulo de velocidades para os ângulos tomados em relação a di- reção radial	56
3.15	Curva $H \times Q$ real mostrando os diversos tipos de perdas	57
3.16	Triângulo de velocidades com escorregamento	61
3.17	Mapa de desempenho de um compressor centrífugo em função dos números adimensionais	66

3.18	Mapa genérico de um compressor relacionando ϕ x η	68
3.19	Mapa genérico de um compressor relacionando ϕ com perdas e geometria do impelidor	68
3.20	Mapa de desempenho real de um compressor centrífugo	70
3.21	Mapa em função da velocidade específica	72
3.22	Mapa em função do diâmetro específico	72
3.23	Gráfico Razão de pressão x M_u para um impelidor de pás radiais . . .	77
3.24	Definição de coeficiente de perda	79
3.25	Impelidor com o triângulo de velocidades na entrada	81
3.26	Gráfico M_1 x M'_{1s}	83
3.27	Gráfico alternativo de $M_1 \times M'_{1s}$	84
3.28	Gráfico relacionando a vazão mássica com β_{1s}	85
3.29	Gráfico λ x β'_2	87
3.30	Gráfico mostrando a influência da velocidade periférica na razão de pressão	88
3.31	Gráfico M_u x M_2	89
3.32	Gráfico α_2 x M_2	90
3.33	Gráfico correlacionando as perdas com α_2	91
3.34	Efeito da redução de r_{1s}/r_2 na altura adimensional da pá na descarga .	92
4.1	Tipos de elementos de malha	98
4.2	Espectro da energia cinética	101
4.3	Processo de transferência de energia em um escoamento turbulento .	101
5.1	Dimensões do impelidor A de ECKARDT	123
5.2	Plano meridional de um impelidor	125
5.3	Ângulo θ_{CFX} no plano meridional	126
5.4	Impelidor de ECKARDT gerado no CFX	127
5.5	Controle de θ_{CFX} no impelidor de ECKARDT	127
5.6	Ângulo β_2 do impelidor de ECKARDT no plano meridional	128
5.7	Topologia do impelidor de ECKARDT	129

5.8	Gráfico comparando o resultado da razão de pressão obtida por diferentes modelos com o dado experimental	133
5.9	Comparação dos resultados da eficiência obtidos por diferentes modelos com dados experimentais	134
5.10	Pressão de estagnação e estática ao longo do impelidor - ECKARDT	137
5.11	Temperatura de estagnação e estática ao longo do impelidor- ECKARDT	137
5.12	Valor médio da pressão no plano meridional - ECKARDT	138
5.13	Perfil da pressão no bordo de ataque - ECKARDT	139
5.14	Perfil da pressão no bordo de fuga - ECKARDT	139
5.15	Carga na pá a 50% na altura 50% da pá - ECKARDT	140
5.16	Número de Mach absoluto e relativo ao longo do impelidor - ECKARDT	141
5.17	Número de Mach absoluto no bordo de fuga - ECKARDT	142
5.18	Número de Mach relativo no bordo de ataque - ECKARDT	142
5.19	Ângulos α & β no bordo de fuga - ECKARDT	143
5.20	Vetores da Velocidade para 20% da altura da pá - ECKARDT	144
5.21	Vetores da Velocidade para 50% da altura da pá - ECKARDT	145
5.22	Vetores da Velocidade para 80% da altura da pá - ECKARDT	145
5.23	Linhas de corrente da velocidade - ECKARDT	146
5.24	Variação de entropia ao longo do impelidor - ECKARDT	147
5.25	Entropia a 50% da altura da pá - ECKARDT	148
5.26	Entropia a 80% da altura da pá - ECKARDT	149
5.27	Entropia no bordo de fuga - ECKARDT	149
5.28	Valor dey^+ na pá - ECKARDT	150
6.1	Dimensões do impelidor NEWMARC	152
6.2	Pressão na entrada do impelidor (NEWMARC Simulação A)	158
6.3	Pressão na saída do impelidor (NEWMARC Simulação A)	159
6.4	Linhas de corrente da velocidade a 20% da altura da pá (NEWMARC Simulação A)	160
6.5	Linhas de corrente da velocidade a 50% da altura da pá (NEWMARC Simulação A)	160

6.6	Linhas de corrente da velocidade a 50% da altura da pá (NEWMARC Simulação A)	161
6.7	Número de Mach absoluto e relativo ao longo do impelidor (NEWMARC Simulação A)	161
6.8	Número de Mach absoluto no bordo de fuga (NEWMARC Simulação A)	162
6.9	Entropia a 80% da altura da pá (NEWMARC Simulação A)	163
6.10	Entropia na saída do impelidor (NEWMARC Simulação A)	163
6.11	Pressão na entrada do impelidor (NEWMARC Simulação B)	166
6.12	Pressão na saída do impelidor (NEWMARC Simulação B)	167
6.13	Linha de corrente da velocidade a 80% da altura da pá (NEWMARC Simulação B)	168
6.14	Número de Mach relativo no bordo de ataque (NEWMARC Simulação B)	168
6.15	Entropia a 80% da altura da pá (NEWMARC Simulação B)	169
6.16	Entropia no bordo de ataque (NEWMARC Simulação B)	169
6.17	Pressões de estagnação e estática no plano meridional (NEWMARC Simulação C)	173
6.18	Temperaturas de estagnação e estática no plano meridional (NEWMARC Simulação C)	174
6.19	Pressão total no plano meridional (NEWMARC Simulação C)	175
6.20	Pressão média no Plano Meridional (NEWMARC Simulação C)	176
6.21	Pressão no Bordo de Ataque (NEWMARC Simulação C)	177
6.22	Pressão no Bordo de Fuga (NEWMARC Simulação C)	177
6.23	Mach Absoluto e Relativo ao longo do impelidor (NEWMARC Simulação C)	178
6.24	Mach Absoluto Bordo de Fuga (NEWMARC Simulação C)	178
6.25	Mach Relativo Bordo de Ataque (NEWMARC Simulação C)	179
6.26	Alfa e Beta Bordo de Fuga (NEWMARC Simulação C)	180
6.27	Vetor velocidade 20% da altura da pá (NEWMARC Simulação C)	181
6.28	Vetor velocidade 50% da altura da pá (NEWMARC Simulação C)	181

6.29	Vetor velocidade 80% da altura da pá (NEWMARC Simulação C) . . .	182
6.30	Linhas de Corrente da Velocidade (NEWMARC Simulação C)	183
6.31	Entropia ao longo do impelidor (NEWMARC Simulação C)	184
6.32	Entropia 20% da altura da pá (NEWMARC Simulação C)	185
6.33	Entropia 50% da altura da pá (NEWMARC Simulação C)	186
6.34	Entropia 80% da altura da pá (NEWMARC Simulação C)	187
6.35	Entropia Saída Impelidor (NEWMARC Simulação C)	187
6.36	Variação da entropia ao longo do impelidor (NEWMARC alterado +10mm)	190
6.37	Velocidade a 20% da altura da pá (NEWMARC alterado + 10mm) .	191
6.38	Velocidade a 50% da altura da pá (NEWMARC alterado + 10mm) .	191
6.39	Velocidade a 80% da altura da pá (NEWMARC alterado + 10mm) .	192
6.40	Entropia a 80% da altura da pá (NEWMARC alterado + 10mm) . .	192
6.41	Número de Mach absoluto no bordo de fuga (NEWMARC alterado + 10mm)	193
6.42	Variação da entropia ao longo do impelidor (NEWMARC alterado - 10mm)	197
6.43	Velocidade a 20% da altura da pá (NEWMARC alterado - 10mm) . .	197
6.44	Velocidade a 50% da altura da pá (NEWMARC alterado - 10mm) . .	198
6.45	Velocidade a 80% da altura da pá (NEWMARC alterado - 10mm) . .	198
6.46	Entropia a 80% da altura da pá (NEWMARC alterado - 10mm) . . .	199
6.47	Número de Mach no bordo de fuga (NEWMARC alterado - 10mm) .	200
6.48	Variação da entropia ao longo do impelidor (NEWMARC com 18 pás)	204
6.49	Velocidade a 20% da altura da pá (NEWMARC com 18 pás)	205
6.50	Velocidade a 50% da altura da pá (NEWMARC com 18 pás)	206
6.51	Velocidade a 80% da altura da pá (NEWMARC com 18 pás)	206
6.52	Entropia a 80% da altura da pá (NEWMARC com 18 pás)	207
6.53	Número de Mach no bordo de fuga (NEWMARC com 18 pás)	208
6.54	Impelidor com <i>splitter</i>	209
6.55	Variação da entropia ao longo do impelidor (NEWMARC com <i>splitter</i>)	212
6.56	Velocidade a 20% da altura da pá (NEWMARC <i>splitter</i>)	213

6.57	Velocidade a 50% da altura da pá (NEWMARC <i>splitter</i>)	213
6.58	Velocidade a 80% da altura da pá (NEWMARC <i>splitter</i>)	214
6.59	Entropia a 80% da altura da pá (NEWMARC <i>splitter</i>)	215
6.60	Número de Mach absoluto no bordo de fuga (NEWMARC <i>splitter</i>) .	216

Lista de Tabelas

5.1	Razão de pressão comparando Choi e Kang com Oh <i>et al.</i>	124
5.2	Eficiência isoentrópica comparando Choi e Kang com Oh <i>et al.</i>	124
5.3	Comparação da razão de pressão obtida por diferentes modelos com os dados experimentais	133
5.4	Comparação da eficiência obtida por diferentes modelos com os dados experimentais	133
5.5	Resultado de RNG k-e: Desempenho do impelidor de ECKARDT . .	135
5.6	Resultado de RNG k-e: Parâmetros ao longo do impelidor - ECKARDT	136
6.1	Principais parâmetros do impelidor NEWMARC	154
6.2	Resultado da simulação realizada por Nascimento et al do impelidor NEWMARC	155
6.3	Desempenho do impelidor NEWMARC, caso base, Simulação A . . .	157
6.4	Tabela 6.4 Parâmetros ao longo do impelidor - NEWMARC, caso base, Simulação A	157
6.5	Desempenho do impelidor NEWMARC, caso base, Simulação B . . .	164
6.6	Parâmetros ao longo do Impelidor NEWMARC, Caso Base, Simulação B	164
6.7	Desempenho do impelidor NEWMARC, caso base, Simulação C . . .	171
6.8	Parâmetros ao longo do impelidor - NEWMARC, caso base, Simulação C	171
6.9	Desempenho do impelidor NEWMARC, caso +10mm	188
6.10	Parâmetros ao longo do impelidor - NEWMARC, caso +10mm	189
6.11	Comparação dos resultados caso base \times +10mm	189
6.12	Desempenho do impelidor NEWMARC, caso -10mm	195

6.13	Parâmetros ao longo do impelidor - NEWMARC, caso -10mm	195
6.14	Comparação dos resultados caso base X -10mm	196
6.15	Desempenho do impelidor NEWMARC, caso com 18 pás	202
6.16	Parâmetros ao longo do impelidor - NEWMARC, caso 18 pás	203
6.17	Comparação dos resultados caso base × 18 pás	203
6.18	Desempenho do impelidor NEWMARC, caso <i>splitter</i>	209
6.19	Parâmetros ao longo do impelidor - NEWMARC, caso <i>splitter</i>	210
6.20	Comparação dos resultados caso base × <i>splitter</i>	210
6.21	Comparação SST e RNG $k-\varepsilon$, NEWMARC - vazão de projeto	217
6.22	Comparação SST e RNG $k-\varepsilon$, NEWMARC - 80% da vazão de projeto	218
6.23	Comparação SST e RNG $k-\varepsilon$, NEWMARC alterado +10mm - vazão de projeto	218
6.24	Comparação SST e RNG $k-\varepsilon$, NEWMARC alterado -10mm - vazão de projeto	219

Lista de Símbolos

A	área [m ²]
a	velocidade do som [m/s]
b	largura do impelidor ou altura de pá [m]
C	velocidade absoluta [m/s]
c_p	calor específico à pressão constante [kJ/kgK]
C_{slip}	velocidade de escorregamento [m/s]
c_v	calor específico a volume constante [kJ/kgK]
C_D	constante determinada empiricamente
d	diâmetro [m]
d_s	diâmetro específico
e	energia interna específica total [kJ/kg]
F	força [N]
f	função arbitrária
g	aceleração da gravidade - 9,81 m/s ²
h	entalpia específica [kJ/kg]
H	head [m ² /s ²]
I	rotalpia [kJ/kg]

K	constante
k	energia cinética turbulenta [m^2/s^2]
L	comprimento [m]
l_t	comprimento característico [m]
M	número de Mach
M'	número de Mach relativo
m	massa [kg]
\dot{m}	vazão mássica [kg/s]
N	rotação [rpm]
n	expoente politrópico
n_s	velocidade específica
N_s	velocidade específica
P	pressão [Pa]
Q	vazão [m^3/s]
\dot{Q}	taxa de calor [kJ/s]
q	troca de calor específico [kJ/kg]
Re	Número de Reynolds
R	constante do gás [kJ/kg K]
R_p	razão de pressão
\bar{R}	constante universal dos gases [kJ/kmolK]
r	raio [m]
S_{ij}	tensor da taxa de deformação desviatória

s	entropia [kJ/kgK]
T	temperatura [K]
T	tempo [s]
U	velocidade periférica do impelidor [m/s]
u	energia interna específica [kJ/kg]
v	volume específico [m ³ /kg]
w	trabalho específico [J/kg]
W	velocidade relativa [m/s]
\dot{W}	trabalho [W]
Z_{pa}	número de pás
Z	altura [m]
α	ângulo de escoamento absoluto em relação à direção tangencial
α'	ângulo de escoamento absoluto em relação à direção radial
β	ângulo de escoamento relativo em relação à direção radial
β'	ângulo de escoamento relativo em relação à direção radial
γ	relação de calores específicos ou coeficiente isotrópico
η	eficiência
θ	parâmetro adimensional de vazio, ângulo do plano meridional
μ	fator de escorregamento
μ	viscosidade [m ² /s]
ν	razão de raios no olho do impelidor
ρ	densidade[kg/m ³]

ε	taxa de dissipação de energia cinética
σ	coeficiente de perda
σ_μ	parâmetro constante para fechamento das equações de RANS
λ	coeficiente de trabalho
τ	tensor tensão
τ_{ij}	tensor de Reynolds
ϕ	coeficiente de vazão
φ	coeficiente de escoamento
ψ_s	coeficiente de <i>head</i>
ψ	coeficiente de carregamento de pó
Ω	velocidade angular
δ_{ij}	delta de KRONECKER

Subscritos

B	palheta
C	compressor
CFX	CFX
E	Euler
e	saída
h	hub
m	componente meridional
N	extremidade

n	processo politrópico
P	superfície de pressão
p	politrópico
R	rotor, razão
r	direção radial
s	processo ideal ou isoentrópico
$slip$	escorregamento
stg	estágio
u	componente tangencial
t	turbulento
θ	direção circunferencial
γ	processo isoentrópico
0	estado de estagnação
$1 - 2$	localização no impelidor

Capítulo 1

Introdução

1.1 Motivação

As turbomáquinas são equipamentos extremamente importantes para a indústria em geral, principalmente a de gás, petróleo, química e petroquímica, pois possibilitam a movimentação dos fluidos usados nas plantas dessas indústrias, além de adequá-los à pressão necessária para possibilitar a ocorrência de alguma reação em um processo.

Existem diversas linhas de pesquisa no mundo buscando a melhoria do desempenho desses equipamentos bem como para aumentar a sua disponibilidade. Diversos fabricantes e centros de pesquisa buscam também a diminuição do custo de desenvolvimento de novos modelos de turbomáquinas e a diminuição do custo de fabricação.

Os ganhos nos custos operacionais, seja devido ao aumento da eficiência de operação, seja pela diminuição dos custos devido à parada para manutenção, trazem benefícios diretos para a rentabilidade da indústria que utiliza esses equipamentos. De forma geral, as principais linhas de pesquisa se subdividem nas seguintes: (i) rotodinâmica; (ii) fluidodinâmica; (iii) materiais; (iv) projeto mecânico; (v) manutenção; (vi) automação e controle; (vii) subsistemas; (viii) fabricação.

O estudo da previsão do desempenho das turbomáquinas é uma linha de pesquisa muito importante e tem despertado interesse de diversos fabricantes e de pesquisadores há muitos anos. No início, quando não havia um amplo domínio desses

cálculos, era necessário construir protótipos com diferentes perfis das pás e das palhetas buscando melhorar o desempenho das máquinas, impactando diretamente no custo de desenvolvimento das mesmas. Isso, porém, propiciou levantar as diversas correlações paramétricas para se determinar previamente alguns parâmetros de desempenho desses equipamentos. Esse cálculo é feito considerando que o escoamento é unidimensional.

Com o surgimento da fluidodinâmica computacional foi possível obter uma melhor precisão e rapidez nos cálculos prévios das máquinas, possibilitando o desenvolvimento de novos perfis aerodinâmicos e diminuindo a necessidade de construção de diversos protótipos (método da tentativa e erro), levando a uma diminuição do custo de desenvolvimento desses equipamentos. Essa tarefa foi facilitada devido ao desenvolvimento de diferentes *softwares* e algoritmos mais robustos e de melhores modelos de turbulência que permitem efetuar os cálculos bastante complexos de forma mais rápida e precisa de um escoamento submetido à rotação. Aliado a isso, ocorreu também o desenvolvimento de processadores computacionais com capacidade de efetuar simultaneamente e com maior velocidade esses cálculos. Isso permitiu efetuar cálculos tridimensionais do escoamento do fluido em regime transiente, que é característico do que ocorre no interior de uma turbomáquina.

Hoje em dia, é possível simular a operação de uma turbomáquina de múltiplos estágios a um tempo de processamento compatível para a indústria. Com isso, pode-se diminuir os altos custos de novos desenvolvimentos de turbomáquinas, além de ser possível aplicar esses cálculos em equipamentos existentes que apresentem problemas operacionais no campo.

No Brasil, a empresa que tem o maior número de turbomáquinas nas suas unidades é a PETROBRAS. Existem compressores centrífugos, turbinas a vapor, turbinas a gás e expansores instalados nas refinarias, plataformas, campos de produção, gasodutos, termoelétricas, unidades de processamento de gás natural, etc. A empresa adquiriu um amplo conhecimento quanto à operação, manutenção preventiva e preditiva, testes na fábrica e no campo, especificação de novos equipamentos, inspeção, cálculos de desempenho, etc. Atualmente, devido principalmente ao crescente aumento do custo de manutenção e de aquisição de sobressalentes, a empresa

está interessada em ampliar esse conhecimento, incluindo a capacitação de centros de pesquisa e das universidades.

Encontram-se em andamento ou em formatação diversos projetos com as universidades e empresas brasileiras para aquisição, desenvolvimento e difusão do conhecimento em turbomáquinas com distintos focos. Os principais objetivos desses projetos são os seguintes: desenvolvimento de novas técnicas de manutenção incluindo o uso da inteligência artificial para aplicação na manutenção centrada na confiabilidade (MCC), desenvolvimento de sobressalentes, avaliação de filtros para as turbinas a gás, projeto aerodinâmico de compressores e turbinas radiais, desenvolvimento de microturbina, etc.

O objetivo da PETROBRAS é criar no Brasil uma estrutura nas universidades, nos centros de tecnologia e na indústria para apoiá-la nas atividades relacionadas às turbomáquinas, diminuindo assim a dependência externa e criando no país um conhecimento tecnológico de alto nível em diferentes áreas.

Uma turbomáquina que desperta grande interesse na empresa é a turbina a gás, pois ela é aplicada em todas as unidades operacionais. A PETROBRAS tem diferentes tipos de turbinas a gás, desde as microturbinas de potência de 30 e 60 kW, instaladas em pequenas plataformas desassistidas ou em gasodutos, até as grandes turbinas instaladas em termoelétricas, de potência superior a 100 MW. Os fabricantes, modelos e tipos de turbinas a gás são totalmente distintos entre si. Existem as turbinas de concepção aeroderivada, cuja origem do projeto são as turbinas aeronáuticas, e as turbinas industriais, de projeto mais robusto. As turbinas podem ser radiais e de ciclo regenerativo, como é o caso das microturbinas, ou axiais com ou sem resfriamento das palhetas dos primeiros estágios da seção quente da turbina.

Essa máquina consta de três principais componentes extremamente importantes e com projeto totalmente distinto entre si, a saber: o compressor, a turbina propriamente dita e a câmara de combustão. O estudo de uma turbina a gás é extremamente complexo devido a sua concepção e o envolvimento de diversas disciplinas, desde a combustão até a integração do projeto aerodinâmico com os projetos rotodinâmico e mecânico. O domínio dessa tecnologia trará muitos benefícios para

a comunidade técnica e científica do país. Esse conhecimento poderá ser posteriormente estendido para os outros tipos de turbomáquinas.

A motivação principal desta dissertação de mestrado é obter o domínio das ferramentas de cálculo utilizadas para o desenvolvimento de um projeto de um compressor centrífugo de uma turbina a gás de potência líquida de 600 kW considerando o escoamento unidimensional (1-D), através dos cálculos paramétricos, e tridimensional (3-D), através da fluidodinâmica computacional, também conhecida como CFD.

1.2 Objetivos

O objetivo desta dissertação de mestrado é aprofundar o conhecimento e a utilização em ferramentas de cálculo usadas tanto para projeto de turbomáquinas como na avaliação do seu desempenho. A turbomáquina escolhida é o compressor centrífugo de uma turbina a gás de 600 kW de potência nas condições ISO (15°C e 1 atm). A turbina é radial, mas não será objeto de análise deste trabalho. O estudo também não englobará a câmara de combustão, pois será necessário levantar as ferramentas de cálculo usadas na modelagem de combustão, o que não é o objetivo desta dissertação.

Pretende-se mostrar a alteração do desempenho de um impelidor para o caso de haver alteração na sua geometria mas mantendo-se inalterados os parâmetros determinados pela metodologia unidimensional. As correlações usadas no método 1D levam em consideração apenas os ângulos de entrada e de saída do impelidor, a largura do canal, a altura da pá, os diâmetros de entrada e de saída do impelidor e o número de pás. A distância percorrida pelo fluido no interior do canal do impelidor não é determinada por esse método. Ela é função do perfil aerodinâmico da pá. Portanto, caso seja alterada a distância entre a entrada e a saída do impelidor na direção axial projetada no plano meridional, haverá alteração das perdas por atrito na pá e pelos fenômenos de turbulência. A partir das simulações feitas em CFD, variando a distância entre os pontos entrada e de saída de uma pá de impelidor, mantendo os demais parâmetros geométricos inalterados, será possível avaliar o impacto dessas

alterações no desempenho do impelidor.

Além disso, será feita uma análise alterando o número de pás e, também, adicionando pás tipo *splitter* para o mesmo impelidor original definido no projeto unidimensional.

Será necessário realizar uma atividade preliminar a estas avaliações, que é a validação do modelo de turbulência. Para essa tarefa, é necessário conhecer os dados de operação de um compressor levantados em uma bancada de teste e depois aplicar diferentes modelos de turbulência em diferentes pontos de operação da máquina, variando o número de nós da malha, com particular cuidado na região próxima à parede. Esse passo é muito importante, pois, comparando-se o resultado de diferentes simulações com diferentes tipos malhas, pode-se verificar qual delas é a mais próxima dos dados reais e aplicá-la posteriormente para todos os tipos de simulação que serão feitos em componentes similares ao usado na validação.

1.3 Metodologia

As ferramentas tradicionalmente usadas para o cálculo aerodinâmico de uma turbomáquina são as relações adimensionais, as relações paramétricas e o CFD.

As relações adimensionais e os cálculos paramétricos utilizam os diversos números adimensionais existentes desenvolvidos para caracterizar o escoamento de um fluido, tais como número de Reynolds, número de Mach. As correlações adimensionais que foram desenvolvidas especificamente para turbomáquinas correlacionam parâmetros geométricos com os parâmetros termodinâmicos, tais como velocidade específica, coeficiente de vazão, *head* de Euler, triângulo de velocidades, fator de trabalho e outros. Turbomáquinas que têm números adimensionais semelhantes significa que elas têm desempenho semelhante. Existe uma vasta publicação sobre esse assunto que será mostrada ao longo deste texto.

Os cálculos paramétricos permitem determinar, por exemplo, qual o melhor tipo de turbomáquina, se radial ou axial, para atender determinadas condições operacionais pré-estabelecidas, ou então determinar as principais geometrias do rotor e do difusor, tais como o ângulo no bordo de ataque, ângulo no bordo de fuga,

número de palhetas ou de pás, dimensões do canal, diâmetro do rotor, etc. Também é possível prever qual deverá ser o seu máximo rendimento.

Será mostrada a metodologia dos cálculos unidimensionais de um impelidor de compressor e as correlações termodinâmicas. O passo seguinte é mostrar a metodologia de simulações numéricas, com particular interesse em fluidodinâmica computacional, mais conhecida como CFD. Esse método de cálculo permite a resolução de equações extremamente complexas, como as de Navier-Stokes e as de energia, resolvidas para escoamentos tridimensionais. Para isso, serão mostrados os diferentes modelos de turbulência com hipóteses simplificadoras para permitir a resolução dessas equações, mas que oferecem bons resultados em relação aos dados reais, principalmente para fluidos submetidos a uma rotação, como é o caso das turbomáquinas.

Os problemas que necessitam usar a ferramenta fluidodinâmica computacional (CFD) podem ser resolvidos através do desenvolvimento de um *software* próprio ou a aquisição de um comercial. No caso do presente trabalho, foi decidido pelo uso do *software* comercial CFX, que é um dos principais existentes no mercado para a modelagem de turbomáquinas, onde o escoamento do fluido é turbulento e é submetido a uma rotação. Outro *software* que também é poderoso para esse tipo de cálculo é o FLUENT, recém adquirido pela ANSYS, fabricante desenvolvedor do CFX.

O impelidor usado para a validação do modelo de turbulência é o de ECKARDT (1980). Existem poucas referências na literatura que mostrem tanto os dados obtidos experimentalmente como os dados completos da geometria do impelidor. Eckardt (1980) é um dos poucos autores que publicou esse tipo de informação, por isso foi usado para a validação do modelo de turbulência. Conforme verificado na literatura, os modelos usados para a validação do modelo são os seguintes: $k-\varepsilon$, $k-\omega$, SST e SSG.

O compressor da turbina a gás que é objeto dos estudos desta dissertação de mestrado foi desenvolvido por Nascimento et al. (2007, 2008), que tem um projeto de desenvolvimento das ferramentas de cálculo de uma turbina a gás de potência líquida de 600 kW nas condições ISO.

1.4 Organização do Trabalho

O projeto de uma turbomáquina não é das tarefas mais fáceis pois engloba o conhecimento em distintas áreas tais como termodinâmica, mecânica dos fluidos, teoria de compressores e simulação numérica. Este trabalho pretende mostrar, em linhas gerais, quais os principais parâmetros que influenciam o desempenho de uma turbomáquina bem como a importância de se conhecer os fenômenos turbulentos ao longo do canal do impelidor de forma a se buscar a melhoria de um projeto ou mesmo um novo desenvolvimento.

O capítulo de revisão bibliográfica mostra as técnicas de análise do comportamento aerotermodinâmico de um compressor sem usar as complexas ferramentas computacionais como o CFD. Para isso é necessário se ter um conhecimento prévio do desempenho de compressores similares. Também é abordada a influência de alguns parâmetros termodinâmicos no desempenho de um compressor, as etapas de projeto de uma turbomáquina, as modelagens fluidodinâmicas, as experiências dos fabricantes e as validações obtidas em bancadas de testes.

No capítulo seguinte é mostrada toda a teoria de um compressor, analisando a influência dos parâmetros termodinâmicos e dos parâmetros geométricos no desempenho de um impelidor. É mostrada também a metodologia de um projeto unidimensional, que considera como hipótese simplificadora um escoamento unidimensional. Além disso, são mostradas todas as perdas que ocorrem no interior da máquina, desde as perdas por atrito até as causadas pelos fenômenos de turbulência.

Após abordada a teoria dos compressores o capítulo seguinte mostra o que é uma modelagem numérica e o uso da fluidodinâmica computacional nas análises complexas de escoamento de um fluido. São mostrados alguns modelos de turbulência e quais são os mais recomendados para serem usados na simulação de um compressor centrífugo. Este capítulo complementa o capítulo anterior em termos de etapas de projeto e de avaliação de uma turbomáquina.

Para o caso de estudo deste trabalho, foi necessário fazer uma validação do modelo de turbulência que foi usado nas diversas análises realizadas. No capítulo seguinte, é mostrada a existência de dados disponíveis na literatura de forma a

permitir fazer uma validação do modelo de turbulência. O impelidor tipo A de ECKARDT preenche os requisitos para se fazer essa simulação. Os resultados das modelagens são comparados com o existente na literatura sobre esse assunto.

O penúltimo capítulo mostra as análises realizadas para o impelidor objeto de estudo deste trabalho. Esse impelidor recebeu a denominação NEWMARC. Inicialmente foram feitas simulações para se determinar quais as condições de contorno devem ser usadas nesse tipo de simulação bem como a extensão do domínio e o tipo de malha. As simulações realizadas permitiu a comparação do impacto causado pela alteração da geometria do impelidor ou no número de pás em relação ao projeto original. O uso de uma ferramenta computacional robusta permitiu fazer esse tipo de análise sem se fazer uma comprovação experimental.

No último capítulo são mostradas as conclusões e são feitas sugestões para complementar as análises realizadas neste trabalho bem como sugestões para futuros desenvolvimentos que tenham como foco a modelagem em turbomáquinas. São mostradas algumas linhas de pesquisas em andamento nessa área que poderão ser desenvolvidas no país.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Esta revisão bibliográfica tem como objetivo levantar o estado da arte sobre as ferramentas usadas em projeto e desenvolvimento de turbomáquinas, principalmente em compressores centrífugos. Será mostrado o uso dos números adimensionais, equações fundamentais, equações paramétricas, correlações empíricas e modelagem computacional para o levantamento dos perfis de velocidade, de temperatura e de pressão de um fluido em escoamento submetido a uma rotação no interior de uma turbomáquina. Isso permite levantar previamente o desempenho da turbomáquina, antes dela ser construída.

A prospecção de artigos e de livros teve como foco principal o uso da fluidodinâmica computacional para resolução das equações de conservação de massa, de energia e de Navier-Stokes com a inclusão dos devidos termos do efeito de Coriolis e da força centrífuga que aparecem devido a rotação.

Existem diferentes abordagens nos artigos prospectados. Alguns artigos, que são mais básicos, mostram a evolução das ferramentas usadas nos projetos de turbomáquinas, principalmente a computacional. Outros artigos mostram a evolução da modelagem propriamente dita, partindo desde uma modelagem em 2D até chegar a de 3D em regime transiente. Alguns artigos mostram a diferença de resultados dos diversos modelos que podem ser usados em turbomáquinas, além de mostrar qual deverá ser a malha a ser usada bem como o valor recomendado de y^+ . Existem ainda aqueles que comparam o resultado de simulação feita em *software* de fluidodinâmica computacional com os de testes realizados em bancadas. Alguns artigos comparam

os resultados em fluidodinâmica computacional com as equações paramétricas.

2.1 Correlações Empíricas

Foram desenvolvidas diversas correlações empíricas ao longo dos anos para se prever as perdas que ocorrem no interior de uma turbomáquina. Essas correlações foram levantadas em bancadas de teste, em análises específicas feitas pelos pesquisadores e as levantadas no campo onde as máquinas operam. A metodologia de cálculo e de projeto baseada nessas correlações está muito bem documentada e explicada em diversos livros que tratam sobre o assunto, podendo-se destacar o de Whitfield e Baines (1990).

Oh et al. (1997) levantaram as muitas correlações publicadas em literatura e em artigos para cálculo do desempenho de um compressor centrífugo e compararam o resultado dos cálculos teóricos com o desempenho real, levantado em bancadas experimentais, de compressores montados com diferentes impelidores. Os impelidores escolhidos foram os três mostrados por Eckardt (1980) (impelidores O, A e B), e um quarto, fabricado exclusivamente para a análise feita pelos autores, e que recebeu a denominação KIMM.

As perdas que ocorrem no interior de um compressor centrífugo são as seguintes: perda de incidência (*incidence loss*), perda pelo carregamento na pá do impelidor (*blade loading loss*), perda por atrito (*skin friction loss*), perda pelas folgas (*clearance loss*), perdas por turbilhonamento (*mixing loss*) e perdas no difusor sem pás (*vaneless diffuser loss*).

Oh et al. (1997) levantaram os diversos modelos empíricos que calculam essas perdas. Existem alguns tipos de perda que chegam a ter até quatro modelos diferentes propostos por diferentes autorias. Os modelos para o cálculo das perdas são usados na seguinte expressão, que fornece a razão de pressão no compressor:

$$R_p = \left[\left(\frac{\Delta h_{Euler} - \sum \Delta h_{int}}{C_p T_{01}} \right) + 1 \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.1)$$

na qual $\sum \Delta h_{int}$ representa a soma de todas as perdas que ocorrem no compressor.

Oh et al. (1997) levantaram as curvas razão de pressão com a vazão mássica

corrigida previstas pelos modelos empíricos e compararam com as curvas obtidas experimentalmente para verificar aquelas que fornecem os melhores resultados. Eles mostraram que as correlações empíricas fornecem resultados bastante precisos nas análises realizadas com diferentes impelidores em diferentes rotações e condições de operação.

Além das perdas internas, Oh et al. (1997) chamam a atenção quanto a existência das perdas parasíticas, que aumentam a entalpia de estagnação na descarga do impelidor sem haver um aumento de pressão correspondente. As perdas parasíticas seriam: perdas por atrito no disco (*disc friction loss*), perdas por recirculação (*recirculation loss*) e perdas por vazamento (*leakage loss*). Os autores levantaram os modelos existentes em publicações para cálculo dessas perdas.

Essas perdas devem ser adicionadas na expressão $\Sigma\Delta h_{int}$ para cálculo da eficiência isoentrópica do compressor, conforme a expressão abaixo:

$$\eta_s = \frac{\Delta h_{Euler} - \sum \Delta h_{int}}{\Delta h_{act}} \quad (2.2)$$

sendo que Δh_{act} representa a diferença de entalpia do fluido nas condições reais.

Os autores levantaram as curvas razão de eficiência isoentrópica com a vazão mássica corrigida previstas pelos modelos empíricos e compararam com as curvas obtidas experimentalmente. Eles verificaram que alguns modelos oferecem resultados mais precisos do que outros, demonstrando que essa metodologia de cálculo é válida desde que se use as correlações empíricas adequadas.

2.2 Modelagem Numérica

Hirsch e Demeulenaere (2003) mostram que a capacidade computacional aumentou dos anos 60 para os anos 90 em um fator de 10^6 , enquanto que o desenvolvimento de novos algoritmos propiciaram um ganho de 10^3 . Isso trouxe como consequência a possibilidade de se resolver as equações de Navier-Stokes para escoamentos turbulentos em 3D em turbomáquinas de múltiplo estágios, aumentando o uso dessa ferramenta na indústria em geral. Eles mostram a história do uso de soluções numéricas para resolver as equações de escoamento de um fluido, primeiro

usando as equações de Euler considerando escoamento em 2D e depois as equações de Navier-Stokes em 3D.

Esses autores abordam o avanço da capacidade da memória computacional aliado a novas técnicas (modelos matemáticos) para resolução dessas equações de forma mais rápida. O artigo também menciona a importância de uma malha bem adequada ao tipo de problema, mas que não deve aumentar em demasia o tempo computacional, o que tornaria impraticável o uso de CFD pela indústria devido aos custos envolvidos e a necessidade de rapidez nas soluções.

Hirsch e Demeulenaere (2003) também citam a necessidade de se desenvolver técnicas matemáticas para malhas não estruturadas devido à complexidade da geometria dos componentes das turbomáquinas, como as palhetas, os canais de passagens, os impelidores, as câmaras de combustão, etc.

Outro ponto levantado é a simplificação de resolução de Navier-Stokes sem considerar as variações nas propriedades termodinâmicas no *pitchwise* da palheta na região do rotor-estator, pois o fluido é considerado estável. Atualmente, com a existência de novas técnicas matemáticas e com o avanço computacional, tem-se conseguido fazer as simulações considerando as instabilidades do fluido. Esses avanços para o aumento da rapidez dos cálculos possibilitaram também fazer a modelagem de máquinas de múltiplo estágios e considerando regime transiente.

Shih e Brereton (2001) mostram uma revisão interessante dos modelos de turbulência que podem ser usados em uma simulação numérica de uma turbomáquina.

Primeiro os autores fazem uma abordagem em termos do uso de CFD para projetos de turbinas a gás. Basicamente os problemas são aerodinâmicos com transferência de calor nas palhetas e nas pás guias e também devido à existência dos fluidos de refrigeração. A indústria não tem usado essa ferramenta computacional devido a pouca confiança nos seus resultados por causa dos modelos de turbulência e da baixa qualidade da malha.

Shih e Brereton (2001) mostram diversos modelos de turbulência, começando pelo modelo de duas equações conhecido como EDM, $k-\varepsilon$ e $k-\omega$, ou mais apropriadamente o SST que conjuga os dois modelos de duas equações. As limitações desse modelo devem-se basicamente a que a difusão da esteira é um escalar isotrópico e

a tensão de Reynolds é uma função linear das taxas médias de tensão. Com isso, existe grande imprecisão nos resultados para escoamentos onde há curvatura, rotação, flutuação (*buoyancy*) e tensões induzidas pelos escoamentos secundários.

Para esses tipos de escoamento, existem três alternativas nos modelos RANS (Reynolds *Average* Navier-Stokes). A primeira é fazer alterações nos modelos de duas equações (EDM) de forma a considerar a anisotropia do escoamento. Infelizmente o sucesso disso está limitado para escoamentos bi-dimensionais ou para os tipos de problemas para as quais eles foram calibrados.

A segunda alternativa seria usar o modelos RSM (Reynolds *Stress Model*), onde existem 7 equações de transporte, uma para cada tensão de Reynolds (6 equações) e uma para a escala de comprimento. Obtém-se excelentes resultados para os escoamentos na qual existem limitações para os modelos de duas equações (curvatura, rotação, etc). A limitação desse modelo é que ele ainda é baseado em correlações de ponto único (*single-point correlations*), onde há uma única escala de tempo e de comprimento. Ele também não oferece bons resultados nas regiões próximas da parede, onde o Reynolds é baixo. Muitos pesquisadores usam nessa região os modelos de duas equações, basicamente o $k-\omega$.

A terceira alternativa seria fazer um compromisso entre os modelos EDMs e RSMs, ou simplificando RSMs ou embarcando em relações lineares constitutivas.

Para o caso de RSMs não obter bons resultados, os autores sugerem usar DNS, que implicaria em alto custo computacional e longo tempo para se obter os resultados (impraticável para problemas de engenharia), ou então, um pouco mais factível, usar o LES (*Large Eddy Simulation*). Mesmo para o LES existem problemas. Por exemplo, em regiões próximas da parede o autor sugere usar DNS, pois as dinâmicas dos modelos de escala de submalha (*dynamics subgrid scale models*) são adequados para regiões longe da parede. E depois as condições inicial e de contorno não são claras. Apesar disso, se existir capacidade computacional, o autor sugere usar os modelos DNS e VLES.

2.3 Etapas de Projeto de uma Turbomáquina

Asuaje et al. (2004) e Sloteman et al. (2001) resumiram os métodos de projeto e de análise de uma turbomáquina. Apesar do objetivo do trabalho desses grupos ser bomba centrífuga, ela também é válida para um compressor centrífugo. A metodologia de projeto de uma turbomáquina pode ser subdividida em três principais grupos, a saber:

- Métodos experimentais: os projetistas e fabricantes têm uma quantidade bastante grande de dados experimentais e correlações empíricas, levantados em diversos desenvolvimentos de protótipos, usados em projeto e simulações de desempenho. Apesar do seu custo alto, este método ainda é frequentemente usado.
- Modelos de escoamento *quasi* 3D: Este método é baseado na hipótese da existência de um número infinito de pás, o que permite considerar que o escoamento do fluido é axissimétrico na direção meridional.
- Método fluidodinâmico computacional (CFD): resolução integral das equações de Navier-Stokes tridimensional.

Já Molinari e Dawes (2006) fazem um interessante histórico do desenvolvimento de projeto de turbomáquinas, principalmente das turbinas a gás. Eles relatam os procedimentos desde os primórdios, quando havia séria limitação de fabricação dos componentes das máquinas, afetando o desempenho final das mesmas, passando depois pelo uso intensivo do túnel de vento para efetuar as melhorias aerodinâmicas, num processo de tentativa e erro, pois não existiam correlações matemáticas e paramétricas para se ter um melhor controle de determinados parâmetros que têm influência direta no desempenho da máquina, chegando finalmente às metodologias usadas na atualidade, como as análises uni, bi e tridimensional. As modernas e sofisticadas ferramentas computacionais podem ser usadas para modelar um escoamento tridimensional e em regime transiente de um fluido que passa por múltiplos estágios de uma máquina, ajudando o projetista a visualizar os efeitos de viscosidade, compressibilidade e os choques que ocorrem ao longo dos diversos componentes

da máquina.

Molinari e Dawes (2006) citam ainda outros autores, como Giles (1998) e Gallimore (1999), que definem os diversos estágios do projeto de uma turbomáquina. Todos incluem a importância do projeto preliminar, que é baseado nas correlações básicas e resolução dos triângulos de velocidade da linha média do fluido. È nessa fase que a maioria das decisões são tomadas e que afetam o projeto como um todo.

As fases posteriores de projeto, segundo esses autores, são as seguintes:

- Projeto através da análise do escoamento ao longo da máquina (*throughflow design*): determina as dimensões radiais da máquina, na qual é feita uma análise axissimétrica da linha média de corrente, entre o eixo (ou o *hub*) e a região periférica (*tip*);
- Otimização bidimensional da pá;
- Refinamento do projeto através do uso do CFD. Devido a sua complexidade, tempo de processamento e custo, o seu uso só deve ser usado para efetuar melhorias no desempenho da turbomáquina (aumento da eficiência, aumento da pressão, aumento da vazão, etc.) a um custo compatível e num tempo de resposta suficiente rápido para aumentar a competitividade da indústria.

Segundo Molinari e Dawes (2006), a análise preliminar é particularmente importante porque é nesse estágio que o projeto conceitual é iniciado. O projeto preliminar é baseado em correlações que permitem efetuar os cálculos rapidamente para determinar os parâmetros geométricos e operacionais do compressor, podendo ser usado inclusive para avaliar projetos inovadores. Essa fase de projeto deve estar intimamente ligada aos programas de CFD que levam em conta os efeitos complexos tridimensionais.

Ismail et al. (1998) apresentam um projeto completo de um pequeno compressor radial usando apenas as correlações unidimensionais, comprovando a análise de Molinari e Dawes (2006). Os autores mostram a influência de determinados parâmetros, tais como a razão de pressão, rotação ou potência final na geometria do impelidor e no desempenho do compressor, principalmente a eficiência politrópica.

Ao final, os autores mostram uma tabela com impelidores com geometria diferentes e o desempenho calculado do compressor.

Molinari e Dawes (2006) acabam concluindo que as correlações unidimensionais têm o potencial de gerar soluções rápidas mas não inovadoras, enquanto que as ferramentas tridimensionais são muito sofisticadas, mas lentas, e ainda estão em desenvolvimento. Eles sugerem que novos desenvolvimentos usando os algoritmos bi e tridimensionais devem ser usados como retro-alimentadores do projeto preliminar.

Eles ainda sugerem o desenvolvimento de novos modelos de ordem reduzida, que devem ser baseados em correlações existentes, mas melhoradas através do uso de técnicas computacionais complexas. Nesse contexto, os processos de otimização do projeto de uma turbomáquina não devem ser baseados em CFD, pois consomem muito tempo, e só devem usar os modelos de ordem reduzidas quando esses forem confiáveis. O CFD só deverá ser usado no desenvolvimento de novas geometrias.

Por sua vez, Japikse (1996) classifica os métodos utilizados para projeto e desenvolvimento de compressores centrífugos em três diferentes níveis, a saber: (i) métodos de projeto baseados nos conceitos de análise dimensional e similaridade, (ii) métodos que empregam as características individuais dos componentes de um compressor centrífugo (rotor, difusor, etc.) e, a partir das mesmas, tentam combinar tais componentes, visando ao desenvolvimento de um novo modelo, (iii) modelos detalhados, com base nos princípios da dinâmica dos gases.

O método de projeto baseado em conceito de análise dimensional e similaridade significa que o desenvolvimento de um novo compressor é efetuado a partir de um modelo existente, cujo desempenho já tenha sido comprovado previamente em bancadas de teste (primeiro desenvolvimento) e no campo, nas instalações dos usuários. A maioria dos grandes fabricantes de compressores utiliza este método, oferecendo ao mercado uma família de compressores geométrica e dinamicamente semelhantes. São utilizadas as correlações de semelhança geométrica (fator de escala) e dinâmica.

O segundo método de projeto é aplicado em situações nas quais as condições de operação são bem mais severas para os modelos existentes, necessitando efetuar um novo desenvolvimento. As características dos componentes são normalmente determinadas a partir de correlações obtidas em bancadas experimentais, o que envolve

a determinação de um conjunto adequado de parâmetros adimensionais, incluindo todos aqueles geométricos e aerodinâmicos essenciais. Cabe ressaltar que das leis de similaridade das turbomáquinas, para uma dada geometria, o estabelecimento de dois parâmetros adimensionais da dinâmica dos gases permite a determinação de todos os outros, exceto os efeitos do número de Reynolds. Se os diagramas de desempenho, ou correlações, dos componentes estão disponíveis, pode-se obter um projeto bastante preciso.

O terceiro método de desenvolvimento e de projeto, baseado no princípio da dinâmica dos gases, é usado quando os requisitos de desempenho de um novo projeto estão além daqueles previamente obtidos pelos modelos existentes, ou quando o equipamento existente será utilizado em condições diferentes das quais se conhecem as características de eficiência.

Segundo Japikse (1996) , o primeiro passo no projeto e desenvolvimento de compressores utilizando métodos avançados (terceiro nível) é a otimização das propriedades ao longo da “linha média” (cálculo unidimensional), com vistas à determinação dos triângulos de velocidade unidimensionais em cada seção, sendo que estas são estabelecidas na entrada e saída de todos os componentes (pás guias, entrada do impelidor, saída do impelidor, entrada do difusor, saída do difusor, etc). Em cada seção devem ser aplicados os princípios de conservação (da massa, da quantidade de movimento e da energia), para determinação dos parâmetros envolvidos, com base ainda em estimativas de coeficientes de difusão e perdas.

Depois que a “linha média” está otimizada, deve-se especificar a geometria completa de todos os componentes. Por exemplo, no impelidor deve-se determinar o diâmetro do *shroud* e do *hub* na entrada do impelidor, diâmetro externo do impelidor, número de pás, ângulos de entrada e de saída das pás do impelidor. Também deve-se determinar a rotação de projeto da máquina. Em seguida, deve ser efetuada uma análise tridimensional do escoamento através do compressor, utilizando-se códigos computacionais quase-tridimensionais (*quasi 3D*) para escoamentos invíscidos ou, preferencialmente, códigos tridimensionais (fluidodinâmica computacional) para escoamentos viscosos.

O projeto do compressor é finalizado quando, a partir do projeto aerodinâmico,

fazer o projeto e otimização do projeto mecânico e rotodinâmico. Essas atividades estão além do escopo deste trabalho.

Existe ainda um sistema de equações de resolução menos complexa que as de CFD, a ser mostrada no Capítulo de Projeto Unidimensional, que permite uma boa estimativa do desempenho de compressores centrífugos.

Xu (2007) mostra as diversas etapas do projeto de um compressor centrífugo, desde o projeto preliminar aerodinâmico até o projeto em outras disciplinas, como o mecânico, rotodinâmico, e dos mancais. O primeiro passo do projeto aerodinâmico é determinar a rotação da máquina. Ele recomenda o uso das cartas de Balje (1981), que relaciona a máxima eficiência com a velocidade específica Ns . Apesar dessa ferramenta não ser muito precisa, ela é importante para estimar inicialmente a geometria do impelidor, informação necessária para os projetos de outras disciplinas. Já Came e Robinson (1999) recomendam o uso do gráfico de Rodgers (1992), que relaciona a velocidade específica para diferentes razões de pressão e número de Mach na entrada do impelidor.

O projetista aerodinâmico pode estimar o diâmetro do impelidor baseado na vazão de gás requerida, na razão de pressão e na rotação do rotor. Após esse passo, Xu (2007) recomenda a determinação do número de pás do impelidor na entrada e na saída. Ele mostra que existe uma correlação direta entre razão de pressão e número de pás, conforme pode ser visto na figura 2.1. Vale a pena observar que o número de pás na saída do impelidor pode ser diferente do da entrada caso haja *splitters*, como mostrado na figura 2.2. *Splitters* são pás montadas na saída do canal do impelidor e têm como função a diminuição das perdas por turbulência.

Em seguida é necessário determinar os ângulos de entrada e de saída das pás do impelidor bem como o diâmetro do *hub* e do *shroud* na entrada do impelidor. Existem diversas publicações que mostram em detalhe este assunto, podendo-se destacar Whitfield e Baines (1990), Dixon (1978) Cohen et al. (1972) e outros.

Xu (2007) mostra ainda que, para um bom projeto aerodinâmico do impelidor deve se estabelecer uma razoável razão de difusão no seu interior, que pode ser representada pela razão de velocidade, pelo fator de difusão e pela razão do número de Mach relativo. O número de Mach relativo é calculado a partir da velocidade

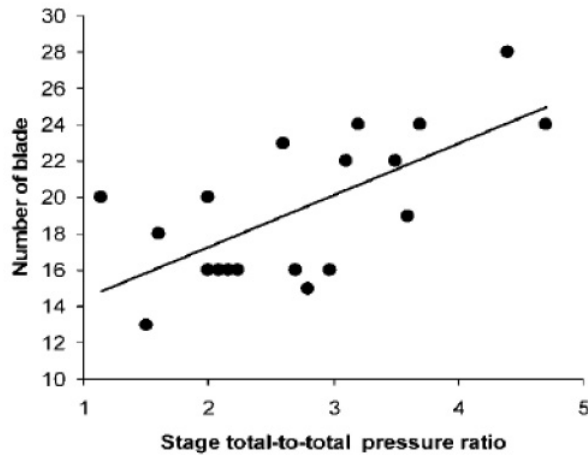


Figura 2.1: Número recomendado de pás sem *splitter*

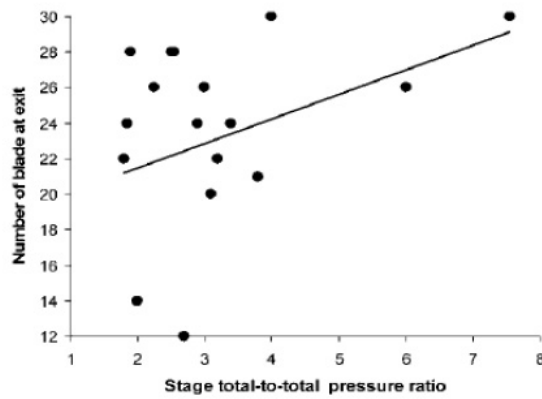


Figura 2.2: Número recomendado de pás com *splitter*

relativa do gás. A razão do número de Mach relativo M_{r2} é a relação entre o número de Mach relativo na entrada do impelidor pelo número de Mach médio na saída. A experiência mostra que M_{r2} deve se situar entre 1,15 e 1,4.

2.4 Experiência de Fabricantes

Oldrich (2006) mostra o procedimento de projeto do fabricante de compressores tcheco CKD Nove Energo, tanto para máquinas de projeto antigo como para os novos projetos. Conforme descrito em outros artigos, principalmente o de Xu (2007), o primeiro passo para o projeto de um compressor é o projeto termo e aerodinâmico, na qual são determinados alguns parâmetros operacionais da máquina, como a rotação,

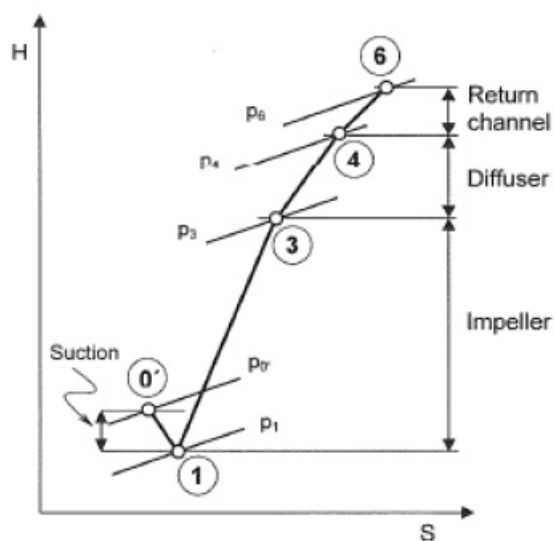


Figura 2.3: Aumento da entalpia num compressor

e a geometria do impelidor, como o diâmetro, os ângulos de entrada e de saída das pás, a largura na saída do impelidor, o perfil aerodinâmico da pá, etc. O objetivo do projeto do compressor é atender as condições operacionais especificadas pelo usuário.

Ele mostra que o maior ganho de pressão estática ocorre no impelidor, conforme pode ser visto na figura 2.3. Por isso é o componente mais importante do compressor e a sua qualidade afeta o desempenho da máquina como um todo.

O autor informa que, assim como outros fabricantes, um compressor é projetado baseado em similaridade aerodinâmica. Essa forma de projeto consiste no teste de novos projetos de impelidores de compressores para a avaliação do seu desempenho e para o levantamento dos números adimensionais. Os testes possibilitam medir as variáveis dimensionais, tais como pressões, temperaturas e vazões, que são plotadas em gráficos de desempenho. Esses dados levantados nos testes são convertidos em parâmetros adimensionais para o levantamento das curvas de desempenho adimensionais que podem ser usadas em projetos de compressores de similaridade aerodinâmica.

A hipótese básica da similaridade aerodinâmica é a similaridade do triângulo

de velocidade, que será vista no capítulo 3.

A próxima condição é a equivalência dos números de Mach da velocidade periférica do impelidor:

$$M_2 = \frac{U_2}{a_0} \quad (2.3)$$

na qual U_2 é a velocidade periférica do impelidor e a_0 é a velocidade do som na entrada do impelidor. Outros parâmetros adimensionais importantes para a avaliação do desempenho de um impelidor são os seguintes: coeficiente de vazão na entrada e na saída do impelidor (ϕ), coeficiente de *head* (ψ), coeficiente de trabalho (λ), eficiência (η). Todos esses parâmetros serão vistos em detalhes no capítulo 3. Esses parâmetros permitem o levantamento das curvas de desempenho de uma máquina.

Segundo Oldrich (2006), o uso de ferramentas mais sofisticadas, como o CFD, só são usadas em otimização de projetos novos. Os resultados da modelagem numérica são usados em algo que o autor classifica como sala de teste virtual. Somente alguns tipos de impelidores é que vão para a bancada de teste. Após a finalização do novo projeto, novas curvas adimensionais são levantadas e incorporadas no banco de dados do fabricante. Vale a pena ressaltar que esse procedimento está em conformidade com a análise feita por Molinari e Dawes (2006).

Para relatar a experiência da ALSTOM, Vassiliev et al. (2005) descrevem os modelos de CFD usados por esse fabricante no projeto turbomáquinas, particularizando para turbinas a gás. Segundo os autores, até 1980 os modelos de CFD não eram usados pela indústria em geral. O trabalho apresentado sumariza a experiência acumulada pela ALSTOM nos últimos anos no uso dessa ferramenta computacional. Os seguintes tópicos foram apresentados:

- Validação do modelo numérico. Os diversos modelos de turbulência importantes para projetos de turbinas a gás são apresentados e a escolha dentre as diversas opções é discutida. Em geral, o escoamento secundário, como as perdas e a sangria no compressor para refrigeração das palhetas da turbina não são considerados na modelagem, uma vez que a influência no desempenho final é desprezível. Esses escoamentos são importantes somente na simulação com transferência de calor. Os resultados numéricos são comparados com os resultados experimentais, quando disponíveis.

- Automação do cálculo numérico. A malha escolhida desempenha um papel crucial nos resultados da modelagem, e em muitos casos é necessário criar uma malha não estruturada para aquela simulação específica. Mas os autores mostram casos em que é possível automatizar a geração da malha.
- Exemplos de aplicação.

Os autores utilizaram o software FLUENT para resolver os problemas relativos ao escoamento de um fluido em regime turbulento. Para escolher o modelo turbulento mais apropriado, os autores subdividem o escoamento em três tipos básicos: Camada limite em uma placa plana, difusores axissimétricos (*axisymmetric*) e jatos axissimétricos (*axisymmetric*). Esses escoamentos básicos permitem verificar a acurácia dos modelos em áreas importantes, como camada limite próxima a parede, zonas de separação (*diffusers*) e camadas cisalhantes (*shear layers*).

As simulações numéricas usando o software desenvolvido pelo Fluent para os tipos básicos de escoamento, conforme mostrado acima, foram realizados com modelos numéricos em 2D. Para todos os casos, a topologia da malha escolhida foi a do tipo H e a condição de não deslizamento na parede foi usada. As funções de parede não foram usadas para esses casos pois teria pouca precisão, especialmente para fluidos separados, por isso o tamanho da célula próxima a parede satisfaz a seguinte regra: $y^+ < 2,5$.

Em todos os casos simulados, foi usada pressão estática constante na saída e as mesmas condições de contorno foram usadas para contorno livre para os casos de escoamento em placa plana e em jato. Em todos os casos, as condições de contorno na entrada foram usadas através da formulação de Velocidade de entrada do Fluent. O escoamento na entrada foi considerado uniforme com fina camada limite próxima a parede. Foi dado também uma formulação para o perfil da velocidade na entrada.

Os modelos de turbulência usados foram os seguintes:

- Modelo $k-\varepsilon$ padrão
- Modelo RNG $k-\varepsilon$
- Modelo Spalart-Allmaras (SA)

- Realizable $k-\varepsilon$ (R $k-\varepsilon$)

Para o caso de camada limite em uma placa plana, o autor comparou os resultados dos modelos numéricos com o resultado analítico (correlações empíricas). Os modelos $k-\varepsilon$ padrão, RNG $k-\varepsilon$ e SA tiveram resultados bem próximos aos das correlações empíricas para o atrito na parede. Mas o modelo RNG $k-\varepsilon$ teve a vantagem de fornecer resultados melhores para transferência de calor (Número de Nusselt), especialmente para número de Reynolds moderados.

Para o caso de difusores axissimétricos (*axisymmetric*), foram comparados os resultados com os modelos de turbulência com os dados experimentais. Os melhores resultados foram obtidos com o modelo SA e, principalmente, Realizable $k-\varepsilon$ (R $k-\varepsilon$). Como esse modelo não é universal, ele não pode ser uma alternativa ao modelo RNG $k-\varepsilon$, somente para o caso dos difusores. O autor informa que o modelo RNG $k-\varepsilon$ oferece mais vantagens que o modelo $k-\varepsilon$ padrão.

Para o caso dos jatos axissimétricos (*axisymmetric*), o objetivo é verificar a precisão das simulações para camadas cisalhantes (*shear layers*) e para a taxa de decaimento do jato. O domínio inclui o bocal de injeção e, dessa forma, permite o cálculo do escoamento na saída do bocal. Foram feitas análises para escoamentos subsônicos e supersônicos. Todos os cálculos foram feitos com baixo nível de turbulência na entrada do bocal.

Para o caso subsônico os modelos SA e RNG $k-\varepsilon$ forneceram resultados bem melhores do que os demais modelos. Para o caso supersônico o modelo RNG $k-\varepsilon$ é o que se obtém os melhores resultados, seguido pelo SA, que superestima o decaimento da velocidade.

Ao final, o autor recomenda o uso do modelo RNG $k-\varepsilon$ que é o que fornece os melhores resultados, incluindo os casos com transferência de calor. Por isso é o mais recomendado para simulação de escoamentos entre componentes estruturais (entre componentes estacionários e rotativos), onde as camadas cisalhantes (*shear layers*) e a transferência de calor são os fatores chaves.

O autor ainda fez uma análise para validar cálculos em geometrias 3D, onde foram simulados dois elementos típicos em turbomáquinas: transferência de ar entre o estator e rotor e a saída do difusor. Apesar do autor não ter entrado em detalhe

quanto ao tipo de modelo de turbulência usado para escoamento em 3D (provavelmente o mesmo do caso em 2D) ele chegou à conclusão que os resultados simulados pelo CFD para escoamento 3D estão bem próximos aos dados experimentais levantados, incluindo camadas cisalhantes, zonas de separação e recirculação e a interação entre os componentes estacionários e rotativos.

Vassiliev et al. (2005) fazem uma análise da importância da geração da malha para auxiliar nos bons resultados das simulações do CFD.

Os autores informam que usaram o *software* comercial conhecido como CENTAUR para geração de malhas. Tradicionalmente, a geração de malhas deve ser estruturada, geralmente composta por células hexaedras, ou não estruturadas, geralmente composta por células tetraedras. Existem vantagens e desvantagens para cada uma dessas estratégias, e depende da particularidade do problema. O *software* Centaur aplica ambas técnicas, conhecida como estratégia de geração híbrida (prismática/hexaedra ou piramidal/tetraedra). As células prismáticas/hexaedra são usadas em regiões de alto gradiente, como a próxima a parede, e as células tetraedras são usadas nas demais regiões, sendo a piramidal usada em regiões de transição entre prismas/hexaedra ou tetraedra. Existem diversas vantagens, como por exemplo, as células prismáticas reduzem o tamanho de memória do computador e o tempo computacional, o uso de malha hexaedra preenche malhas de geometria extremamente complexa e a flexibilidade de geração de malha híbrida facilita a automação de geração de malha.

A malha gerada pelo *software* Centaur é feita a partir de um modelo sólido gerado por CAD e escrito no formato IGES. A geração de malha pode ser feita manualmente ou automaticamente, na qual é necessário especificações adicionais na condição de contorno. Isso pode ser feito manualmente usando GUI, ou automaticamente. Ao final, o autor sugere a execução de uma subrotina com os seguintes passos:

- Geração de modelo CAD (Gambit)
- Geração da malha (Centaur)
- Pré-processamento das condições de contorno e *solver settings* (código próprio)

- Simulação do escoamento (Fluent)
- Monitoramento da convergência (código próprio)

2.5 Modelagem Numérica em Turbomáquina

Na modelagem numérica do trabalho desenvolvido por Asuaje et al. (2004), as condições de contorno usadas foram a pressão total e a direção do fluido imposta na entrada e a vazão mássica imposta na saída. Também foram impostos as paredes fixas e as condições de periodicidade. As entradas e saídas foram definidas a uma distância suficientemente grande para negligenciar as suas influências nas condições de trabalho.

Choi e Kang (1999) assumiram que na entrada do impelidor o fluido é uniforme e axial. A energia cinética é uniformemente distribuída com uma intensidade de 10%. As velocidades absolutas nas paredes do *shroud* e do difusor são iguais a zero e as velocidades relativas nas pás e no *hub* também são iguais a zero. Uma função de parede foi usada nas condições de contorno do modelo de turbulência e uma condição adiabática foi imposta nas paredes sólidas. Também foi usada uma condição periódica a montante e a jusante do impelidor.

2.5.1 Modelo de turbulência

Apesar de ter sido um trabalho desenvolvido especificamente para bombas, o resultado da validação do modelo de turbulência pode ser estendido para compressores no trabalho de Asuaje et al. (2004). Ele informa que os modelos de turbulência tradicionais, como $k-\omega$, $k-\varepsilon$, deram bons resultados e foi usado o modelo $k-\omega$ -SST. Os resultados mostraram-se bem próximos aos cálculos efetuados no método quasi 3D. Os autores usaram o *software* CFX para a obtenção dos resultados da modelagem numérica.

Já Choi e Kang (1999) usaram o modelo de turbulência de duas equações $k-\varepsilon$ para resolver as equações de Navier-Stokes tridimensionalmente, a discretização usou o método de volumes finitos. A modelagem usou o método de correção de

pressão para um sistema de referência rotativo.

2.5.2 Validação do modelo de turbulência

A grande vantagem em se fazer uma modelagem numérica é evitar ou diminuir a necessidade de construção de protótipos toda vez que se for fazer um novo desenvolvimento ou executar melhorias qualquer que seja o equipamento, estático ou dinâmico, com ou sem reações químicas ou transformações físicas. Mas para se confiar no modelo numérico a ser empregado, é necessário que seja feita uma validação prévia comparando os resultados da modelagem com os perfis dos parâmetros termodinâmicos que caracterizam o equipamento que se pretende modelar, que devem ser levantados experimentalmente. Isso só pode ser feito em equipamentos existentes.

Choi e Kang (1999) aproveitaram as informações existentes sobre o levantamento experimental dos perfis de velocidade em um impelidor levantados por Eckardt em 1980. Os dados da geometria foram obtidos a partir do trabalho de Schuster e Schmidt-Eisenlohr (1980), que fizeram também uma modelagem em quasi 3D. A rotação do compressor é de 14.000 rpm, a vazão mássica é de 4,54 kg/s, pressão de sucção atmosférica (101,3 kPa) e temperatura de sucção de 288,1 K. O impelidor tem 20 pás que têm um ângulo de saída de 30°.

O domínio do fluido foi pá - pá e *hub - shroud*. A topologia da malha foi do tipo H, com números diferentes de pontos na região pá - pá, *hub - shroud* e na linha de corrente do fluido ao longo do impelidor (*streamwise*). A convergência foi obtida após 1500 interações.

A modelagem permitiu a obtenção dos dados de desempenho do impelidor tais como razão de pressão, razão de temperatura e eficiência isoentrópica, que foram comparados com o impelidor de Eckardt. Além disso, foi possível obter o campo de pressão estática calculada na região de *shroud*, e o campo de velocidade, mostrado na região do indutor axial localizado a montante do impelidor, região no impelidor, na qual a direção muda de axial para radial, e a região próxima a saída do impelidor. Todos esses resultados foram comparados com os levantados por Eckardt (1980) e os cálculos feitos por Schuster e Schmidt-Eisenlohr (1980) usando o método *quasi-3D*, mostrando uma grande precisão nos mesmos.

Outros resultados apresentados no artigo são a formação da região jato-esteira no interior do impelidor, o fator de escorregamento e a geração de entropia.

Choi e Kang (1999) mostram como a rotação e a curvatura das pás contribuem para a formação e o movimento do fluxo jato-esteira no interior do impelidor. Vórtices da linha de corrente e fluxos secundários se desenvolvem quando a camada limite ou a tensão de cisalhamento (*shear layer*) são sujeitas às forças de Coriolis e centrífugas.

A curvatura da pá do impelidor induz que haja um fluxo secundário na região do indutor, enquanto que a rotação induz a ocorrência do fluxo secundário a jusante do impelidor.

Japikse (1985) propôs um modelo de previsão de desempenho e de projeto de um impelidor de um compressor centrífugo, conhecido como modelo de jato-esteira. A idéia básica é dividir a saída do impelidor em zonas de jato e de esteira. As seguintes hipóteses são assumidas:

- O fluxo na região de jato é isoentrópico;
- Todas as perdas não isoentrópicas são assumidas no fluxo que ocorre na região de esteira. O fluxo deixa o impelidor congruente à pá;
- A fração da taxa de massa na região de esteira é aproximadamente de 15% a 25%.

Rohne e Banzhaf (1991) modificaram o modelo clássico jato-esteira baseados em dados medidos experimentalmente. Eles chegaram à conclusão que o jato não é isoentrópico, pois apresenta perdas, que são muito inferiores às da esteira. Deve-se acrescentar uma eficiência politrópica. Também constataram que a região de esteira não é congruente à pá do impelidor.

A fronteira entre as duas zonas jato e esteira não existe fisicamente. O modelo indica apenas que existe um fluxo principal isoentrópico e que toda a não-isoentropia é concentrada nos fluxos secundários. No entanto, Rohne e Banzhaf (1991) definiram que a zona de esteira é o local onde a componente meridional da velocidade é menor do que 90% do valor médio global.

Os resultados de Choi e Kang (1999) mostram no interior do impelidor onde ocorre a região de alta entropia relativa para diversas condições operacionais (desde próximo do *stall*, quando ocorre o deslocamento de camada limite até o *choke*), caracterizando como sendo a região de esteira. Segundo os autores, essa região ocorre no lado de sucção da pá do impelidor para a condição operacional próxima ao *stall* e acima da junção do *shroud* e do lado de sucção da pá da palheta para as condições de projeto e de *choke*.

2.6 Levantamento do Desempenho de Turbomáquinas

Roberts (2005) fizeram um interessante trabalho na qual mostram a influência de certos parâmetros, tais como o coeficiente isoentrópico do gás, no desempenho do compressor de uma turbina a gás. O objetivo é atrelar a análise do desempenho de um compressor através do uso das equações adimensionais e do CFD, validados em uma bancada de teste, com as diversas investigações tecnológicas que buscam encontrar uma solução para a mitigação das emissões dos gases de efeito estufa nas plantas de geração de energia.

Uma rota tecnológica é a possibilidade de se usar o CO₂ como fluido de trabalho nas turbinas a gás. Esse gás poderia ser recirculado da exaustão para a admissão da turbina, sendo necessário ser resfriado em um trocador de calor, uma vez que a eficiência da turbina é diretamente afetada pela temperatura de admissão do gás. Um combustível fóssil já tratado (limpo) e o oxigênio seriam injetados diretamente na câmara de combustão, uma vez que o CO₂ não é comburente. Os produtos da combustão seriam o vapor d'água, que poderia ser condensado e removido, e o próprio CO₂. O excesso desse gás seria extraído do circuito para ser disposto de forma segura, como por exemplo, injeção em rochas subterrâneas, evitando assim a sua emissão para a atmosfera, ou ser usado industrialmente.

Os autores mostram que, para um gás ideal, o desempenho de uma turbomáquina é função de quatro parâmetros adimensionais, a saber: parâmetros adimensionais de vazão (θ) e de rotação (ou número de Mach M), número de Reynolds e a razão de calor específico (c_p). A razão de pressão também é um parâmetro adi-

mensional que é usado para nos mapas de desempenho de compressores centrífugos e é função desses quatro parâmetros adimensionais mostrados acima.

A influência do número de Reynolds é razoavelmente bem compreendida e existem correções padronizadas para previsão do desempenho de uma turbomáquina quando há alteração desse parâmetro. Mas existem poucos estudos sobre a influência da razão de pressão no comportamento aerodinâmico do compressor da turbina. O uso de diferentes fluidos de trabalho em uma mesma turbina a gás não necessariamente irá resultar na mesma razão de pressão e na mesma eficiência.

Os autores montaram um aparato experimental para levantar a influência de diferentes fluidos de trabalho no desempenho do compressor de uma turbina e comparam os resultados obtidos com a modelagem feita em CFD desse mesmo compressor. O aparato consistiu na construção de um circuito fechado somente para um pequeno compressor, de forma a permitir que pudesse operar com um único fluido de trabalho. O compressor é acionado pela turbina original para a qual ele foi projetado para operar. Para que isso fosse possível, foi necessário injetar ar comprimido a 8 bar diretamente na turbina para que pudesse realizar trabalho. O circuito fechado foi montado em conformidade com o código ASME PTC (Power Test Code) -10 que é usado para teste de desempenho de compressores dinâmicos e que é seguido pelos grandes fabricantes internacionais desse tipo de turbomáquina.

O método do ASME PTC-10 foi modificado para que se pudesse prever aproximadamente a razão de pressão que resultaria para um compressor operando no mesmo parâmetro adimensional de rotação usando diferentes fluidos de trabalho. A principal hipótese é que não haverá nenhuma alteração no expoente isoentrópico.

Três abordagens foram feitas neste estudo. A primeira, o desempenho de um pequeno compressor foi medido no aparato experimental mostrado acima para três fluidos de trabalho diferentes: ar, cujo coeficiente isoentrópico é $\gamma=1,4$, CO_2 , cujo $\gamma=1,29$ e argônio, cujo $\gamma=1,67$. A segunda, foi usado um software CFD para calcular o desempenho desse mesmo compressor operando com os mesmos fluidos de trabalho considerando um número de Reynolds constante, o que não foi possível durante os experimentos. O cálculo computacional permitiu determinar qual vazão mássica no *choke*, pois isso não foi possível levantar durante os experimentos. A terceira abor-

dagem foi uma tentativa de explicar as diferenças encontradas entre os resultados na bancada de teste e os cálculos computacionais, através de uma formulação simples baseada principalmente em escoamento unidimensional e o coeficiente isoentrópico.

Os resultados dos trabalhos tanto experimental como computacional mostraram que o coeficiente isoentrópico γ é um critério importante no desempenho de um compressor centrífugo. Para o compressor, em particular, a relação de pressão, o *choke* e a eficiência isoentrópica foram significativamente afetados pelas mudanças de γ .

Esse artigo mostra na prática a influência de parâmetros termodinâmicos em um compressor. Caso o projetista tenha dados paramétricos confiáveis, não será necessário o uso de ferramentas computacionais especiais para a realização de análises prévias ou até mesmo para novos projetos. No Brasil, como não se dispõe desse conhecimento, essas ferramentas serão extremamente úteis para a ampliação do conhecimentos dos fenômenos que ocorrem no interior de uma turbomáquina.

Benini e Toffolo (2003a) publicaram três artigos que tratam da modelagem em CFD de um compressor de uma microturbina, comparação com dados levantados em bancadas experimentais, avaliação do comportamento do fluido na região de transição entre o impelidor e o difusor e, por fim, a proposição de alterações na geometria no difusor para diminuir as perdas que ocorrem nesse componente.

Benini e Toffolo (2003a) mostram o levantamento do desempenho de uma microturbina fabricada pela Solar Titan T-62-T32 em uma bancada de teste e a comparação dos resultados experimentais com os obtidos por uma modelagem em CFD usando o *software* comercializado pela Fluent.

A turbina consiste em um estágio de um compressor centrífugo montado *back-to-back* com um estágio de uma turbina radial. Os principais dados de desempenho dessa turbina no ponto de projeto são os seguintes:

- Potência: 100 kW
- Rotação: 60.000 rpm
- Razão de pressão no compressor: 3,5
- Vazão mássica: 1 kg/s

- Temperatura de entrada na turbina (após a combustão): 788 °C
- Temperatura de exaustão: 560 °C

A montagem da bancada de teste seguiu as normas ASME PTC-10 e também da UNI EN ISO 5167, incluindo a precisão dos instrumentos. Para se conseguir medir a vazão mássica na admissão do compressor, foi instalado um tubo com um trecho reto de dimensão suficiente para evitar a perturbação do escoamento devido às curvas da tubulação, seguindo a orientação dessas normas. A vazão mássica foi determinada através da medição da sua velocidade, obtida por meio de um tubo de Pitot instalado no trecho reto do duto e também pela determinação da massa específica. Além disso, foi possível instalar sensores de pressão estática, pressão total e temperatura total no duto de entrada do compressor, saída do impelidor e saída do difusor.

Na modelagem do escoamento do fluido em CFD o autor usou o *software* Fluent 5.4. O modelo de turbulência escolhido foi RANS: equações de Navier-Stoke de média de Reynolds para regime permanente. Foi escolhida a malha estruturada do tipo H. O autor considerou que não havia folga entre o impelidor e a carcaça, desprezando a pequena recirculação interna na máquina.

No geral, as curvas características obtidas experimentalmente e pela modelagem em CFD foram bem próximas entre si. As maiores diferenças dos resultados obtidos pelo CFD foram os seguintes: (i) maior razão de pressão nas rotações mais baixas, (ii) menor vazão mássica na região próxima ao *Choke*. A explicação dada pelo autor é que o modelo não considerou que houvesse folga entre o impelidor e a carcaça.

O objetivo da segunda parte do trabalho de Benini e Toffolo (2003b) é a análise da interação da descarga do impelidor com o difusor do compressor. Foram feitas duas abordagens nessa simulação. A primeira foi baseada numa solução completamente acoplada e transiente para o campo do fluido, enquanto a outra se considerou condições de contorno médias no espaço e no tempo na interface entre o impelidor e o difusor na qual as soluções não acopladas e permanentes foram obtidas.

Para a modelagem em CFD, foi usado o *software* Fluent. O modelo de tur-

bulência escolhido foi o de Spalart-Allmaras empregando as equações de fluido instável em 3-D do modelo RANS.

O número de pás no impelidor é diferente ao do difusor, não sendo nem múltiplos entre si, dificultando assim a simulação. Para contornar isso, foi necessário alterar o número de pás de um desses dois componentes para um número múltiplo do outro componente de forma a se conseguir um domínio periódico, conseguindo-se assim uma redução drástica do campo do fluido a ser analisado, pois consegue-se criar uma malha bem menor, diminuindo dessa forma o tempo computacional. Segundo os autores, o resultado da solução não permanente não será muito afetada se essa alteração não for significativa, trazendo assim benefícios devido ao menor tempo na simulação. A maior preocupação é desenvolver um modelo (ou metodologia) robusto para essa região.

Foi feita uma avaliação da pressão total e do número de Mach total na região de transição entre o impelidor e o difusor, chegando-se a conclusão que existem flutuações dessas duas propriedades pois estas sofrem grande influência da posição do impelidor em relação ao difusor. Os gráficos do artigo mostram, em compensação, que o escoamento no canal do difusor não é afetado por essas flutuações.

Uma importante conclusão que se chegou é que algumas características geométricas do difusor não estão em conformidade com o fluido que deixa o impelidor, resultando em um baixo desempenho desse componente. A proposta para a terceira parte do trabalho de Benini e Toffolo (2003a,b) é justamente otimizar a extremidade do difusor para melhorar a sua performance de forma a não ser muito afetado pelas flutuações na descarga do impelidor.

No compressor da turbina existem dois difusores, um radial, para aumentar a pressão após o fluido ganhar energia cinética no impelidor, e o segundo, instalado na direção axial, para diminuir o efeito rotacional antes da entrada do fluido na câmara de combustão. O objetivo do projeto de otimização é obter a máxima elevação de pressão estática possível após os difusores minimizarem a perda de carga. Portanto, as funções objetivos escolhidas são a maior pressão na descarga do difusor e a minimização das perdas de carga.

O autor usou o algoritmo genético de Pareto para a otimização e o mesmo

software CFD usado nos outros trabalhos. Os resultados experimentais não foram mostrados para validação da simulação.

2.7 Considerações Finais

Procurou-se mostrar neste capítulo as etapas de projeto de uma turbomáquina, nas quais é vantajoso realizar modelagens em CFD de turbomáquinas e diversas validações em bancadas de teste da metodologia da fluidodinâmica computacional ou das análises paramétricas.

Esta Revisão Bibliográfica foi fundamental para nortear a realização de diversas análises neste trabalho de mestrado, principalmente a influência do número de pás em função da razão de pressão bem como a escolha adequada dos modelos de turbulência e das condições de contorno.

Não foi possível mostrar o resultado de todos os artigos prospectados, teve-se que priorizar por aqueles mais pertinentes aos objetivos deste trabalho. Apesar desta Revisão Bibliográfica ser a mais abrangente possível, ela não é completa. Existem muitas informações disponíveis sobre esse assunto que podem enriquecer bastante qualquer trabalho sobre turbomáquinas.

Ao longo do texto, serão apontadas as análises realizadas que se basearam nesta Revisão Bibliográfica.

Capítulo 3

Fundamentos da Aerotermodinâmica de Compressores Centrífugos

3.1 Introdução

Compressor pode ser definido como um equipamento que transfere energia cinética e de pressão através de um órgão mecânico para um fluido compressível, que pode ser um gás puro ou uma mistura de gases.

Conforme a forma da energia ser transferida para o fluido, os compressores podem ser classificados em volumétricos ou em dinâmicos. Nos compressores volumétricos a energia de pressão é transferida diretamente do órgão mecânico para o fluido através da redução de volume ocupado pelo gás. Nessa categoria se encontram os compressores alternativos, os de diafragma, os de parafuso, os de engrenagem, os de palheta e diversos outros tipos. No compressor alternativo, por exemplo, a transferência de energia se dá através da movimentação do pistão.

Nos compressores dinâmicos, a transferência de energia do órgão mecânico para o fluido se dá tanto na forma de energia cinética como na de pressão. Em seguida a energia cinética é convertida em energia de pressão através dos difusores. Conforme a direção do fluido no interior do compressor, eles são ainda subdivididos em centrífugos, na qual a transferência de energia se dá com o fluido escoando na direção radial em relação ao eixo, e os axiais, na qual a direção do fluido se dá na direção axial. O interesse deste trabalho é estudar os compressores centrífugos. A

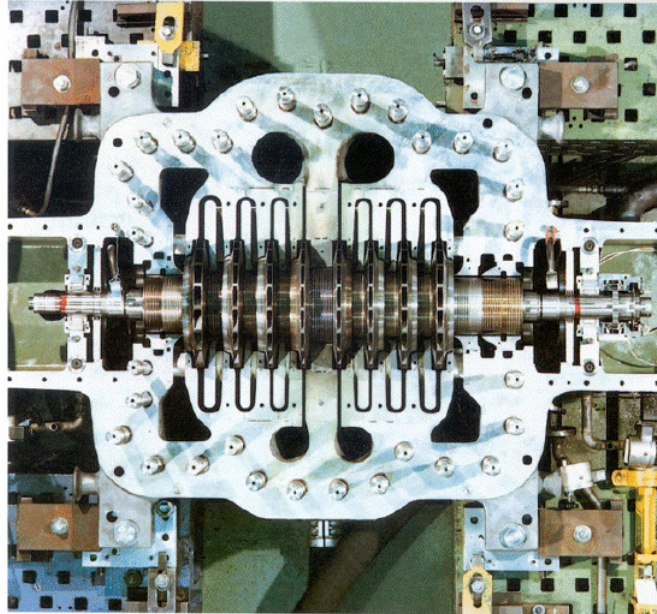


Figura 3.1: Vista superior do interior de um compressor centrífugo

figura 3.1 mostra o interior de um compressor centrífugo de múltiplos impelidores.

Todas as curvas características de um compressor dinâmico, podendo ser tanto axial como centrífugo, mostram duas zonas bastante características. Em baixa vazão ocorre o fenômeno de *surge*, quando a razão de pressão é tão alta e a vazão tão baixa que ocorre o deslocamento da camada limite, havendo o chamado “bombeamento” do compressor, ou seja, existe um refluxo do gás. Esse fenômeno pode destruir totalmente o compressor. Para altas vazões, a partir de um determinado ponto, a razão de pressão cai abruptamente juntamente com a eficiência. Esse fenômeno é conhecido como *choke* e ocorre quando o gás atinge a velocidade sônica. Nos itens mais adiante, quando for mostrada uma curva característica do compressor, esses fenômenos serão discutidos com um pouco mais de detalhe.

3.2 Compressores Centrífugos

Os compressores centrífugos são largamente usados na indústria em geral. São máquinas que operam com pressão de descarga máxima de 700 bar, vazão entre 50 a 2.800 m³/min nas condições reais de pressão e de temperatura na sucção e razão de pressão total de média para alta. É uma máquina intermediária entre as condições

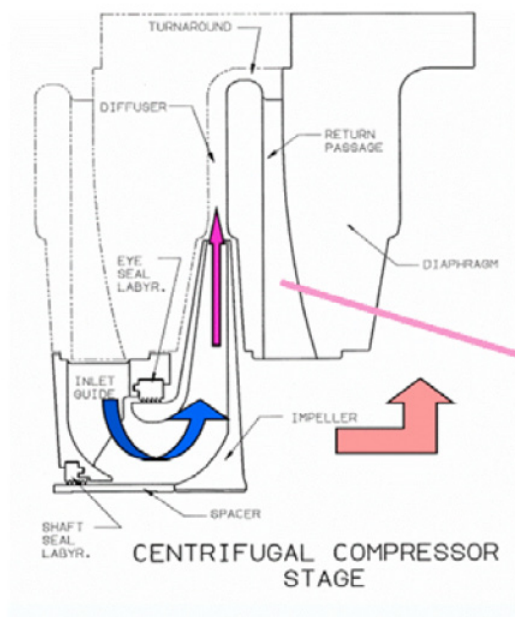


Figura 3.2: Escoamento do gás no interior de um compressor

de um compressor alternativo, cujas características são de pequena vazão e grande pressão de descarga, e os compressores axiais, que são máquinas para operarem com grandes vazões e baixa razão de pressão. Os compressores axiais têm uma eficiência superior em relação ao centrífugo.

Os compressores centrífugos têm como principais vantagens uma grande faixa de operação, requerem pouca manutenção, têm grande disponibilidade e a manutenção é relativamente simples devido a existência de poucos componentes. Suas principais desvantagens é a sua instabilidade para baixas vazões e eficiência moderada.

Os principais componentes de um compressor centrífugo são: eixo, impelidor, carcaça, difusor, selos, labirintos, diafragma, mancais, tambor de balanceamento. Além disso, existem alguns sistemas que auxiliam a operação da máquina, a saber: sistema de óleo, sistema anti-*surge*, sistema de partida, sistema de controle, sistema de intertravamento, etc. A figura 3.2 mostra o escoamento do gás no interior de um impelidor, enquanto a figura 3.3 mostra a localização de alguns componentes principais.

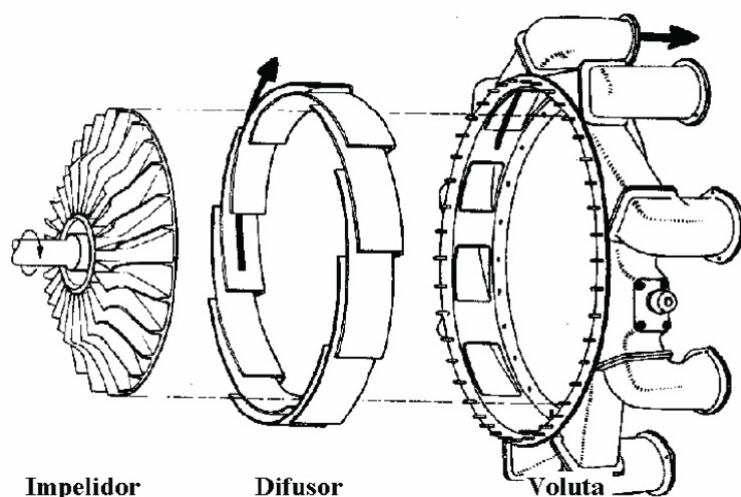


Figura 3.3: Principais componentes de um compressor

3.3 Fundamentos da Termodinâmica

Serão mostradas as correlações termodinâmicas básicas para um sistema de compressão. As principais hipóteses são que o processo é quasi-estático, ou seja, é lento o suficiente para que não ocorram as irreversibilidades e o processo termodinâmico é adiabático, ou seja, não há troca de calor e o gás é perfeito.

A primeira lei da termodinâmica pode ser aplicada a um volume de controle conforme mostrado na figura 3.4, onde há um fluido se movimentando, pode ser escrita da seguinte forma:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(e_2 - e_1) \quad (3.1)$$

Sendo e a energia total específica do fluido, que é função da entalpia, da energia cinética e da energia potencial para um fluido em escoamento. Ou seja:

$$e = h + \frac{C^2}{2} + gZ \quad (3.2)$$

Como nas aplicações em turbomáquinas a variação da energia cinética e potencial podem ser desprezadas pois são muito inferiores quando comparadas à variação de entalpia, e aplicando a hipótese do processo ser adiabático, a primeira lei fica da seguinte forma:

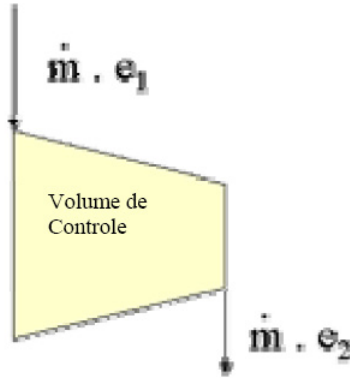


Figura 3.4: Volume de controle aplicado a um escoamento que recebe trabalho

$$-\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.3)$$

O sinal da expressão acima será conforme a convenção adotada na termodinâmica, se o volume de controle estiver recebendo trabalho, o sinal de \dot{W} será negativo, caso contrário ele será positivo. No caso do compressor, como o volume de controle recebe energia de um acionador, o sinal será negativo, significando que a entalpia do gás na saída será maior do que na entrada. Essa expressão pode também ser escrita por unidade de massa:

$$-w = (h_2 - h_1) \quad (3.4)$$

Escrevendo a primeira lei aplicada a um V.C. na forma infinitesimal e lembrando que δ significa a dependência do caminho a ser percorrido durante o processo termodinâmico enquanto que d é a função apenas dos estados inicial e final qualquer que seja o caminho percorrido, temos:

$$\delta q - \delta w = dh \quad (3.5)$$

A expressão nos diz que a troca de calor bem como o trabalho realizado entre o V.C. e o meio externo é dependente do caminho a ser percorrido, ou seja, se o processo for isoentrópico o resultado será diferente do processo isotérmico ou isobárico, por exemplo. Em compensação, a variação da entalpia será função do estado termodinâmico do fluido nas condições inicial e final do processo. Portanto, ela

independe do caminho percorrido, mas é função das trocas térmicas e do trabalho realizado. Lembrando que

$$h = u + Pv \quad (3.6)$$

temos então

$$dh = du + Pdv + vdP \quad (3.7)$$

Como

$$dq - Pdv = du \quad (3.8)$$

resulta na seguinte expressão para a primeira Lei da Termodinâmica:

$$\delta w = -vdp \quad (3.9)$$

Na aplicação da termodinâmica para compressão, uma propriedade extremamente importante é o coeficiente isoentrópico γ . Para um gás perfeito, γ é a relação dos calores específicos:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.10)$$

Conforme Bejan (1988), a expressão genérica de γ é a seguinte:

$$\gamma = \frac{v}{P} \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_s \quad (3.11)$$

Aplicando as correlações termodinâmicas para um gás perfeito se chega na correlação de γ com os calores específicos conforme a expressão acima.

A segunda lei da termodinâmica, escrita na forma é infinitesimal é a seguinte:

$$dq = Tds \quad (3.12)$$

Em um processo adiabático reversível, $dq = 0$, portanto $ds = 0$ e o processo é conhecido como isoentrópico. Essa conclusão é importante e pode ser generalizada

para todo processo reversível que ocorre em uma turbomáquina. Seja uma compressão reversível ou seja uma expansão reversível, a variação da entropia será nula e esses processos são conhecidos como isoentrópicos.

De forma genérica, escrevendo a entropia em função da pressão e do volume específico, tem-se:

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_v dP + \left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_P dv \quad (3.13)$$

Como em um processo adiabático $ds = 0$ e usando as correlações de Maxwell

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_v = \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_s \quad \text{e} \quad \left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_P = \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_s \quad (3.14)$$

chega-se a:

$$0 = - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_s dP + \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_s dv \quad (3.15)$$

Usando a expressão genérica de γ mostrada acima, chega-se na seguinte expressão diferencial final:

$$0 = \frac{dP}{P} + \gamma \frac{dV}{V} \quad (3.16)$$

Integrando essa expressão, chega-se a uma importante expressão, largamente usada no estudo termodinâmico de compressão:

$$Pv^\gamma = \text{constante} \quad (3.17)$$

Ou seja, para todo processo de compressão, que seja reversível e adiabático, a expressão acima é válida.

Substituindo nessa expressão a primeira lei da termodinâmica ($\delta w = -vdP$) chega-se a:

$$w_\gamma = \int_1^2 -vdP = \frac{\gamma RT_1}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.18)$$

A expressão acima reflete o trabalho ideal por unidade de massa de compressão de um gás, que sai do estado termodinâmico inicial 1 e vai para estado termodinâmico 2. Vale a pena reforçar que só é possível integrar a expressão da primeira lei porque,

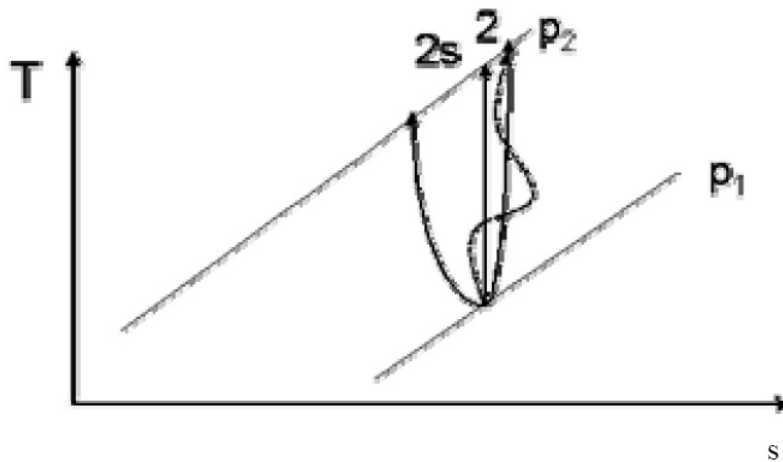


Figura 3.5: Gráfico $T-s$

conforme as hipóteses, definiu-se um caminho percorrido durante a compressão. O gráfico $T - s$ (figura 3.5) mostra um processo de compressão ideal (1-2s) e um processo real (1-2 - linha tracejada porque pode percorrer qualquer caminho) em comparação com uma compressão ideal, na qual se definiu um caminho.

3.3.1 Correlação entre P e T

Em todo processo de compressão, a temperatura aumenta com o aumento da pressão. Para um gás perfeito e considerando uma compressão ideal, pode-se escrever a seguinte expressão, conforme visto acima:

$$dh = v dP \quad (3.19)$$

Mas um gás perfeito, as seguintes expressões são válidas:

$$dh = C_p dT \quad (3.20)$$

$$v = \frac{RT}{P} \quad (3.21)$$

Substituindo, tem-se:

$$C_p dT = RT \frac{dP}{P} \quad (3.22)$$

Para um gás perfeito,

$$R = c_p - c_v \quad (3.23)$$

e

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}, \quad (3.24)$$

portanto

$$\frac{R}{c_p} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \quad (3.25)$$

Substituindo na expressão acima, integrando, considerando um processo de compressão de 1 a 2 e fazendo as operações matemáticas necessárias (integração e as operações com logaritmo), chegamos na correlação entre o aumento da temperatura e da pressão:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.26)$$

3.3.2 Processo politrópico

Em um processo de compressão real ocorrem diversas irreversibilidades, fazendo com que o estado final do gás seja bastante distinto do de um processo adiabático reversível. Uma maneira de procurar contornar isso foi imaginar um processo de compressão que reflita as não idealidades de uma compressão real, mas que seja possível definir o caminho percorrido durante a compressão. Esse processo passou a ser denominado de politrópico e está representado pela linha cheia da figura 3.5 que vai de 1-2.

O termo politrópico representa uma compressão ideal de um gás a partir da mesma condição inicial real 1 até um mesmo estado final real 2 que ocorre em uma compressão adiabática irreversível, mas que obedece a seguinte correlação:

$$Pv^n = \text{constante}. \quad (3.27)$$

Essa correlação permite efetuar diversos cálculos, como o trabalho politrópico e a temperatura final de compressão, sendo n conhecido como coeficiente politrópico. Além de ser dependente do tipo de gás, ele é função principalmente do processo de compressão, conforme será visto mais adiante.

Procedendo ao mesmo desenvolvimento efetuado para o processo isentrópico reversível, chega-se a uma expressão semelhante para o trabalho:

$$w_p = \int_1^2 -v dP = \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.28)$$

Como o processo de compressão politrópico foi desenvolvido para representar uma compressão real, o índice n é maior do que γ resultando que w_p será superior a w_γ . Na realidade, o trabalho politrópico por unidade de massa é inferior ao aumento real de entalpia do gás. Isso se deve porque a compressão real não ocorre em cima da linha idealizada para uma compressão politrópica mostrada na figura 3.5, mas sim seguindo uma trajetória hipotética, podendo ser representada pela linha tracejada dessa figura. A expressão de w_p também é conhecida como “*Head*” politrópico, que é expressa como H_p . De modo similar, w_γ é conhecida como *Head* isentrópico e é comumente escrito como H_s .

Para um processo politrópico, a seguinte expressão também é válida, fazendo o mesmo desenvolvimento matemático realizado para o processo ideal:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.29)$$

3.3.3 Eficiência

Em uma compressão real, as condições reais do gás ao final da compressão podem ser determinadas conhecendo-se a pressão e temperatura do gás. Dessa forma, é possível saber a entalpia ao final da compressão. O salto entálpico real em uma compressão é maior do que o salto entálpico isentrópico ou mesmo o *head* politrópico, que representa uma variação de entalpia do gás. Assim, foi necessário definir eficiência, que irá verificar quão distante o processo real de compressão está em relação a um processo ideal.

A eficiência é a correlação entre o salto entálpico ideal e o salto entálpico real. A figura 3.6 mostra o salto entálpico ideal (dh_s) e o salto entálpico real (dh). Assim, pode-se escrever:

$$\eta = \frac{dh_{ideal}}{dh_{real}} \quad \text{ou} \quad \eta = \frac{w_{ideal}}{w_{real}} \quad (3.30)$$

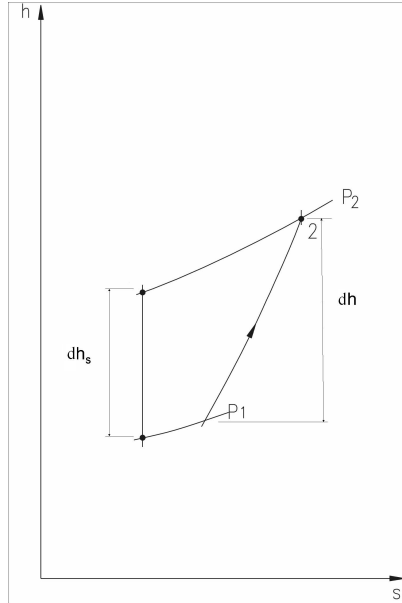


Figura 3.6: Diagrama h-s para a determinação da eficiência

Fazendo os cálculos considerando compressão isoentrópica, a eficiência é a correlação de:

$$\eta = \frac{w_\gamma}{w_{real}} \quad (3.31)$$

sendo w_γ o trabalho por unidade de massa de compressão isoentrópico.

Da mesma forma também é possível determinar a eficiência politrópica:

$$\eta_p = \frac{w_p}{w_{real}} \quad (3.32)$$

sendo w_p o trabalho por unidade de massa de compressão politrópico. Considerando que os coeficientes γ e n sejam de um gás perfeito, a eficiência politrópica seja função da relação dos saltos entálpicos e pegando o limite de uma pequena compressão de forma que o salto entálpico seja infinitesimal, pode-se escrever:

$$\eta_p = \frac{dh_s}{dh} \quad (3.33)$$

lembrando que, como o gás é perfeito, as propriedades passam a ser função de apenas uma variável, por isso pode-se, escrever o salto entálpico como dh e não como ∂h .

Como

$$Tds = dh_s - vdP \quad (3.34)$$

e lembrando que na compressão ideal de um gás perfeito $ds = 0$, então $dh_s = vdP$. Da equação dos gases perfeitos tira-se que $v = RT/P$, então $dh_s = RTdP/P$.

Para um gás perfeito, a seguinte igualdade é válida: $dh = C_p dT$.

Substituindo essas duas igualdades na expressão de η_p , tem-se:

$$\eta_p c_p \frac{dT}{RT} = \frac{dP}{P} \quad (3.35)$$

Lembrando que $R/c_p = (\gamma - 1)/\gamma$ para um gás perfeito,

$$\frac{dT}{RT} = \frac{\gamma}{(\gamma - 1)\eta_p} \frac{dP}{P} \quad (3.36)$$

Integrando a expressão acima, chega-se a

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma\eta_p}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.37)$$

A partir dessa expressão Cohen et al. (1972) demonstram a relação entre γ e n para um gás perfeito:

$$\frac{\gamma - 1}{\gamma\eta_p} = \frac{n - 1}{n} \quad (3.38)$$

Segundo Rodrigues (1991), o coeficiente politrópico para um gás real pode ser determinado através da medição da pressão e da temperatura na entrada e na saída do compressor ou do impelidor, dependendo do volume de controle. A expressão que correlaciona a razão de temperatura com a razão de pressão é originária da seguinte equação diferencial:

$$\frac{dT}{RT} = \frac{n}{n - 1} \frac{dP}{P} \quad (3.39)$$

O valor de n tem que assumir valores de forma que as condições termodinâmicas (pressão e temperatura) na entrada e na saída são iguais tanto para o processo de compressão ideal politrópico quanto no processo de compressão real. Portanto, o valor de n real é determinado na prática através da medição das condições de operação em uma bancada de teste ou no campo. Integrando a expressão acima e escrevendo o resultado em função de n , chega-se na seguinte expressão:

$$\frac{n}{n - 1} = \frac{\ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)}{\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)} \quad (3.40)$$

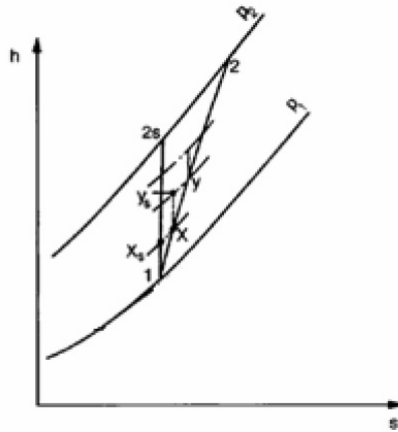


Figura 3.7: Diagrama h-s para uma compressão em pequenos estágios

3.3.4 Compressão em pequenos estágios

A análise termodinâmica de uma compressão ou de uma expansão admitindo que o processo ideal é isoentrópico não leva a resultados coerentes caso se considere uma compressão ocorrendo em diversos pequenos estágios. O desenvolvimento abaixo mostra porque a análise de uma compressão considerando um processo politrópico leva a resultados mais satisfatórios do que a análise considerando um processo isoentrópico.

A figura 3.7 mostra o diagram $h - s$ para um processo de compressão de 1 a 2 que ocorre em diversos estágios.

A eficiência total da compressão é a seguinte:

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.41)$$

A eficiência de cada estágio pode ser escrita da seguinte forma:

$$\eta_p = \frac{\sum \Delta h_{s-stg}}{\sum \Delta h_{stg}} = \frac{\sum \Delta h_{s-stg}}{h_2 - h_1} \quad (3.42)$$

Supondo que exista uma eficiência que seja igual à eficiência de todo o processo de compressão, ou seja:

$$\eta_p = \frac{\Delta h_{s-stg}}{\Delta h_{stg}} \quad (3.43)$$

Se a eficiência for igual para todos os estágios isso significa que a relação do salto entálpico ideal com o salto entálpico real de cada estágio terá sempre o mesmo valor.

Devido ao fato das linhas de pressão constante no diagrama T-s serem divergentes entre si, o valor do salto entálpico ideal em cada estágio é maior do que a divisão do salto entálpico ideal da compressão total dividida pelo número de estágios, ou seja:

$$\Delta h_{s-stg} > \frac{h_{2s} - h_1}{n_{stg}} \quad (3.44)$$

sendo n_{stg} o número de estágios.

Isso significa dizer que

$$\sum \Delta h_{s-stg} > h_{2s} - h_1 \quad (3.45)$$

Portanto,

$$\eta_p > \eta_s \quad (3.46)$$

ou seja, a eficiência da compressão total é menor do que a eficiência de cada estágio. A partir dessa análise é que se introduziu o termo politrópico para estudar o comportamento termodinâmico de um gás submetido a uma compressão ou a uma expansão.

3.3.5 Condição de estagnação

Em turbomáquinas que operam com fluidos compressíveis ocorrem grandes mudanças de velocidade ao longo dos estágios devido aos processos de compressão e de expansão. Por exemplo, conforme mostrado na definição de compressores dinâmicos, a energia cinética adquirida no rotor é transformada em energia de compressão em um difusor. Na análise termodinâmica da máquina, é conveniente combinar os diferentes tipos de energia. Cohen et al. (1972) mostram que a entalpia h e a energia cinética $c^2/2$ podem ser combinadas resultando na entalpia de estagnação:

$$h_0 = h + \frac{c^2}{2} \quad (3.47)$$

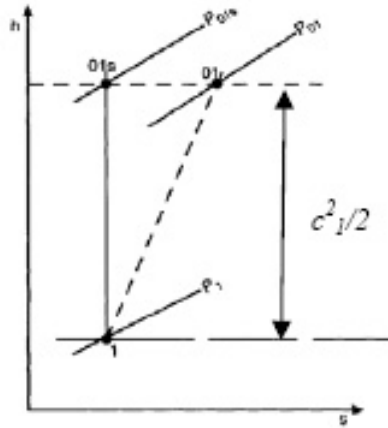


Figura 3.8: Diagrama $h-s$ para um estado de estagnação

A entalpia de estagnação é constante em um processo que não ocorre realização de trabalho ou transferência de calor. No diagram $h - s$ mostrado na figura 3.8, o ponto 1 representa o estado real ou estático de um fluido que tem uma entalpia h_1 , uma entropia s_1 e uma pressão P_1 . A velocidade desse fluido é C_1 , portanto o seu estado de estagnação é representado pelo ponto 01, caso ele venha a ser levado para o seu estado de estagnação por um processo irreversível. Caso esse processo de desaceleração seja reversível, o seu estado de estagnação pode ser representado pelo ponto 01s.

O cálculo da temperatura de estagnação pode ser feito a partir da correlação entre h e T para um gás perfeito:

$$h = c_p T \quad \text{e} \quad h_0 = c_p T_0 \quad (3.48)$$

Substituindo na expressão da entalpia de estagnação, chega-se a, lembrando que $c_p = \gamma R / (\gamma - 1)$

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2C_p} \quad (3.49)$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{(\gamma - 1)C^2}{2\gamma RT} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (3.50)$$

Sendo M o número de Mach que relaciona a velocidade do fluido C com a velocidade

do som a , que é calculada através da expressão

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (3.51)$$

A pressão de estagnação é obtida considerando que o processo de desaceleração é adiabático e isoentrópico e o gás é perfeito. A partir da correlação entre pressão e temperatura, chega-se na expressão para a pressão de estagnação:

$$\frac{T_0}{T} = \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.52)$$

Substituindo na expressão da temperatura de estagnação, chega-se na expressão da pressão de estagnação:

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.53)$$

A massa específica de estagnação é obtida a partir da equação dos gases perfeitos:

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (3.54)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \frac{P_0 T}{P T_0} \quad (3.55)$$

Substituindo, chega-se a:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right]^{1/(\gamma-1)} \quad (3.56)$$

Nas correlações determinadas nos itens anteriores tais como as de trabalho, relação de pressão, relação de temperaturas, eficiências, basta substituir os índices 1 e 2 por 01 e 02 para representar as condições de estagnação. Escrevendo dessa forma essas expressões ficam mais corretas.

$$w_p = \frac{nRT_{01}}{n-1} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.57)$$

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.58)$$

$$\eta_p = \frac{w_p}{h_{02} - h_{01}} \quad (3.59)$$

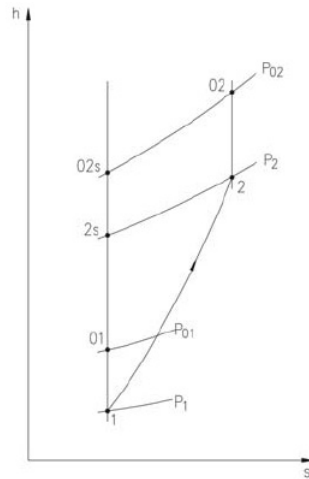


Figura 3.9: Diagrama h-s - Compressão representada pelos pontos estáticos e de estagnação

Fica mais fácil entender a importância da condição estagnação observando o gráfico $h - s$ mostrado na figura 3.9. Considerando apenas o estado termodinâmico do gás na entrada e na saída, o processo de compressão ocorreria do ponto 1 ao ponto 2. Como o fluido tem uma energia cinética tanto na entrada como na saída, a energia total transferida para o gás no impelidor ocorre do ponto 01 ao ponto 02. Portanto, a diferença de entalpia h_{02} e h_{01} representa a quantidade total de energia recebida pelo gás. A diferença entre o ponto 02s-2s é $C_{2s}^2/2$, do ponto 02-2 é $C_2^2/2$ e do ponto 01-1 é $C_1^2/2$. Os pontos 02 e 01 deverão ser considerados em uma análise termodinâmica de uma compressão e não os pontos 2 e 1.

O rendimento total-total do compressor é dado pela razão da diferença das entalpias de estagnação, ou seja:

$$\eta_{total-total} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (3.60)$$

3.4 Parâmetros Característicos de Desempenho de um Compressor Centrífugo

Compressor centrífugo é uma máquina que tem sido estudada ao longo de diversos anos. Foram desenvolvidas diversas correlações termodinâmicas, números

adimensionais e expressões empíricas, para melhor representar as suas características e seu desempenho, todos baseados e comprovados com o vastíssimo banco de dados existente desse tipo de máquina.

A atividade de projeto começa conhecendo-se primeiramente as condições de operação da máquina, tais como as condições de sucção e de descarga do gás, vazão e o tipo de gás.

O estudo inicial deve estar focado no ponto de projeto da máquina, que irá satisfazer as condições de operação estabelecidas pelo processo. Na fase inicial devem ser feitas diversas escolhas dos parâmetros de projeto e devem ser comparadas as diversas correlações empíricas ou adimensionais estabelecidas para uma análise considerando que o escoamento seja unidimensional.

Claro que isso é uma forte simplificação dos cálculos, uma vez que o escoamento é turbulento e tridimensional. Mas essa abordagem permite estabelecer as principais dimensões do impelidor, como por exemplo, os ângulos da pá na entrada e na saída, diâmetro externo do impelidor e a área do olho do impelidor. As perdas podem ser estabelecidas através de dados levantados para máquinas existentes que operem em condições semelhantes.

O refinamento do desempenho do impelidor bem como da geometria estabelecida no projeto unidimensional pode ser feito através de uma análise bidimensional *hub-shroud* ou uma análise aerodinâmica S2 com alguma atenção para o projeto pá-pá S1 considerando valores médios do escoamento.

Para novos desenvolvimentos ou para a melhoria dos projetos existentes, deverá ser feita uma análise em 3D utilizando a ferramenta fluidodinâmica computacional (CFD). Hoje em dia, todos os fabricantes de turbomáquinas bem como as principais linhas de pesquisa nessa área utilizam essa ferramenta, que tem se mostrado bastante útil para se entender melhor os fenômenos aerodinâmicos que ocorrem no interior do impelidor, o que leva a uma grande melhora nos projetos de turbomáquinas, conseguindo-se, com isso, aumentar a eficiência e melhorar o desempenho desses equipamentos.

Nas próximas sessões serão mostrados alguns aspectos básicos de um projeto aerodinâmico de um impelidor de compressor centrífugo. No capítulo 4 será

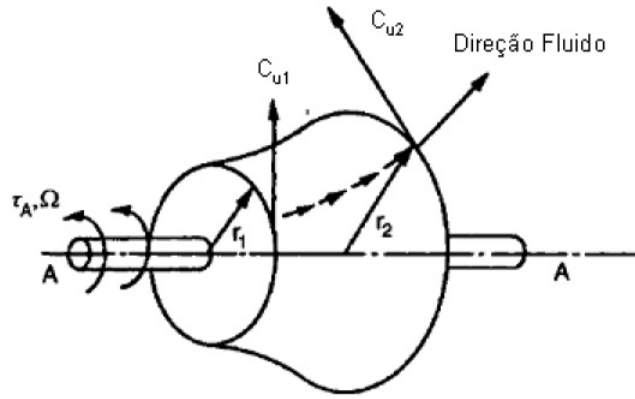


Figura 3.10: Impelidor com os vetores de velocidade

mostrada toda a base teórica de uma simulação numérica aplicada a escoamento de um fluido e a aplicação dessa ferramenta em escoamentos turbulentos.

3.4.1 Triângulo de velocidade

O gás, ao se movimentar no interior do compressor, sofre mudanças da pressão e temperatura, conforme mostrado antes. A transferência de energia só ocorre no impelidor, os demais componentes têm a função ou de aumentar a energia de pressão ou de direcionar o gás para alguma outra seção da máquina. A energia total, a menos das perdas e recirculações, é conservada. No impelidor, a velocidade do gás na saída é maior do que na entrada devido ao aumento da energia cinética. Como o impelidor está em movimento, girando ao redor do eixo, existe uma velocidade relativa entre o gás e o impelidor. Chamando de C a velocidade absoluta do gás, W a velocidade relativa e U a velocidade periférica do impelidor, verifica-se que existe um triângulo de velocidade tanto na entrada como na saída (figuras 3.10 e 3.11) .

O ângulo entre a velocidade absoluta e a direção tangencial é o α , enquanto que o ângulo entre a pá e a direção tangencial é o β . Alguns autores referenciam o ângulo β em relação a direção axial. Para diferenciar um ângulo do outro, será convencionalizado que o ângulo β será tomado em relação a direção tangencial enquanto que β' na direção radial. No ponto de projeto da máquina, o gás deve entrar e sair do impelidor tangenciando a pá para evitar que ocorram choques, portanto a direção da velocidade relativa deve tangenciar a pá e o seu ângulo em relação a direção

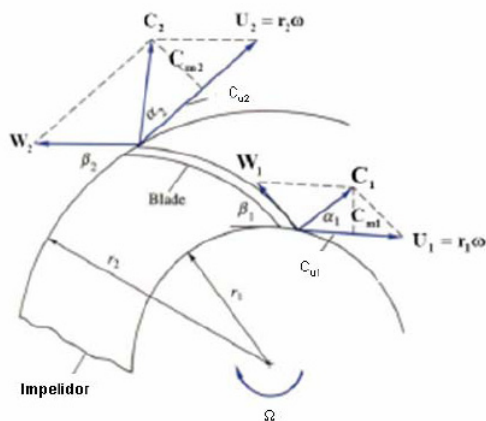


Figura 3.11: Impelidor com os Triângulos de Velocidade



Figura 3.12: Triângulo de velocidades

tangencial também deve ser β .

Em muitos projetos de compressor, a direção absoluta do gás na entrada do impelidor tem direção axial enquanto na saída a sua velocidade relativa tangencia a pá do impelidor. A figura 3.12 visualiza geometricamente a entrada e saída do impelidor, sendo C_m a projeção da velocidade absoluta na direção radial e C_u a projeção da velocidade absoluta na direção tangencial

A segunda lei de Newton diz que a força aplicada a um corpo ou a um fluido é proporcional a variação da sua quantidade de movimento. Como torque é função da força multiplicada pela distância, obtém-se:

$$T = \Delta(\dot{m}Cr) = \dot{m}(C_{u2}r_2 - C_{u1}r_1) \quad (3.61)$$

Como a potência é o torque multiplicado pela rotação Ω , chega-se a:

$$\dot{W} = \dot{m}(C_{u2}r_2 - C_{u1}r_1)\Omega = \dot{m}(C_{u2}U_2 - C_{u1}U_1) \quad (3.62)$$

A potência por unidade de massa é conhecida como Head de Euler:

$$H = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} \quad (3.63)$$

A partir do triângulo de velocidades da figura 3.12 pode-se obter as seguintes expressões:

Entrada do gás na direção axial

$$C_{u1} = \text{zero} \quad (3.64)$$

Saída:

Direção axial:

$$C_{m2} = W_2 \sin \beta_2 \quad (3.65)$$

Direção tangencial:

$$W_2 \cos \beta_2 = U_2 - C_{u2} \quad (3.66)$$

Dividindo a expressão 3.66 pela 3.65, obtém-se uma relação entre C_{m2} e C_{u2} :

$$C_{u2} = U_2 - C_{m2} \cot \beta_2 \quad (3.67)$$

Substituindo na expressão do *Head* de Euler, chega-se a:

$$H = U_2^2 - U_2 C_{m2} \cot \beta_2 \quad (3.68)$$

Whitfield e Baines (1990) mostra que a área deve ser perpendicular à velocidade do gás para o cálculo da vazão volumétrica. Como o gás está saindo efetivamente na direção radial do impelidor, a vazão volumétrica é função de C_{m2} e da área de saída da canaleta ao longo do perímetro do impelidor, ou seja

$$A_2 = 2\pi r_2 b_2, \quad (3.69)$$

sendo r_2 o raio externo do impelidor e b_2 a largura da canaleta (ou altura da pá na saída). Portanto:

$$Q = C_{m2} A_2 \quad (3.70)$$

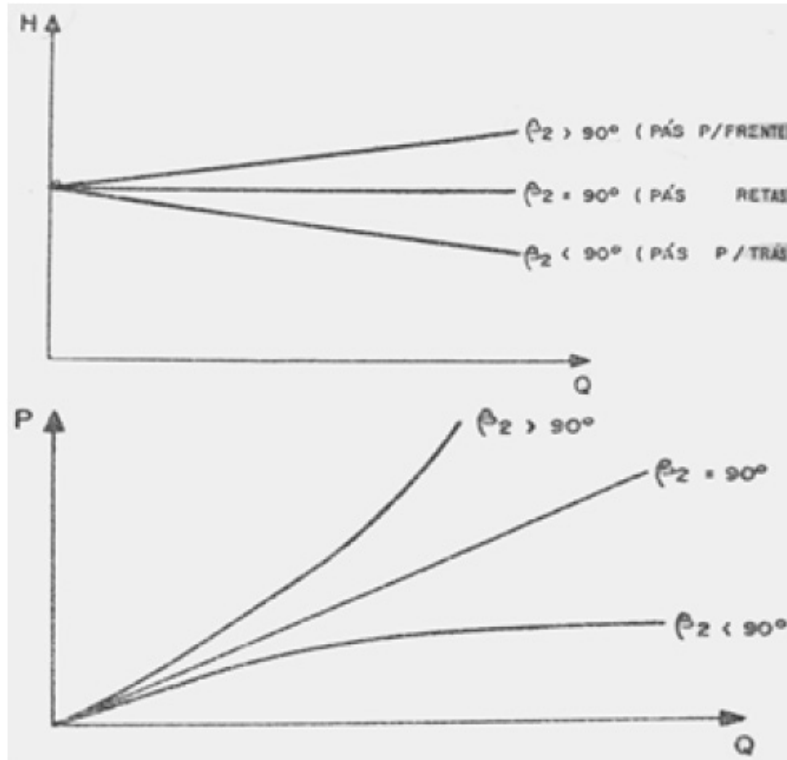


Figura 3.13: Curvas de desempenho teóricas de *Head* e Potência

Assim, verifica-se que o *Head* de Euler pode ser escrito em função da vazão volumétrica. Como os demais parâmetros são constantes para o caso de não haver variação da rotação, a expressão do *Head* de Euler pode ficar da seguinte maneira:

$$H = K_1 - K_2Q \quad (3.71)$$

sendo K_1 e K_2 valores constantes que são função da rotação e da geometria do impelidor. Essa expressão representa a quantidade máxima de energia que o gás pode receber teoricamente em um impelidor.

A figura 3.13 mostra a dependência do *Head* de Euler em relação ao ângulo das pás na saída do impelidor (Rodrigues, 1991).

Devido aos diversos fatores tais como velocidade do gás, turbulência, estabilidade operacional, e outros, os compressores são projetados com pás para trás. Elder e Forster (1986) recomendam que esse ângulo deva se situar entre 70° e 40° (ou entre 20° e 50° para o caso do ângulo ser tomado na direção radial).

Alguns autores fazem análise do triângulo de velocidades considerando α' e β'

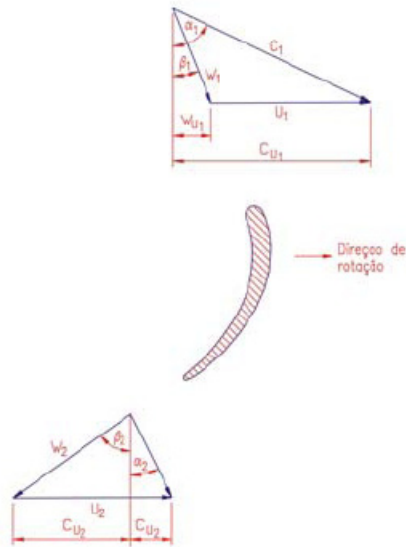


Figura 3.14: Triângulo de velocidades para os ângulos tomados em relação a direção radial

como sendo respectivamente os ângulos entre as velocidades absoluta C e relativa W e o eixo radial, como mostrado na figura 3.14.

Qualquer que seja a localização dos ângulos α e β , o resultado final do cálculo dos parâmetros geométricos e de desempenho será o mesmo, desde que se tome o cuidado de não se mudar essa referência durante os cálculos. A vantagem do caso de se adotar o eixo tangencial é que ele é coincidente com o ângulo da pá no ponto de projeto.

A curva real de desempenho de um compressor é diferente da teórica devido a diversos fatores, a saber:

- Não uniformidade da velocidade na saída do impelidor. Como é impossível construir um impelidor com infinitas pás, o gás acaba não tendo comportamento uniforme entre uma pá e a outra;
- O ângulo de saída da velocidade relativa do gás acaba sofrendo uma pequena alteração. Esse fenômeno é conhecido como “escorregamento”;
- Perdas por atrito;
- Recirculações internas;

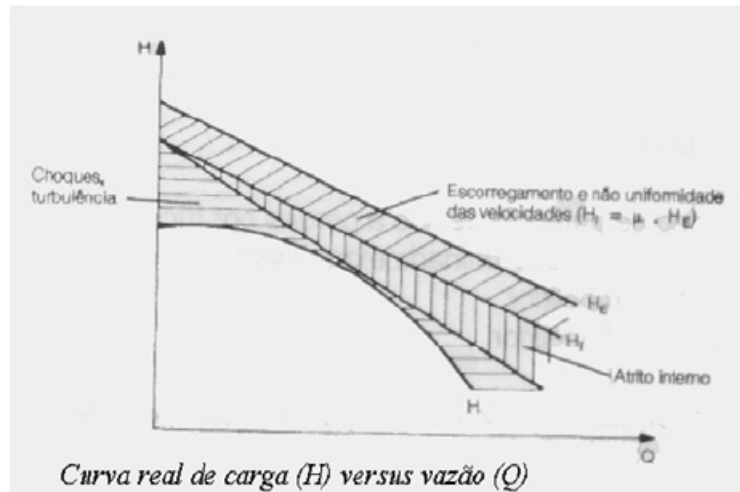


Figura 3.15: Curva $H \times Q$ real mostrando os diversos tipos de perdas

- O escoamento do gás no interior do impelidor é totalmente turbulento com formação de vórtices e esteiras. Nos resultados da modelagem de CFD será mostrado que na saída da pá existe uma região denominada de separação jato-esteira, podendo haver uma região de estagnação, o que dificulta a passagem do gás para a saída.

A figura 3.15 mostra as curvas teórica e real de desempenho de um compressor considerando todos esses diversos fatores (Rodrigues, 1991).

A curva real mostrada na figura 3.15 pode ser levantada nos testes de desempenho de um compressor centrífugo para uma mesma rotação. O valor do *head* é calculado através da expressão 3.28. Para isso deve-se conhecer o peso molecular do gás, rotação da máquina, vazão mássica ou volumétrica e levantar as condições de temperatura e de pressão na sucção e na descarga da máquina para cada ponto de operação.

Uma característica dessa curva é a sua independência para o tipo de gás e das condições de operação. Isso significa dizer que, uma vez levantada para um determinado gás para uma determinada condição operacional, ela é válida para qualquer outro tipo gás que seja comprimido no mesmo compressor na mesma rotação, mesmo operando em outras condições de pressão e de temperatura na sucção.

Ao analisar o gráfico acima verifica-se que o *Head* de Euler (H_E) é a energia total por unidade de massa recebida pelo gás no impelidor, elevando assim a sua

entalpia de estagnação.

Portanto,

$$H_E = h_{02} - h_{01}. \quad (3.72)$$

Outro dado que pode-se tirar do gráfico acima é a eficiência politrópica. Como H_E é a diferença da entalpia de estagnação e como a curva de *Head* levantada nos testes é calculada conforme a expressão 3.28, conhecendo-se o gás e as condições de pressão e temperatura na sucção e na descarga, verifica-se que a razão entre os dois *Heads* é a eficiência politrópica:

$$\eta_p = \frac{w_p}{h_{02} - h_{01}} = \frac{H_p}{H_E} \quad (3.73)$$

Muitos compressores são construídos com pás guias a montante do impelidor (IGV - *Inlet Guide Vanes*) para efeitos de controle de capacidade e aumento do *Head* de Euler. Neste trabalho serão analisados apenas compressores sem essas pás guias, uma vez que elas são usadas somente em alguns casos extremamente específicos, como por exemplo, durante a partida de turbinas a gás de grande porte. De qualquer forma, analisando a expressão do *Head* de Euler, verifica-se o seu efeito no desempenho final da máquina, pois C_{u1} deixa de ser zero (vide a expressão 3.63).

3.4.2 Rotalpia

Da seção anterior, concluiu-se que o *Head* de Euler coincide com o aumento da entalpia de estagnação do gás. Assim, pode-se escrever:

$$H_E = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} = h_{02} - h_{01} \quad (3.74)$$

Como $h_0 = h + C^2/2$ e $C^2 = W^2 + U^2 - 2UW_u$ (expressão retirada do triângulo de velocidades, sendo W_u a projeção da velocidade relativa na direção tangencial), pode-se escrever:

$$h_2 - h_1 = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} - \frac{1}{2}(W_2^2 + U_2^2 - 2UW_u - W_1^2 - U_1^2 + 2UW_u) \quad (3.75)$$

Como $UC_u - UW_u = U^2$, a expressão final é a seguinte:

$$(h_2 + \frac{W_2^2}{2}) - (h_1 + \frac{W_1^2}{2}) = \frac{U_2^2}{2} - \frac{U_1^2}{2} \quad (3.76)$$

A expressão $h + W^2/2$ é conhecida como entalpia de estagnação relativa h'_0 . O conceito introduzido anteriormente da entalpia de estagnação reflete a conservação da energia de um fluido em escoamento de forma adiabática onde não haja realização de trabalho. Isso ocorre no interior de compressor em toda região fora do impelidor, ou seja, nas pás guias, difusor e em diversas passagens. Na região do impelidor ou do rotor, a expressão abaixo mostra a variação da entalpia de estagnação relativa ao longo do impelidor, e é função apenas da velocidade periférica:

$$h'_{02} - h'_{01} = \frac{U_2^2}{2} - \frac{U_1^2}{2} \quad (3.77)$$

Alguns autores como Dixon (1998) e Whitfield e Baines (1990) preferem usar uma outra expressão, a da rotação I :

$$I = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} = h'_0 - \frac{U^2}{2} \quad (3.78)$$

Investigando a expressão 3.78, verifica-se que a rotação é constante ao longo de uma turbomáquina, mesmo que ocorra transferência de energia no impelidor. Segundo Whitfield e Baines (1990), a rotação é usada somente na região do impelidor, enquanto que a entalpia de estagnação é usada em todo o percurso do gás no interior do compressor, havendo ou não transferência de energia ou mudança de raio.

Da expressão da entalpia de estagnação relativa, pode-se tirar as expressões da temperatura de estagnação relativa, pressão de estagnação relativa e número de Mach relativo M' :

$$T'_0 = \frac{h'_0}{c_p} \quad (3.79)$$

$$\frac{P'_0}{P} = \left(\frac{T'_0}{T}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2\right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.80)$$

$$M' = \frac{W}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (3.81)$$

Essas expressões são muito importantes para o projeto unidimensional.

3.4.3 Fator de escorregamento

Como visto nos itens 3.4.1, o triângulo de velocidades pressupõe que o fluido, ao sair do impelidor, terá a mesma trajetória da linha tangencial à pá. Mas na realidade isso não ocorre pois o fluido não é perfeitamente guiado por um número finito de pás, mesma considerando uma condição ideal de não fricção. Esse fenômeno é conhecido como escorregamento do fluido na saída do impelidor, e leva a alteração do triângulo de velocidades.

Conforme visto antes, ao se desenvolver a expressão do *Head* de Euler no item 3.4.1, foi demonstrado que a transferência de energia do rotor para o fluido é função do ângulo da linha de corrente da velocidade relativa na saída do impelidor. Assim, pode-se concluir intuitivamente que, devido a ocorrência do escorregamento e conseqüente mudança do triângulo de velocidades, a transferência de energia para o fluido será menor.

A figura 3.16 mostra que a componente tangencial da velocidade absoluta será menor. Como o torque é função dessa velocidade, logo a energia transferida para o gás será menor. Por causa desse fenômeno, a razão de pressão acaba sendo reduzida. O gráfico da figura 3.15 de *Head* \times vazão, onde são mostradas todas as perdas, incluindo a do escorregamento, mostra a redução da energia por unidade de massa (*Head*) devido a esse fenômeno. Como a curva de desempenho do compressor é calculada conforme a expressão do *Head* politrópico, observa-se que a razão de pressão é reduzida devido ao escorregamento e outras perdas.

Para quantificar o desvio em relação à situação ideal, Whitfield e Baines (1990) definiram um fator de escorregamento, conhecido pela letra μ , que estabelece o grau de desvio das linhas de corrente do escoamento estabelecidas pela pá na saída do impelidor. Este efeito é maior se o compressor opera a altas velocidades tangenciais ou se está fora da condição de projeto. Analizando a figura 3.16, verifica-se que a componente radial da velocidade absoluta não sofre alteração, somente a componente tangencial. Whitfield e Baines (1990) chamam de C_{slip} a diferença da componente tangencial da velocidade absoluta de um escoamento sem escorregamento em relação

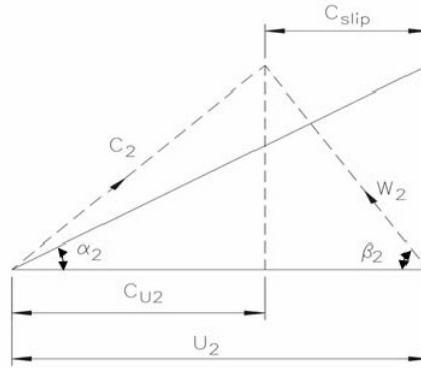


Figura 3.16: Triângulo de velocidades com escorregamento

ao escoamento com escorregamento. Assim, o fator de escorregamento pode ser definido como:

$$\mu = 1 - \frac{C_{slip}}{U_2} \quad (3.82)$$

Outros autores, como Dixon (1998), definem o fator de escorregamento como sendo a relação entre a componente tangencial da velocidade absoluta sem escoamento com a com escorregamento.

$$\mu = \frac{C_{2sem}}{C_{2com}} = 1 - \frac{C_{slip}}{C_{2com}} \quad (3.83)$$

Foram desenvolvidas diversas metodologias para se calcular o fator de escorregamento. Whitfield e Baines (1990) mostram as correlações desenvolvidas por Stodola (1972), Wiesner (1967) e Stanitz (1952a) e informa que a expressão de Stanitz tem bons resultados para o ângulo da pá variando de -45° até $+45^\circ$. Essa expressão é a seguinte:

$$\mu = 1 - \frac{0,63\pi}{Z_{pa}} \quad (3.84)$$

sendo Z_{pa} o número de pás no impelidor.

Segundo Whitfield e Baines (1990), essa expressão é baseada na análise teórica de um escoamento de um fluido ideal, o que não corresponde a realidade. Consequentemente, essa expressão não fornece uma descrição adequada do tipo de jato e esteira que ocorre em um fluido real na saída do impelidor. Muitas outras correlações foram desenvolvidas para tentar descrever isso. Segundo alguns autores, a expressão de Stanitz (1952a,b) pode ser usada apenas para escoamento com jato. De

qualquer forma, ela é válida para uma análise e projeto preliminar de um compressor centrífugo.

3.4.4 Números adimensionais

Uma forma de se buscar o entendimento do comportamento de uma turbomáquina é através da análise dimensional. Esse é um procedimento formal que busca reduzir um grupo de parâmetros que influenciam uma situação física a um grupo menor de variáveis adimensionais. Isso traz como grande benefício a redução do trabalho experimental, uma vez que, ao invés de se buscar correlacionar todas as variáveis umas com as outras, basta levantar curvas correlacionando um número adimensional com os demais. O resultado acaba sendo de muito mais fácil entendimento para o pesquisador, uma vez que são levantadas poucas curvas que relacionam os números adimensionais. Um exemplo clássico é o número de Reynolds.

Em uma turbomáquina como um compressor, o fluido, a uma determinada pressão e temperatura, escoar a uma determinada vazão, entra no impelidor onde a energia é transmitida através do impelidor. O fluido sai do impelidor a uma pressão e temperatura maior, mas com a mesma vazão mássica devido a conservação de massa.

Verifica-se que esse é um problema que envolve (i) as propriedades do fluido, tais como a massa específica ρ , a viscosidade μ , a constante do gás R (que pode ser substituído pelo coeficiente isoentrópico γ), as condições de entrada e saída do fluido (T_{01} , P_{01} , T_{02} , P_{02}), (ii) as características geométricas da turbomáquina, que no caso é um compressor (no caso definido apenas pelo diâmetro externo do impelidor d_2) e (iii) as variáveis de controle. Dixon (1998) mostra que variáveis de controle são a rotação da máquina (N) e a vazão (\dot{m}), que pode ser influenciada independentemente por uma hipotética válvula. Para valores fixos de rotação e de vazão, todas as demais variáveis podem ser estabelecidas, como por exemplo, o torque e o *Head*.

Esse é um problema que envolve 10 variáveis que influenciam o comportamento de um compressor. Assim, pode-se colocá-las juntas e escrever uma função do tipo:

$$f(d_2, N, T_{01}, P_{01}, T_{02}, P_{02}, \dot{m}, \rho, \mu, R) = 0 \quad (3.85)$$

Usando o princípio da análise dimensional usando as dimensões básicas, tais como comprimento L , tempo T , massa M e temperatura θ , determinam-se seis grupos adimensionais:

$$f\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}, \frac{T_{02}}{T_{01}}, \frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{P_{01}d_2^2}, \frac{Nd_2}{\sqrt{RT_{01}}}, \frac{\dot{m}}{\mu d_2}, \gamma\right) = 0 \quad (3.86)$$

Observa-se que o primeiro termo é a razão de pressão P_R , o segundo a razão de temperatura T_R , o terceiro é um parâmetro adimensional da vazão, o quarto um parâmetro adimensional da rotação, o quinto é uma forma apropriada de expressar o número de Reynolds para turbomáquinas e o sexto e último a razão de calores específicos.

Segundo Whitfield e Baines (1990), pode-se desenvolver o parâmetro adimensional da vazão como a razão da vazão mássica real que passa através de um orifício de diâmetro d_2 com a velocidade igual à velocidade de estagnação do som:

$$\theta = \frac{\dot{m}}{\rho_{01}a_{01}\pi d_2^2/4} = \frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}/\gamma}}{P_{01}\pi d_2^2/4} \quad (3.87)$$

O parâmetro adimensional da vazão que aparece na expressão 3.86 é uma forma reduzida do parâmetro da vazão mássica θ da expressão 3.87. Falcão (2002) mostra que, como γ já é uma variável independente da função f e como é um número adimensional, ele pode ser suprimido da expressão de θ :

$$\theta = \frac{\dot{m}\sqrt{RT_{01}}}{P_{01}d_2^2} \quad (3.88)$$

O parâmetro adimensional da rotação do impelidor é derivado a partir da razão entre a velocidade periférica U_2 com a velocidade do som nas condições de estagnação na entrada a_{01} .

$$M_u = \frac{U}{a_{01}} = \frac{Nd_2\pi}{\sqrt{RT_{01}}60\sqrt{\gamma}} \quad (3.89)$$

Essa expressão é conhecida como número de Mach, pois relaciona a velocidade do escoamento com a velocidade do som. Da mesma forma como na expressão anterior,

Falcão (2002) mostra que ao retirar-se γ e os números constantes, a expressão de M_u resulta em:

$$M_u = \frac{Nd_2}{\sqrt{RT_{01}}} \quad (3.90)$$

O desempenho de uma turbomáquina pode ser completamente determinado a partir dos 6 parâmetros adimensionais mostrados acima:

$$f(p_R, T_R, \theta, M_u, Re, \gamma) = 0 \quad (3.91)$$

Cumpsty (1989) mostra que o valor de Reynolds para compressores é extremamente alto, normalmente superior a 10^5 , o que caracteriza um escoamento turbulento. Esse autor sugere calcular o número de Reynolds para compressores centrífugos em função da velocidade periférica do impelidor, U_2 e da altura da pá na saída do impelidor, b_2 (ou largura do impelidor na região de saída). Assim, a expressão de Reynolds fica da seguinte forma:

$$Re = \frac{\rho U_2 b_2}{\mu} \quad (3.92)$$

Whitfield e Baines (1990) informam que como o número de Reynolds é alto, qualquer alteração no seu valor não irá afetar o desempenho da máquina, por isso eles sugerem retirar da lista de 6 parâmetros adimensionais que caracterizam o desempenho de um compressor.

Vale a pena registrar que os fabricantes de compressores centrífugos realizam os testes de desempenho com um gás em condições operacionais (rotação, temperatura e pressão) completamente diversas daquelas para a qual a máquina foi projetada e irá operar. As correções das curvas levantadas em bancada para as condições reais seguem a metodologia do ASME PTC 10 e não levam em conta a variação do número de Reynolds.

Um parâmetro adimensional extremamente importante para uma turbomáquina é a sua eficiência. Conforme demonstrado no item 3.3.3, onde se deduziu a expressão 3.38, que relaciona o coeficiente politrópico com o coeficiente isoentrópico, verificou-se que a eficiência é função da razão de pressão. Quanto maior a razão de pressão, menor tende a ser a eficiência. Foi visto também que existe uma relação entre a razão de pressão e a razão de temperatura (expressões 3.26 e 3.29). Whitfield e Baines

(1990) propõem, então, substituir o par razão de pressão e razão de temperatura pelo par razão de pressão e eficiência η . Falcão (2002) e Cohen et al. (1972) também fazem o mesmo na análise de caracterização de desempenho de um compressor centrífugo.

O coeficiente isoentrópico (ou a razão do calor específico a pressão constante com o calor específico a volume constante) pode ser suprimido da função f quando não há variação do fluido de trabalho ao longo da vida útil da máquina. Essa premissa é verdadeira para os compressores de ar, o compressor de uma turbina a gás ou até mesmo para alguns compressores de processo. Para os compressores usados em unidades de produção de petróleo, existe a variação da composição do gás natural produzido ao longo da exploração do reservatório.

Portanto, a função f pode ser reescrita da seguinte forma, após suprimir o número de Reynolds e o coeficiente isoentrópico e substituir a razão de temperatura pela eficiência:

$$f(P_R, \eta, \theta, M_u) = 0 \quad (3.93)$$

Falcão (2002) mostra que essa expressão pode ser reescrita da seguinte forma:

$$P_R, \eta = f(\theta, M_u) \quad (3.94)$$

O mapa de desempenho (ou mapa de *performance*) é comumente referenciado para um gás específico. Nesse caso pode-se negligenciar a constante R do gás e o coeficiente isoentrópico γ . Além disso, Para o caso de um compressor cujas dimensões sejam conhecidas, pode-se negligenciar também d_2 . Assim, as curvas de desempenho são levantadas para os seguintes números, sendo que parâmetro adimensional de vazão não é mais adimensional:

$$f(P_R, \eta, \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}, M_u) = 0 \quad (3.95)$$

Muitas vezes o parâmetro adimensional da velocidade M_u é comumente apresentado na sua forma dimensional, ou seja $N/\sqrt{T_{01}}$. Whitfield e Baines (1990) e Falcão (2002) mostram um mapa de desempenho típico de um compressor centrífugo usando os números adimensionais (figura 3.17).

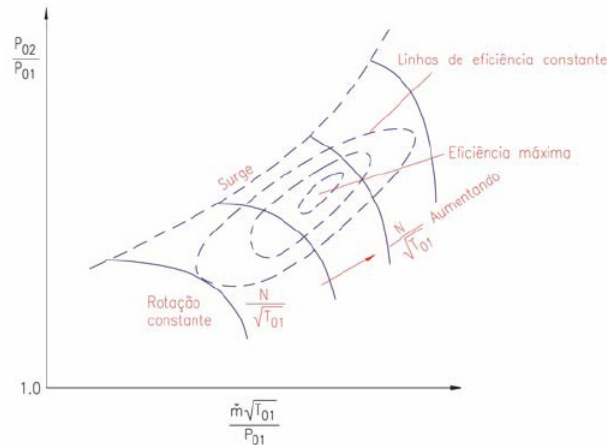


Figura 3.17: Mapa de desempenho de um compressor centrífugo em função dos números adimensionais

O mapa de desempenho apresentado na figura 3.17 só é válido para um compressor centrífugo cujas dimensões sejam conhecidas e que opere com um determinado fluido de trabalho. Caso haja alteração do fluido de trabalho, este mapa deverá ser corrigido.

Existem duas regiões bastante importantes observadas no mapa de desempenho de um compressor. A primeira, conhecida como *surge*, fica localizada à esquerda, onde a razão de pressão atinge o seu valor máximo. Esse fenômeno ocorre porque o aumento da pressão ao longo do impelidor é maior do que nas condições operacionais de maior vazão, ocorrendo o deslocamento da camada limite (em inglês se chama *stall*), havendo refluxo do gás para a sucção. Esse fenômeno é tão importante, pois a sua ocorrência pode levar a sérios acidentes, incluindo a destruição total da máquina, que existem controles extremamente sofisticados e avançados de forma a prevenir e evitar a sua ocorrência.

A segunda região característica do mapa de desempenho é conhecida como *choke* ou entupimento e fica localizada à direita do mapa. As velocidades de escoamento nessa região são tão altas que o fluido chega a velocidade sônica no interior do impelidor. A partir desse ponto não é possível aumentar mais a vazão da máquina e a curva cai verticalmente, diminuindo também drasticamente a eficiência do compressor. Esse fenômeno não leva a destruição da máquina, por isso não existem controles para evitar a sua ocorrência.

3.4.5 Parâmetros alternativos adimensionais

Adicionalmente ao grupo de parâmetros adimensionais mostrados na seção 3.4.4, existem outros que ajudam na caracterização de um compressor dinâmico bem como são usados no seu projeto, conforme será visto ao longo desta seção. Esses novos parâmetros são comumente derivados dos parâmetros determinados pela análise dimensional.

(i) Coeficiente de vazão

Este coeficiente é comumente usado para caracterizar o desempenho de máquinas de fluidos incompressíveis, como as bombas. A sua expressão original é a seguinte:

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} U_2 \pi d_2^2 / 4} \quad (3.96)$$

Retirando as constantes π e 4 e fazendo as substituições da vazão mássica pela vazão volumétrica nas condições de estagnação na entrada e a velocidade periférica pela rotação multiplicada pelo diâmetro, chega-se na seguinte expressão final, que é usada tanto para bombas como para compressores:

$$\phi = \frac{Q}{N d_2^3} \quad (3.97)$$

Fazendo os devidos algebrismos, verifica-se que o coeficiente de vazão é função do parâmetro adimensional da vazão mássica e do número de Mach, ou seja:

$$\phi = \frac{\theta}{M_u} \quad (3.98)$$

Para máquinas que operem com fluidos compressíveis, formas diferentes do coeficiente de vazão podem ser encontradas, dependendo de como a vazão volumétrica é calculada. Para compressores dinâmicos, a vazão volumétrica é comumente calculada em função das condições estáticas na sucção da máquina e não nas condições de estagnação na entrada do impelidor.

Dixon (1998) mostra que o comportamento da eficiência é unicamente dependente do coeficiente de vazão. Ele mostra também que existe uma correlação entre o coeficiente de vazão e eficiência para compressores de dimensões diferentes, conforme pode ser visto na figura 3.18.

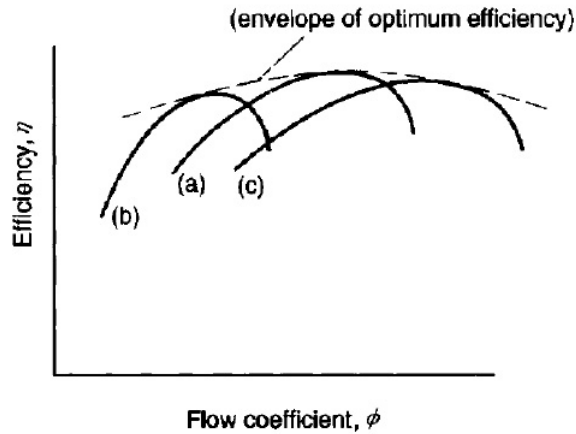


Figura 3.18: Mapa genérico de um compressor relacionando ϕ x η

Dalbert et al. (1999) mostram, por outro lado, a relação entre o coeficiente de vazão e a forma geométrica do impelidor, conforme pode ser visto na figura 3.19. O objetivo dos autores é relacionar o comportamento dos diversos tipos de perda que ocorrem no interior impelidor com esse parâmetro adimensional.

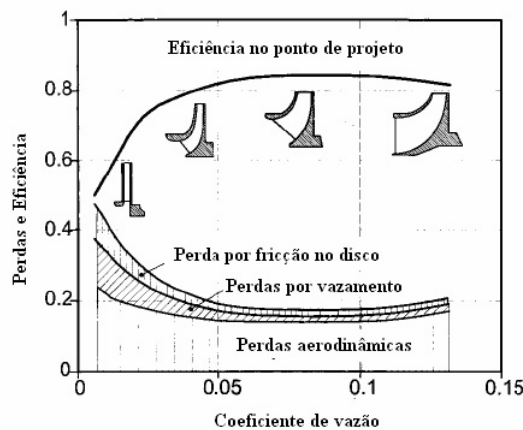


Figura 3.19: Mapa genérico de um compressor relacionando ϕ com perdas e geometria do impelidor

Como as perdas influenciam diretamente a eficiência, é possível mostrar a razão da eficiência ser baixa para baixos coeficientes de vazão. Nessa região as perdas por atrito e por fugas são extremamente significativas devido à pequena largura do canal do impelidor, reduzindo assim a eficiência.

(ii) Coeficiente de *Head*

Conforme já mostrado anteriormente através das expressões 3.18 e 3.28, a

razão de pressão é geralmente definida em termos de *Head* isoentrópico ou do *Head* politrópico. O coeficiente de *head* é definido da seguinte forma:

$$\psi_s = \frac{H_s}{\frac{1}{2}U_2^2} \quad (3.99)$$

sendo H_s o *Head* isoentrópico

(iii) Coeficiente de carregamento da pá

Whitfield e Baines (1990) mostram que o coeficiente de carregamento da pá é usado para turbinas, mas existem autores como Elder e Forster (1986) que usam esse coeficiente como orientação de projeto de compressores centrífugos. O *Head* é substituído pela diferença de entalpia. Nesse caso, pode-se escrever:

$$\psi = \frac{\Delta h_s}{U_2^2} \quad (3.100)$$

Elder e Forster (1986) recomendam que o valor de ψ deve se situar entre 0,7 e 0,85, dado normalmente usado em projetos de compressores centrífugos.

Com esses novos coeficientes, o grupo de equações adimensionais para caracterizar o desempenho de um compressor centrífugo pode ser apresentado da seguinte forma alternativa:

$$f(\psi, \eta, \phi, M_u) = 0 \quad (3.101)$$

Rodrigues (1991) mostra que o mapa de um compressor centrífugo é independente do fluido, das condições de sucção e do número de Reynolds quando a abscissa é substituída pelo *Head* politrópico e a ordenada pela vazão volumétrica calculada nas condições de sucção da máquina. As curvas são mostradas em função da rotação, não havendo a necessidade de dividi-la pela temperatura de estagnação na sucção. Os fabricantes de compressores de processo costumam fornecer as curvas de *Head* \times vazão volumétrica, conforme pode ser visto na figura 3.20

3.4.6 Parâmetros adimensionais para projeto

Os parâmetros adimensionais usados para descrever o desempenho de um compressor não são os mesmos usados no projeto ou para definir o tipo de máquina.

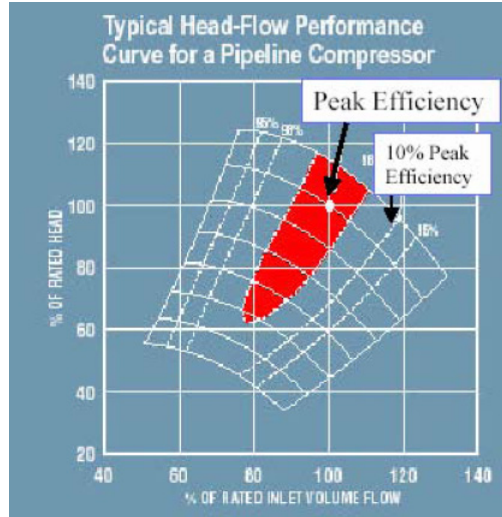


Figura 3.20: Mapa de desempenho real de um compressor centrífugo

Projetistas usam a velocidade específica N_s e o diâmetro específico d_s tanto para a seleção correta do tipo de máquina e como também no projeto de um novo compressor.

De forma de selecionar o tipo correto de máquina para atender às condições operacionais especificadas pelo processo, é necessário um parâmetro que seja independente do tamanho da máquina, que é representado pelo diâmetro do impelidor. A forma tradicional de se resolver isso é combinando os coeficientes de *Head* e de vazão para eliminar d_2 . Lembrando que a velocidade periférica é função da rotação e do diâmetro, ou seja: $U_2 = \Omega d_2/2$. Isso acaba resultando no seguinte:

$$\frac{\phi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = \frac{\Omega\sqrt{Q}}{(2\Delta h_{0s})^{3/4}\sqrt{\pi}} \quad (3.102)$$

Assim, a velocidade específica é dada por:

$$n_s = \frac{\Omega\sqrt{Q}}{\Delta h_{0s}^{3/4}} \quad (3.103)$$

A expressão acima é adimensional uma vez que a rotação é dada em rad/s. Caso a rotação seja dada em rev/min, a velocidade específica passa a ser dimensional:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{\Delta h_{0s}^{3/4}} \quad (3.104)$$

Analizando a expressão acima, pode-se observar que tanto a vazão volumétrica como o salto entálpico podem assumir diferentes valores, dependendo de como forem cal-

culados. Por exemplo, como já demonstrado anteriormente, a vazão volumétrica pode ser referenciada nas condições de estagnação na entrada do impelidor ou nas condições de sucção do compressor. Segundo Whitfield e Baines (1990)), a referência da massa específica para a determinação da vazão volumétrica, seja considerando as condições de estagnação ou as condições estática, não oferece diferenças significativas.

Já o salto entálpico pode ser referenciado também nas condições estática para estática ou nas condições de estagnação para estagnação. Rodgers (1992) usou o valor de *Head* politrópico e um valor médio de massa específica para o cálculo da velocidade específica.

A velocidade específica caracteriza tanto o tipo de compressor, de acordo com a direção do escoamento, ou seja, axial, misto ou centrífugo, como mostra qual deverá ser a máxima eficiência esperada.

A figura 3.21, levantada a partir de diversos dados experimentais para uma gama bastante extensa de diferentes projetos de compressores, desde o centrífugo até o axial, mostra a influência da velocidade específica no tipo de compressor e na máxima eficiência, que ocorre apenas no ponto de projeto.

O diâmetro específico é determinado a partir da combinação dos coeficientes de vazão e de *Head*, para eliminar a rotação, como mostrado abaixo:

$$\frac{\phi^{1/4}}{\psi^{1/2}} = \frac{d_2 \Delta h_{0s}^{3/4} \sqrt{\pi}}{\sqrt{Q} (2)^{3/4}} \quad (3.105)$$

Eliminando os valores constantes, o diâmetro específico é determinado pela seguinte expressão:

$$d_s = \frac{d_2 \Delta h_{0s}^{3/4}}{\sqrt{Q}} \quad (3.106)$$

A figura 3.22 mostra a influência do diâmetro específico no projeto de um compressor.

Whitfield e Baines (1990) mostram que as cartas n_s e d_s são os dados mais atualizados de projeto de turbomáquinas e representam o estado da arte disponível de projeto dessas máquinas. Como compressores estão sempre em desenvolvimento, é necessário atualizar essas cartas constantemente.

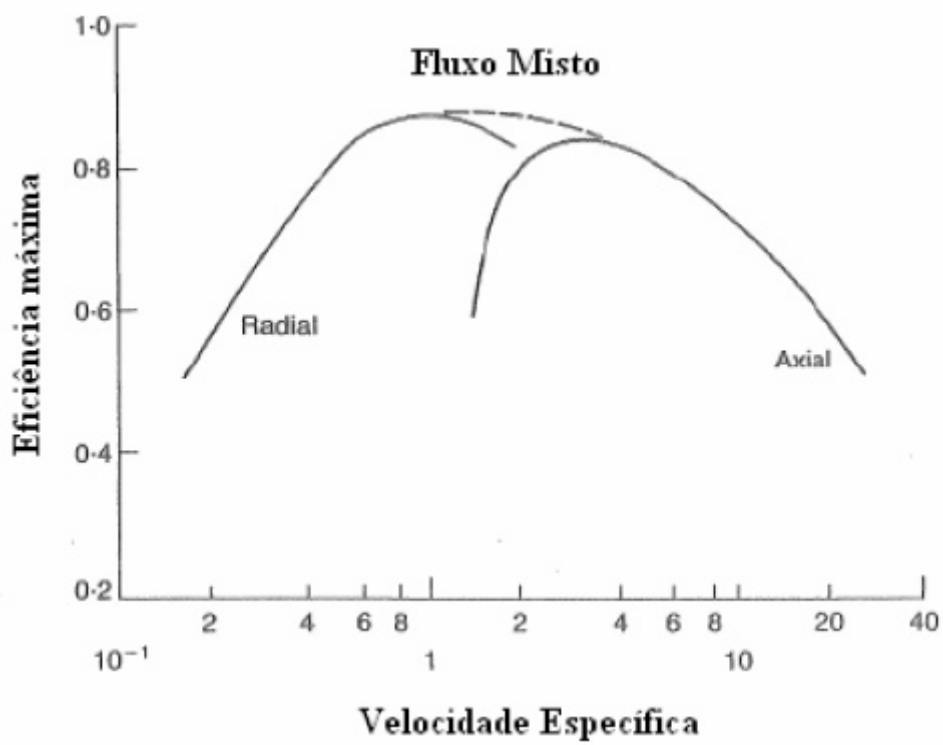


Figura 3.21: Mapa em função da velocidade específica

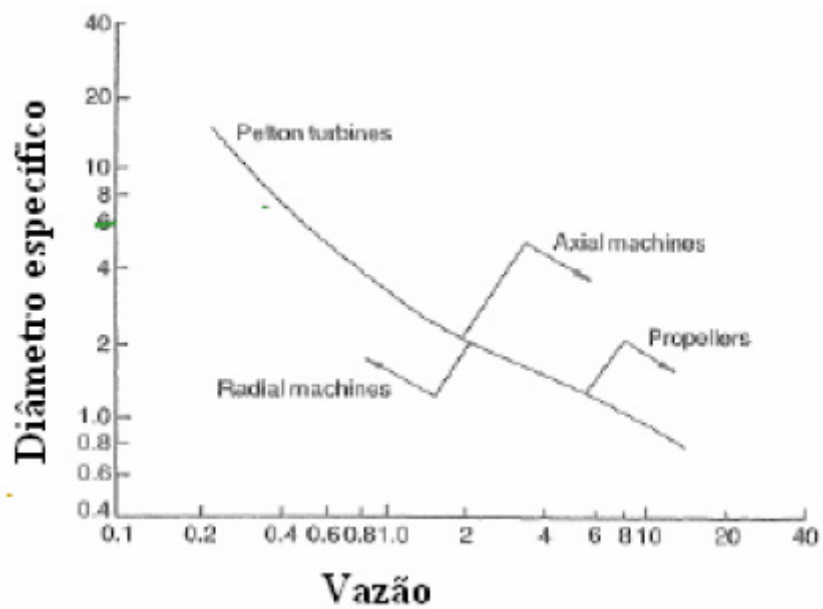


Figura 3.22: Mapa em função do diâmetro específico

3.5 Projeto Unidimensional de Compressores Centrífugos

O escoamento no interior de um compressor é extremamente complexo pois é turbulento, tri-dimensional e submetido a uma rotação. Uma análise completa desse escoamento apresenta muitas dificuldades de diversos tipos. A mecânica dos fluidos estuda o escoamento de um fluido levando em conta os seguintes aspectos: (i) conservação de massa, (ii) conservação da quantidade de movimento linear, (iii) conservação da quantidade de movimento angular, (iv) conservação de energia e (v) entropia. Serão mostradas as equações de um fluido newtoniano em escoamento para cada uma dessas cinco grandezas:

(i) Conservação de massa

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.107)$$

A expressão acima é a mais genérica possível pois a massa específica pode variar quando se trata de fluidos compressíveis, como é o caso do estudo de um compressor;

(ii) Conservação da quantidade de movimento linear:

A equação que descreve a quantidade de movimento linear de um fluido é a famosa Navier-Stokes. A sua origem se dá a partir da segunda lei de Newton aplicada a um fluido em movimento e leva em consideração todas as forças atuando. Essas forças são as de corpo, que agem à distância sobre todas as partículas de fluido, e as de superfície, que são de origem molecular e agem sobre a superfície de contorno comum a dois elementos do corpo.

O princípio da quantidade de movimento linear mostra que a taxa de variação da quantidade de movimento linear é igual a soma de todas as forças externas atuando sobre o corpo.

A equação de Navier Stokes na sua forma mais completa, considerando o efeito da força de Coriolis e Centrífuga para um fluido sendo submetido a uma rotação, pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{i,j} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right) \right] + g_i \\ & - 2\rho \varepsilon_{ijk} \Omega_j u_k - \rho(\Omega_m x_m \Omega_i - \Omega_n \Omega_n x_i) \end{aligned} \quad (3.108)$$

O penúltimo termo representa a Força de Coriolis enquanto o último representa a Força Centrífuga;

(iii) Conservação da quantidade de movimento angular:

O princípio da conservação da quantidade de movimento angular diz que a taxa de variação no tempo de quantidade de movimento angular é igual a soma dos torques externos agindo sobre o fluido. Isso resulta simplesmente na seguinte expressão:

$$\varepsilon_{ijk} T_{kj} = 0 \quad (3.109)$$

significando que o tensor tensão é simétrico, $T_{kj} = T_{jk}$.

(iv) Conservação da energia:

A partir da primeira Lei da Termodinâmica, é possível chegar a uma equação de conservação de energia para um fluido em movimento. A primeira lei diz que a taxa de variação da energia interna total em um volume de controle é igual a taxa de calor adicionada a este volume de controle somada com a taxa de trabalho realizada sobre esse volume de controle. A transferência de calor pode ser decomposta em transferência de calor por condução, por convecção e por radiação.

A equação genérica da energia relaciona a taxa de variação no tempo da energia em uma partícula material com o trabalho reversível sobre o fluido por compressão, com a dissipação de energia mecânica por expansão reversível, com a dissipação de energia em calor por deformação (atrito), com a difusão de calor por condução e pela radiação térmica. A expressão que reflete isso é a seguinte:

$$\frac{D\rho e}{Dt} = -Pe\Delta + K\Delta^2 2\mu S_{ij}S_{ij} + \nabla \cdot [k(T)\nabla T] + \rho q_{rad} \quad (3.110)$$

Sendo $\Delta = \partial u_i / \partial x_i$ conhecido como tensor de expansão isotrópica, e

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \delta_{ij} \quad (3.111)$$

conhecido como tensor da taxa de deformação desviatório

Choi e Kang (1999) particularizaram a equação de energia para um fluido em uma turbomáquina:

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j I) = \frac{\partial}{\partial x_j} (-q_j - \overline{\rho u'_j h'}) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ u_i \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{i,j} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right) \right] \right\} \quad (3.112)$$

Sendo I a rotalpia da máquina, variável que será vista mais adiante.

(v) Entropia:

A expressão de entropia é resultado da segunda Lei da Termodinâmica aplicada a um fluido em movimento:

$$\frac{K \Delta^2}{T} + \frac{2\mu S_{ij} S_{ij}}{T} + \frac{k \Delta^2}{T^2} \nabla T \cdot \nabla T \geq 0 \quad (3.113)$$

Existe extensa literatura que mostra os fundamentos da mecânica dos fluidos, podendo-se citar Kundu e Cohen (2004) entre outros. As equações mostradas acima são extremamente complexas para serem resolvidas. Não existe solução analítica para um fluido em escoamento tridimensional turbulento, como é o caso que ocorre numa turbomáquina. A metodologia para resolução dessas equações será mostrada no capítulo 4. O primeiro passo no projeto de um compressor é usar correlações simplificadas, considerando que o escoamento seja unidimensional. Apesar de ser uma hipótese bastante simplificadora, os resultados costumam ser satisfatórios, principalmente se houver experiência prévia em projeto desses equipamentos e um banco de dados previamente levantado em bancadas de teste ou no campo que seja robusto o suficiente para validar os resultados do projeto. Os aspectos gerais da metodologia unidimensional serão mostrados nas próximas seções.

3.5.1 Razão de pressão

Conhecendo-se a eficiência isoentrópica total para total do impelidor (que não necessariamente é igual a eficiência total para total do estágio do impelidor) e o triângulo de velocidade na saída de um impelidor, é possível calcular o aumento de pressão de estagnação que ocorre nesse impelidor. Reescrevendo as equações

de energia por unidade de massa (*Head* de Euler) em função das velocidades e considerando a entrada do fluido na direção axial, obtém-se:

$$H = h_{02} - h_{01} = U_2 C_{u2} \quad (3.114)$$

A eficiência isoentrópica é função da relação das entalpias. Considerando um gás perfeito:

$$\eta_s = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{c_p(T_{02s} - T_{01})}{h_{02} - h_{01}} = \frac{c_p(T_{02s} - T_{01})}{U_2 C_{u2}} \quad (3.115)$$

Como o aumento da temperatura numa compressão é função da razão de pressão

$$\frac{P_{02s}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.116)$$

e lembrando que $c_p = \gamma R / (\gamma - 1)$ e que a velocidade do som é função de R , T_{01} e γ , chega-se na seguinte expressão:

$$\frac{P_{02s}}{P_{01}} = \left(1 + \frac{(\gamma - 1)\eta_s U_2 C_{u2}}{a_{01}^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.117)$$

Whitfield e Baines (1990) mostram ainda que, para um impelidor com pás radiais, a seguinte expressão é válida, uma vez que, para pás radiais, $C_{u2} = \mu U_2$, sendo μ o fator de escorregamento.

$$\frac{P_{02s}}{P_{01}} = \left[1 + (\gamma - 1)\eta_s \left(\frac{U_2}{a_{01}} \right)^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.118)$$

Considerando ainda que $\mu\eta_s = (0,85)^2$, valores bastante representativos para um compressor centrífugo, pode-se levantar o gráfico, que aparece na figura 3.23.

É interessante analisar esse gráfico. Apesar dele ser válido para impelidor de pás radiais, verifica-se que existe uma relação direta entre o número de Mach tangencial do rotor (M_u) e a razão de pressão no impelidor. Quanto maior for a razão de pressão, maior será M_u , aumentando assim a velocidade periférica do impelidor U_2 . Como essa velocidade é determinada em função da tensão de escoamento do material do impelidor, existe um limite para não comprometer a integridade do rotor. Came e Robinson (1999) indicam diversos valores da velocidade periférica de acordo com o material do impelidor. Um material em alumínio fundido, U_2 deve ficar entre 200 e 300 m/s, para alumínio forjado o limite dessa velocidade será de 500

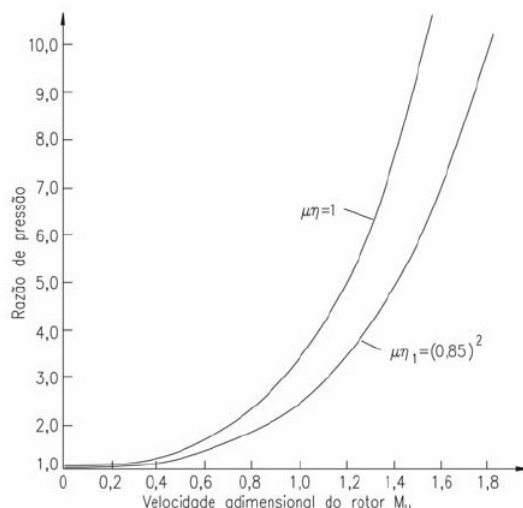


Figura 3.23: Gráfico Razão de pressão x M_u para um impelidor de pás radiais

m/s, enquanto que para titânio é válido assumir valores entre 650 e 700 m/s. Como novos materiais estão sempre sendo desenvolvidos de forma que, provavelmente esses limites serão superados quando houver disponibilidade desses materiais.

Com relação ao fator M_u , alguns dados experimentais (Whitfield e Baines (1990)) mostram que a partir de 1,3, com velocidades de rotação elevadas, o número de Mach absoluto na descarga do compressor atinge valores maiores que 1 e como consequência resulta em problemas aerodinâmicos na operação. Portanto, como premissa inicial, é válido assumir um valor máximo de M_u como sendo igual a 1,3.

3.5.2 Perdas

Existem diversas equações baseadas na análise da segunda lei da termodinâmica e também diversas outras levantadas empiricamente para se determinar as perdas que ocorrem no interior de um impelidor. Somente levantando as perdas é que será possível determinar a eficiência isoentrópica do impelidor.

Para um projeto preliminar unidimensional, existem duas formas para se determinar as perdas: (i) correlações empíricas de perdas ou (ii) gráficos que correlacionam o parâmetro adimensional velocidade específica ns com a eficiência. Isso será visto em detalhe mais adiante.

Aungier (2000) mostra que existem dois tipos de perdas em um impelidor, as

perdas parasitas e as perdas internas. A diferença entre ambas é que a primeira consome energia aumentando a entalpia de estagnação mas sem contribuir com o aumento do *Head*. Essas perdas ocorrem basicamente devido a: (i) existência de atrito no canal do impelidor e no *shroud*, (ii) recirculações internas e (iii) existências de fugas e vazamentos. Já as demais perdas são conhecidas como perdas internas do impelidor e são causadas por diversos outros fatores tais como escorregamento, perdas de incidência, etc. Oh et al. (1997), conforme mostrado na Revisão Bibliográfica, fazem um levantamento bastante minucioso das diversas correlações empíricas existentes na literatura para determinar o desempenho de um impelidor (aumento de *head* e a determinação da eficiência). O trabalho desses autores verifica qual o conjunto de parâmetros que oferece o melhor resultado através da comparação do *head* e da eficiência isoentrópica calculada por essa metodologia com dados levantados experimentalmente.

Geralmente processos irreversíveis não são fáceis de serem tratados matematicamente, quando comparados com os reversíveis. O procedimento usual é criar um modelo ideal que é modificado através da inclusão de coeficientes de perda. Esses coeficientes devem ter como base a realidade física do fenômeno sob estudo. Os métodos para definição de tais coeficientes devem incluir os seguintes aspectos:

i. O coeficiente de perda é especificado por uma constante ou por uma função simples. Esse método é baseado na experiência prévia de outros projetos similares e os resultados são bastante razoáveis. Ele só deve ser aplicado quando o dado definido está dentro da faixa de projetos similares. Portanto, ele não deve ser aplicado em novos desenvolvimentos.

ii. Uso de dados levantados em testes de máquinas similares para correlacionar o coeficiente de perda com os parâmetros de projeto da máquina, de preferência para várias condições. Para ser efetivo é necessário então um amplo banco de dados.

iii. A perda global é considerada como sendo a soma da perda de cada componente, cada um dos quais é modelado separadamente como função de uma dimensão relevante e dos parâmetros de escoamento. Ao longo do escoamento no impelidor a perda deve ser considerada como a soma das perdas secundárias do escoamento, do atrito na parede e perda por fuga. A perda por atrito deve incluir a velocidade de

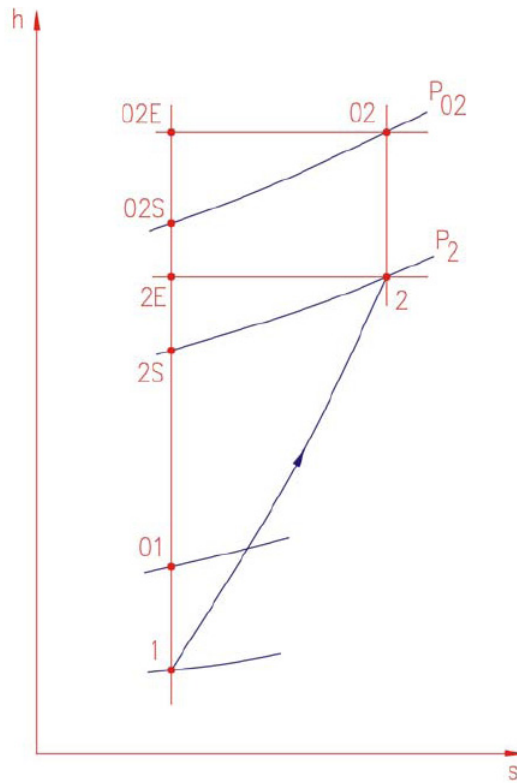


Figura 3.24: Definição de coeficiente de perda

escoamento, densidade média, coeficiente de atrito, etc. O coeficiente de atrito pode ser definido empiricamente ou em função da rugosidade ou do número de Reynolds. Alguns valores empíricos podem ser necessários, mas sempre tentando aproximar ou reproduzir fisicamente o escoamento.

Para definir o coeficiente de perda, a figura 3.24 mostra um processo de compressão de um fluido entre os estados P_1 e T_1 ou nas condições de estagnação P_{01} e T_{01} , até o estado final P_2 e T_2 ou P_{02} e T_{02} . Neste caso, o processo isentrópico representa o processo ideal sem irreversibilidades até as condições P_{2E} e T_{2E} mas como o processo real envolve perdas e irreversibilidades, para atingir as condições P_{2E} e T_{2E} é necessário realmente chegar até o ponto P_{02E} e T_{02E} . Essa diferença é chamada de coeficiente de perda e é conhecida com o símbolo σ .

Assim, para um processo isentrópico de $1 \rightarrow 2$, tomando as equações termodinâmicas TdS tem-se:

$$TdS = dh - \frac{dp}{\rho} \quad (3.119)$$

$$dS = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{P} \quad (3.120)$$

Integrando a equação acima entre os pontos de estagnação 01 e 02E, obtém-se,

$$s_{01} - s_{02E} = c_p \ln \left(\frac{T_{01}}{T_{02E}} \right) + R \ln \left(\frac{P_{02E}}{P_{01}} \right) \quad (3.121)$$

Generalizando essa expressão, obtém-se:

$$s_{01} - s_{02E} = c_p \ln \left(\frac{T_{01}}{T_{02}} \right) + R \ln \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right) \quad (3.122)$$

Subtraindo uma expressão da outra e substituindo $T_{02} = T_{02E}$, $s_1 = s_{01}$, e $s_2 = s_{02}$, obtém-se:

$$\frac{P_{02}}{P_{02E}} = -\Delta s / R \quad (3.123)$$

onde Δs é a variação de entropia do processo real. O coeficiente exponencial será representado pelo símbolo σ .

3.5.3 Entrada do impelidor

Rodgers (1964) mostrou que a faixa de operação estável de um compressor entre as condições de *surge* e *choke* está relacionada com o número de Mach relativo (M'_{1s}), e que a faixa estável de operação de um compressor diminui à medida que esse número adimensional aumenta. O número de Mach relativo M'_{1s} é calculado como sendo a razão entre a velocidade relativa do escoamento na entrada e a velocidade do som nas condições de entrada. Ou seja: $M'_{1s} = W_{1s}/a_1$

Segundo Whitfield e Baines (1990), os principais parâmetros de projeto a serem controlados para se obter uma boa curva de desempenho de um compressor são o olho do impelidor, através da determinação dos raios do *hub* e do *shroud*, e o ângulo de entrada da pá do *shroud*.

A figura 3.25 mostra a entrada do impelidor e os vetores de velocidade para o caso em que não há pré-rotação (existência de *inlet guide vane*).

O ângulo da pá do *shroud* na entrada é a posição na qual a velocidade da pá, e, conseqüentemente, a velocidade relativa, é maior. Reduzindo esse ângulo consegue-se diminuir a velocidade periférica da pá levando a uma diminuição do número

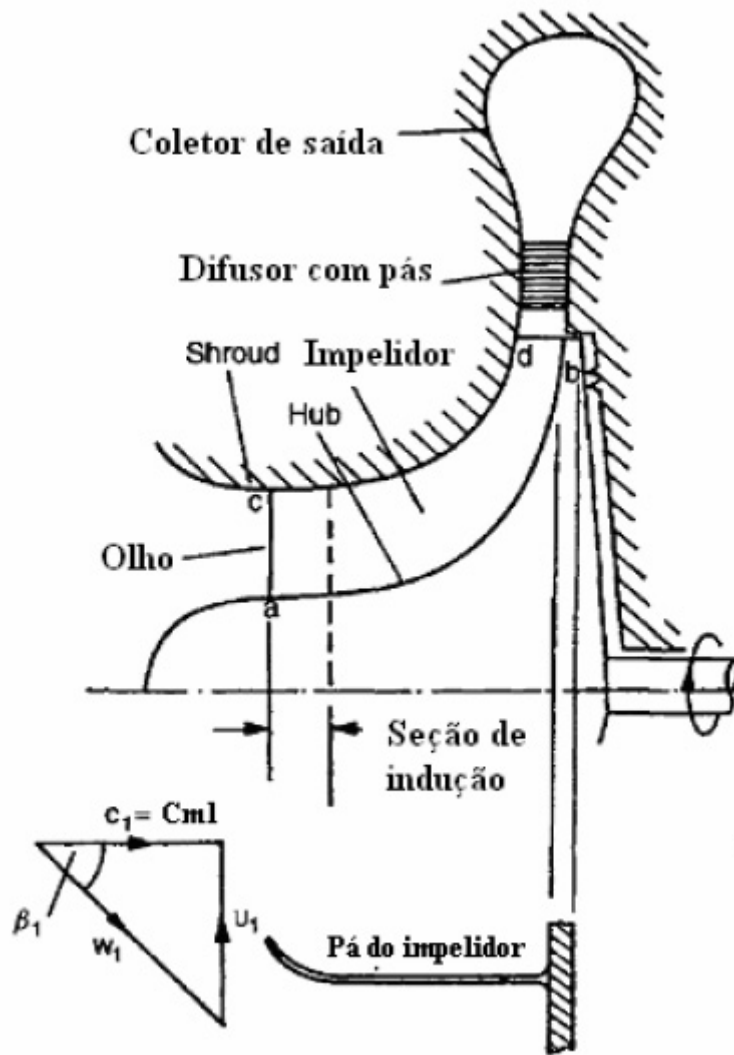


Figura 3.25: Impelidor com o triângulo de velocidades na entrada

de Mach relativo. No entanto, isso leva a uma diminuição da área transversal do canal do impelidor aumentando conseqüentemente a velocidade absoluta e com isso o número de Mach relativo. Existe um valor desse ângulo na qual a influência da velocidade absoluta é maior no número de Mach relativo do que na velocidade periférica do impelidor.

Uma forma de se conseguir um valor ótimo de β_{1s} é através da determinação de uma relação desse parâmetro com o número de Mach relativo M'_{1s} , conforme será visto no prosseguimento a seguir.

Dixon (1998) mostra que a vazão mássica de entrada é função da área do olho do impelidor, ou seja:

$$\dot{m} = \rho A_1 C_1 = \rho \pi \nu r_{1s}^2 C_1 = \rho \pi \nu \left(\frac{U_{1s}}{\Omega} \right)^2 C_1, \quad (3.124)$$

sendo $\nu = 1 - (r_{1h}/r_{1s})^2$.

Como $C_{m1} = W_{1s} \cos \beta_{1s}$ e $U_{1s} = W_{1s} \sin \beta_{1s}$, chega-se na seguinte expressão final:

$$\frac{\dot{m} \Omega^2}{\rho_1 \pi \nu} = W_{1s}^3 \sin^2 \beta_{1s} \cos \beta_{1s} \quad (3.125)$$

Considerando que o gás seja perfeito, a seguinte correlação é válida:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} M^2 \right]^{1/(\gamma-1)} \quad (3.126)$$

Como o número de Mach na entrada é a relação da velocidade absoluta do gás com a velocidade do som, ou seja, $M_1 = C_1/a_1$, obtém-se a seguinte expressão correlacionando com o número de Mach relativo:

$$M_{1s} = M_1 = M'_{1s} \cos \beta_{1s} \quad (3.127)$$

Substituindo essas relações na expressão acima, tem-se:

$$\frac{\dot{m} \Omega^2 R T_{01}}{\pi \nu P_{01}} = \frac{M'_{1s}{}^3 a_1^3}{\left[1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M'_{1s}{}^2 \right]^{1/(\gamma-1)}} \sin^2 \beta_{1s} \cos \beta_{1s} \quad (3.128)$$

Definindo-se uma velocidade do som relativa a temperatura de estagnação como sendo $a_0^2 = \gamma R T_0$, pode-se relacionar as velocidades sônicas da seguinte forma:

$$\frac{a_0}{a} = \left[1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} M^2 \right]^{1/2} \quad (3.129)$$

Dixon (1998) mostra que substituindo a relação entre as velocidades sônicas na expressão acima, chega-se a:

$$\frac{\dot{m} \Omega^2}{\pi \nu P_{01} (\gamma R T_{01})^{1/2}} = \frac{M'_{1s}{}^3 a_1^3}{\left[1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M'_{1s}{}^2 \cos^2 \beta_{1s} \right]^{(3\gamma-1)/2(\gamma-1)} \sin^2 \beta_{1s}} \quad (3.130)$$

Whitfield e Baines (1990) definem ainda o número de Mach para a velocidade periférica do impelidor como sendo:

$$M_u = \frac{U_2}{a_{01}} \quad (3.131)$$

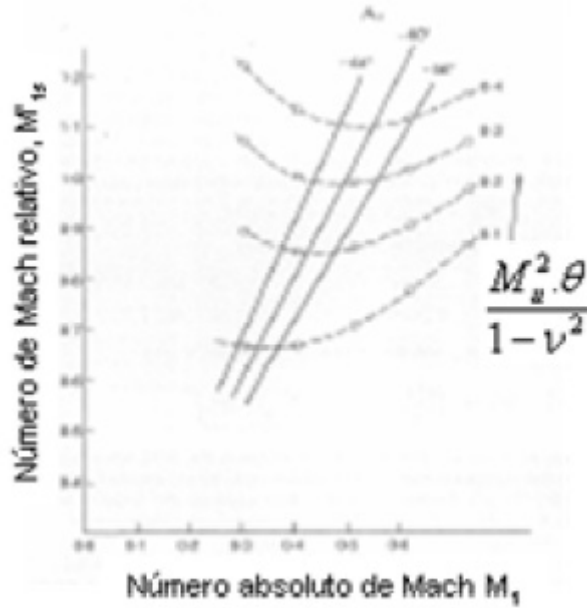


Figura 3.26: Gráfico M_1 x M'_{1s}

O parâmetro adimensional da vazão mássica pode ser ainda escrito como:

$$\theta = \frac{\dot{m}}{\pi r_2^2 \rho_{01} a_{01}} \quad (3.132)$$

Whitfield e Baines (1990) mostram ainda que:

$$\frac{\dot{m} \Omega^2}{\pi \nu P_{01} (\gamma R T_{01})^{1/2}} = \frac{M_u^2 \theta}{1 - \nu^2} = \frac{M'_{1s}{}^3 a_1^3}{\left[1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M'_{1s}{}^2 \cos \beta_{1s}\right]^{(3\gamma-1)/2(\gamma-1)} \sin^2 \beta_{1s}} \quad (3.133)$$

Uma forma de minimizar o número de Mach relativo para qualquer vazão mássica é através da maximização da vazão mássica para qualquer número de Mach relativo. Isso é conseguido através da obtenção da derivada da equação 3.133 em relação ao ângulo de entrada do *shroud*, β_{1s} , e igualando o seu resultado a zero. Esse procedimento foi desenvolvido por Stanitz (1952b), resultando na figura 3.26.

Avaliando a figura 3.26, verifica-se que o ângulo β_{1s} deve se situar em torno de 60° .

Whitfield e Baines (1990) mostram que, rearrajando a expressão de $M_u^2 \theta / (1 - \nu^2)$ chega-se na seguinte expressão:

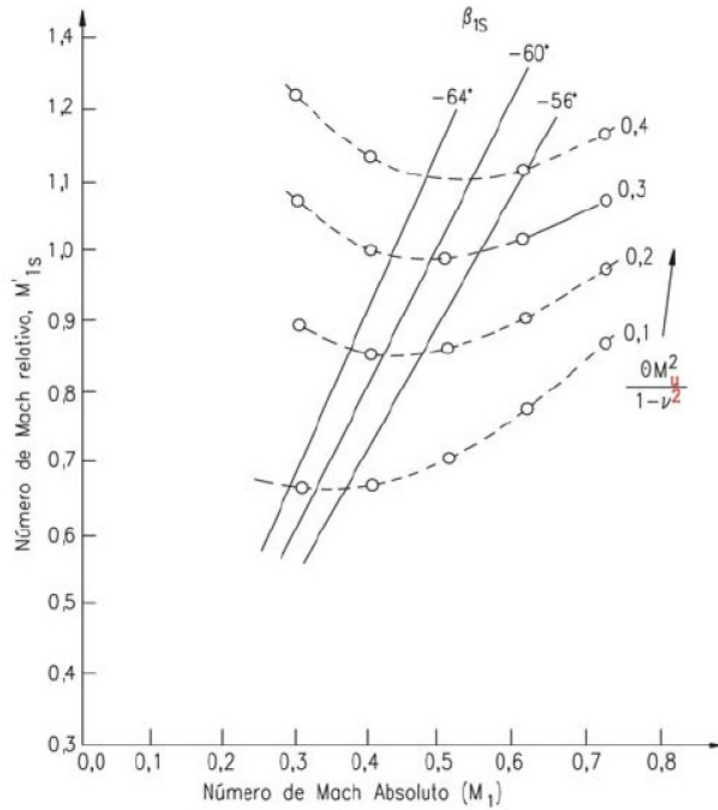


Figura 3.27: Gráfico alternativo de $M_1 \times M'_{1s}$

$$M'_{1s}{}^2 = M_{1s}^2 + \frac{M_u^2 \theta}{1 - \nu^2} \frac{1}{M_{1s} \left[1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{1s}'^2 \cos \beta_{1s} \right]^{(3\gamma-1)/2(\gamma-1)}} \quad (3.134)$$

Essa expressão é representada pela figura 3.27. Percebe-se que existe uma faixa de ângulo de entrada do *shroud*, entre 56° e 64° , que é similar à faixa levantada na metodologia anterior, na qual o valor do número de Mach relativo é mínimo.

Para qualquer vazão mássica, o projetista pode minimizar o número de Mach relativo na entrada selecionando o ângulo de entrada através da metodologia acima. Whitfield e Baines (1990) recomendam adotar um valor inicial para esse ângulo igual a 60° . Apesar dessa recomendação, o projetista deve avaliar tanto o ângulo β_{1s} como também o ângulo de descarga α_2 de forma a evitar que o valor de Mach na saída seja superior a 1, o que levaria o compressor ao *choke*.

Came e Robinson (1999) mostram ainda a influência do ângulo de entrada no *shroud* na vazão mássica para diferentes números de Mach relativos na entrada no

shroud. Isso pode ser visto na figura 3.28.

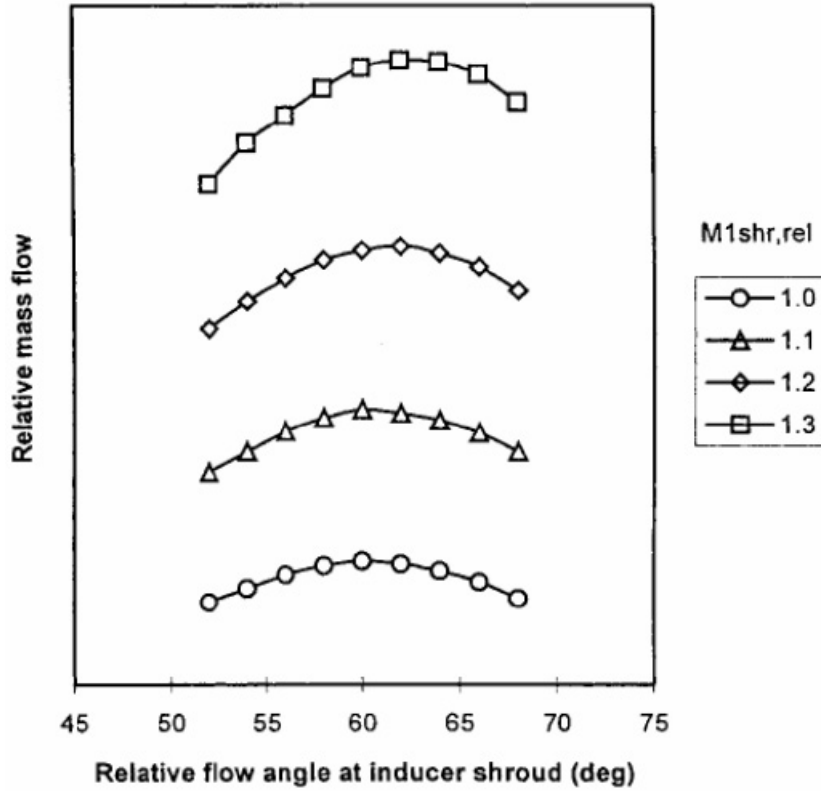


Figura 3.28: Gráfico relacionando a vazão mássica com β_{1s}

A expressão da vazão mássica pode ser reescrita para se determinar os raios do *hub* e do *shroud* conhecendo-se o ângulo de entrada β_{1s} e o número de Mach relativo, M'_{1s} :

$$\dot{m} = \rho A_1 C_1 = \pi \rho (r_{1s}^2 - r_{1h}^2) C_{m1} \quad (3.135)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{m} \Omega^2}{(\gamma R T_{01})^{1/2}} \frac{\pi (r_{1s}^2 - r_{1h}^2) \rho_{01} a_{01} M_{1s}'^2}{\left[1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{1s}'^2 \cos^2 \beta_{1s} \right]^{(3\gamma-1)/2(\gamma-1)}} \quad (3.136)$$

3.5.4 Saída do impelidor

Came e Robinson (1999) mostram uma metodologia simplificada para o projeto unidimensional de um compressor centrífugo. Esses autores apresentam, por exemplo, a influência do ângulo de saída da pá no fator de trabalho (λ). Esse parâmetro

adimensional foi definido por Rodgers (1978) e é função da razão entre a componente tangencial da velocidade absoluta com a velocidade periférica: $\lambda = C_{u2}/U_2$.

O fator de trabalho é função do aumento da entalpia sobre a velocidade periférica ao quadrado, conforme pode ser visto nas expressões abaixo:

$$\Delta H = U_2 C_{u2} \quad (3.137)$$

$$\mu = 1 - \frac{C_{slip}}{U_2} \quad (3.138)$$

$$C_{u2} = \mu U_2 + C_{m2} \tan \beta'_{b2} \quad (3.139)$$

$$\frac{C_{u2}}{U_2} = 1 - \frac{C_{slip}}{U_2} + \frac{C_{m2} \tan \beta'_{b2}}{U_2} \quad (3.140)$$

$$\lambda = \frac{\Delta H}{U_2^2} = \frac{C_{u2}}{U_2} = 1 - \frac{C_{slip}}{U_2} + \frac{C_{m2} \tan \beta'_{b2}}{U_2} \quad (3.141)$$

Deve-se observar que esses autores tomaram o ângulo da pá na saída β'_{b2} em relação ao eixo radial e não em relação ao eixo tangencial. Para o ângulo β_2 em relação ao eixo tangencial a expressão acima seria escrita em função de cotangente e não em função da tangente.

A influência do ângulo da pá fator de trabalho é mostrada na figura 3.29 para o caso particular de um impelidor de 18 pás e a relação entre $C_{m2}/U_2 = 0,2$.

Essa figura mostra que existe uma correlação linear entre o fator de potência e o ângulo da pá na saída até $\beta'_{b2} = 35^\circ$. Segundo os autores, o efeito característico no gradiente da razão de pressão é amortecido até 35° . Na prática, a redução da razão de pressão começa a ser observada mais significativamente para valores desse ângulo superiores a 25° , ou inferiores a 65° para o caso do ângulo ser tomado em relação ao eixo tangencial.

Came e Robinson (1999) também mostram a influência do ângulo β'_{b2} em relação à velocidade periféria U_2 . Reescrevendo a razão de pressão em relação ao aumento de entalpia e as velocidades e fazendo os devidos arranjos, verifica-se que

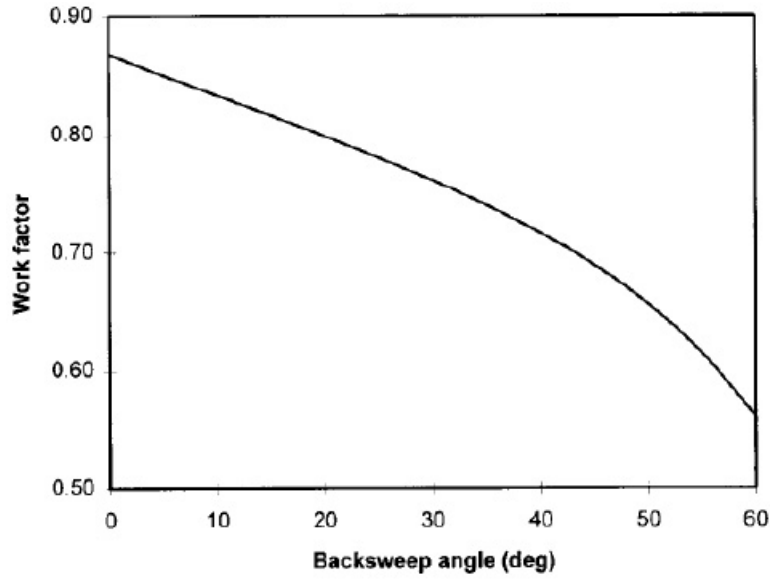


Figura 3.29: Gráfico $\lambda \times \beta'_2$

existe uma correlação com o número de Mach M_{u2} :

$$\frac{P_{02s}}{P_{01}} = \left[1 + (\gamma - 1)\eta_s \left(\frac{\Delta H}{U_2^2} M_{u2}^2 \right)^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.142)$$

Expressando essa equação na figura 3.30, considerando o mesmo impelidor da figura 3.29.

O balanço entre os fatores afetando tanto a estabilidade do compressor quanto o nível de tensão do material do impelidor, devido ao limite da velocidade periférica que é função do material escolhido, resulta em um ângulo de saída da pá de pelo menos 30° . (ou 60° quando medido em relação à direção tangencial). Verifica-se pela curva da figura 3.29 que valores acima de 40° (ou inferiores a 50°) leva a resultados não muito lineares, por isso não deve ser considerado em um projeto.

Whitfield e Baines (1990) mostram em mais detalhe a influência do ângulo de saída da pá β'_{b2} nos demais parâmetros e a razão porque deve ser limitado a 40° . Reescrevendo a expressão da razão de pressão no impelidor em função do fator de trabalho λ , tem-se:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = [1 + (\gamma - 1)\eta_s \lambda M_{u2}^2]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.143)$$

Consequentemente, a expressão de aumento de temperatura fica da seguinte forma:

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = 1 + (\gamma - 1)\lambda M_{u2}^2 \quad (3.144)$$

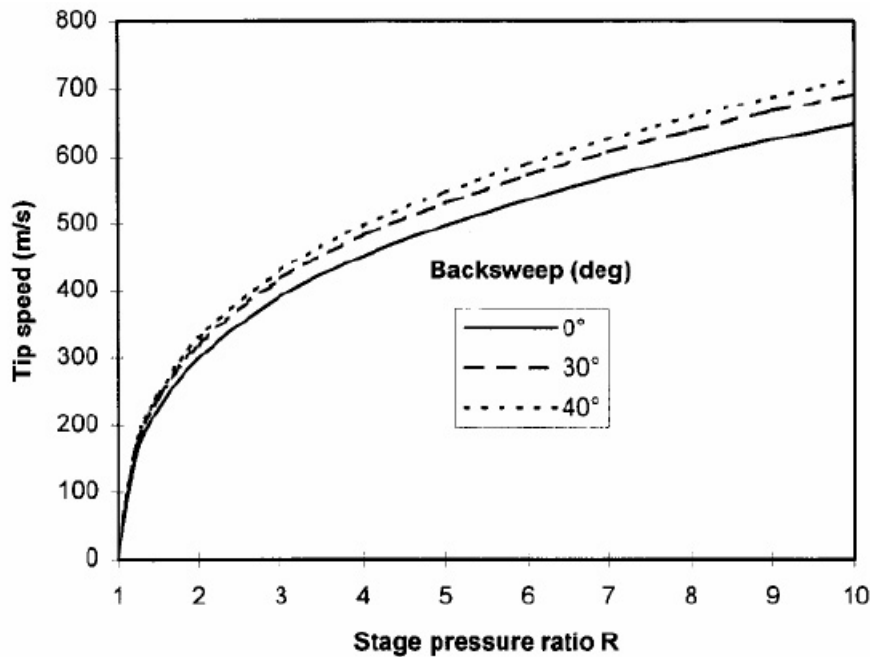


Figura 3.30: Gráfico mostrando a influência da velocidade periférica na razão de pressão

Fazendo os devidos arranjos matemáticos e fazendo as devidas substituições, chega-se na seguinte expressão para o número de Mach M_2 na saída do impelidor:

$$M_2 = \frac{M_u \lambda / \sin \alpha_2}{\{1 + (\gamma - 1) \lambda M_{u2}^2 [1 - 0,5 \lambda / \sin^2 \alpha_2]\}^{1/2}} \quad (3.145)$$

Essa expressão é mostrada na figura 3.31, considerando um ângulo da velocidade absoluta do fluido na saída α_2 de 65° .

Analisando esse gráfico verifica-se que o aumento do ângulo de saída da pá tomado em relação ao eixo radial (β'_{b2}) tende a diminuir o número de Mach na saída. Esse efeito traz benefícios para a operação da máquina, pois evita que ela venha a operar perto do *choke*. Também é possível visualizar porque deve-se limitar o valor do número de Mach M_u , pois valores altos levam a um aumento do número de Mach na descarga do impelidor.

Whitfield e Baines (1990) fazem uma análise da influência do ângulo da pá na saída quando acrescenta a razão de pressão, conforme pode ser mostrado figura 3.32, considerando uma eficiência isoentrópica de 80%.

Analisando a figura 3.32, verifica-se que o número de Mach na descarga M_2

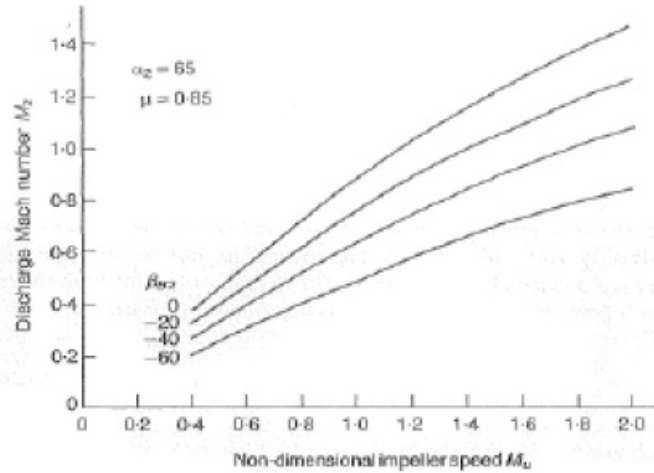


Figura 3.31: Gráfico M_u x M_2

diminui para qualquer aumento do ângulo do fluido na saída α_2 , tanto para razão de pressão de 3:1 quanto para 8:1, até um ângulo β'_{b2} de 30° a 40° . Acima desse valor o efeito é o contrário.

Came e Robinson (1999) também apontam como sendo de primordial importância nos primeiros passos de um projeto de um compressor a largura do impelidor na saída (b_2). Essa dimensão controla a difusão relativa no impelidor bem como o ângulo da velocidade absoluta na saída do impelidor (α_2). Uma difusão excessiva leva ao aumento das perdas enquanto que uma difusão insuficiente irá levar ao aumento excessivo das velocidades relativas bem como a um aumento das perdas por atrito.

Esses autores mostram que a relação entre as velocidades relativas na saída e na entrada no *shroud* (W_2/W_{1s}) é um critério válido de projeto e deve se situar entre 0,45 e 0,6.

A largura ideal na saída do impelidor também afeta o ângulo da velocidade absoluta na saída do impelidor. Esse parâmetro afeta tanto as perdas por turbilhonamento (*mixing losses*) na saída do impelidor como no desenvolvimento da camada limite no espaço entre a saída do impelidor e a entrada do difusor. Johnston e Dean Jr. (1966) desenvolveram uma correlação entre $\tan \alpha_2$ e as perdas por turbilhonamento, conforme pode ser visto na figura 3.33.

Quanto menor for $\tan \alpha_2$ maiores serão as perdas por turbilhonamento devido

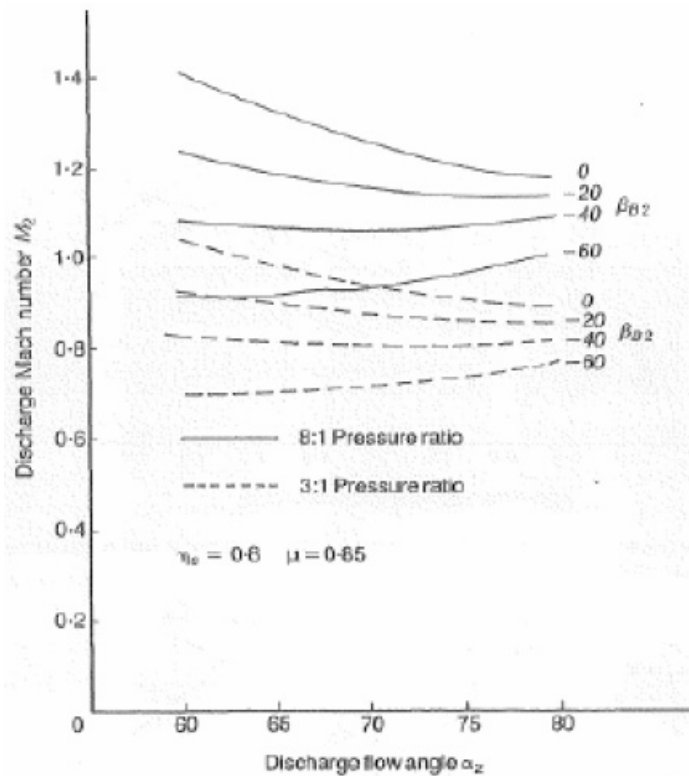


Figura 3.32: Gráfico $\alpha_2 \times M_2$

a formação de esteiras por causa do grande valor da componente radial da velocidade. Em contrapartida, caso o valor dessa tangente seja muito baixo resultará em um escoamento com pequenas esteiras (*shallow spiral flow*), levando a um grande desenvolvimento da camada limite no espaço entre o impelidor e o difusor. Esses autores recomendam adotar um valor de α_2 entre 69° e 73° .

Por fim, Whitfield e Baines (1990) mostram o efeito da relação r_{1s}/r_2 e a relação b_2/r_2 no projeto unidimensional de um compressor para se estabelecer as condições de saída do fluido.

A figura 3.34 mostra um exemplo da análise que deve ser feita no momento de selecionar os parâmetros geométricos básicos para o projeto do rotor. Assim, embora seja possível controlar o número de Mach relativo na entrada, reduzindo a razão de raios r_{1s}/r_2 , também é possível observar que a altura da pá na descarga diminui, ocasionando um incremento nos números de Mach tanto na entrada quanto na saída (M_{1s} e M_2), conseqüentemente reduzindo a faixa de operação do compressor. Whitfield e Baines (1990) indicam que a razão de raios r_{1s}/r_2 deve variar de

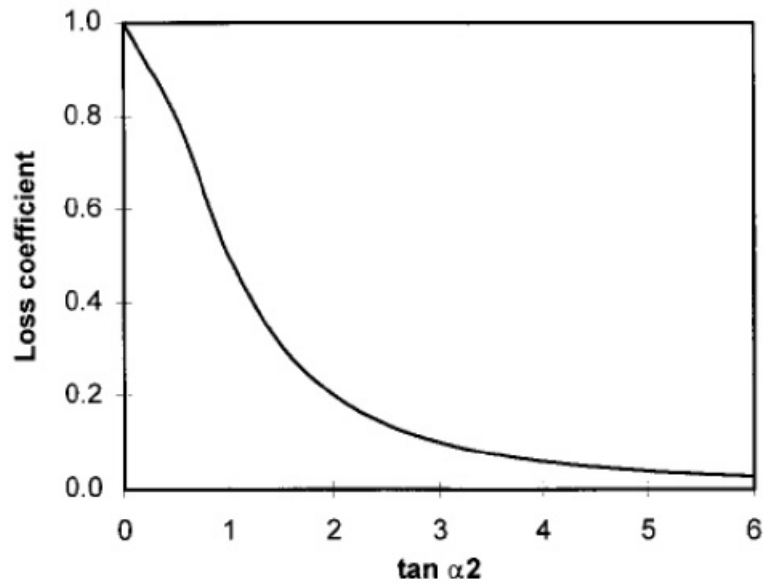


Figura 3.33: Gráfico correlacionando as perdas com α_2

0,3 a 0,7.

3.6 Considerações finais deste capítulo

Foi visto neste capítulo toda a base teórica de um compressor centrífugo, desde as correlações termodinâmicas até a correlação das mesmas com as velocidades desenvolvidas ao longo do impelidor. Foi mostrado também a influência tanto dos parâmetros termodinâmicos como dos geométricos no desempenho dessa máquina.

Foi visto também a metodologia básica para um projeto unidimensional. Apesar dela se basear em uma simples análise do triângulo de velocidades e das relações termodinâmicas básicas, é uma tarefa iterativa para se conseguir determinar as principais dimensões de um impelidor. Whitfield e Baines (1990) propõem ainda um programa em FORTRAN, baseado nas diversas correlações mostrada por eles ao longo dos capítulos do seu livro, para calcular as principais dimensões do impelidor. Nascimento et al. (2007) aplicaram a metodologia desse autor para desenvolver um programa computacional para o dimensionamento preliminar de um impelidor e do difusor. Com essa ferramenta computacional pronta foi desenvolvido um impelidor de um compressor que será usado em uma turbina a gás.

Walsh e Fletcher (1998) sintetizam todas as expressões bem como a metodolo-

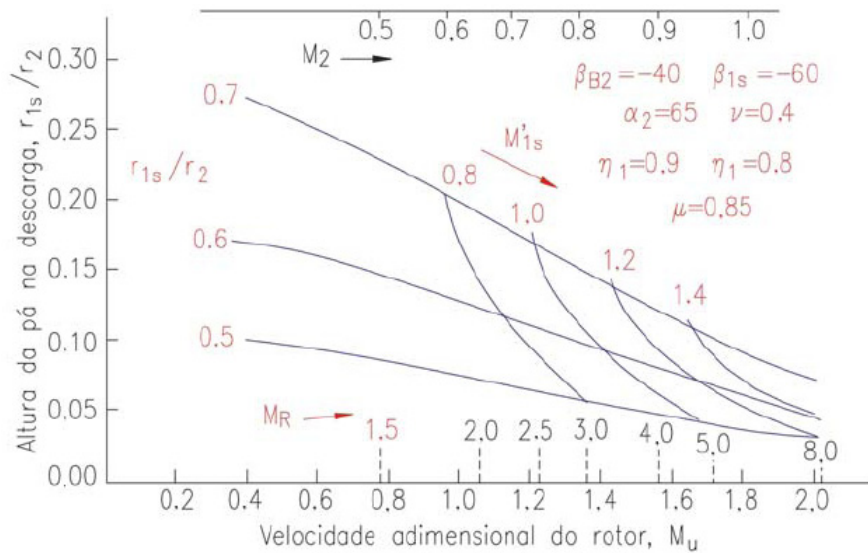


Figura 3.34: Efeito da redução de r_{1s}/r_2 na altura adimensional da pá na descarga

gia de cálculo de desempenho de uma turbina a gás qualquer, mostrando em detalhe os cálculos de cada componente de uma turbina, incluindo um compressor centrífugo. Existem diversas outras publicações que tratam desse assunto, podendo-se destacar ainda Cumpsty (1989) e Aungier (2000), cada um mostrando em detalhe diferentes aspectos. Por exemplo, para o caso de se buscar melhoria no perfil aerodinâmico da pá do impelidor ou do difusor, Aungier (2000) pode ser mais apropriado.

O livro de Whitfield e Baines (1990) é o mais indicado para aqueles que buscam as relações básicas de projeto de um compressor e de uma turbina radial.

Um projeto unidimensional pode dar bons resultados caso o projetista tenha experiência prévia com o tipo de máquina que está sendo projetada, incluindo um bom banco de dados contendo o desempenho de máquinas similares. Caso seja um novo desenvolvimento, outras ferramentas de projeto mais precisas deverão ser usadas. Antigamente era muito comum as simulações de modelos em 2D, quasi-3D, projeto com a metodologia *through flow*, fluidodinâmica computacional, etc.

Capítulo 4

Metodologia da Fluidodinâmica Computacional

Hoje em dia, com o grande avanço de da ciência computacional e com o desenvolvimento de novos algoritmos que permitem a realização de diversos cálculos extremamente complexos, é possível o uso de ferramentas bastante precisas para a melhoria do projeto unidimensional de uma turbomáquina. Devido a esses avanços, uma ferramenta muito usada em projeto e em desenvolvimento de máquinas é a fluidodinâmica computacional.

4.1 Modelagem

A Ciência sempre busca a explicação e a reprodução dos fenômenos físicos e químicos que ocorrem na natureza através de modelos matemáticos. O processo de criação de um modelo é chamado de modelagem. Existem diversos exemplos que podem ser citados para ilustrar isso, sendo que talvez os mais conhecidos e usados sejam as Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica e as três Leis de Newton. O domínio de diversas técnicas de modelagem e a possibilidade de previsão do comportamento de um sistema qualquer possibilitou o uso dessa ferramenta para a solução dos problemas de engenharia. Portanto, pode-se definir que um modelo matemático é um conjunto de equações e de relações matemáticas cujo objetivo é descrever o comportamento de um sistema qualquer. Ele tenta expressar as relações de causa e

de conseqüência entre as diversas variáveis de um determinado fenômeno através de conceitos abstratos expressos de forma matemática. A sua solução pode ser analítica ou numérica.

Quando é possível obter a solução dessas equações através de métodos matemáticos conhecidos, diz-se que a solução é analítica. Mas existem casos cuja solução não é trivial, ou ainda não se conseguiu desenvolver um método matemático específico para solucionar um determinado problema, portanto deve-se recorrer aos chamados métodos numéricos e a solução do problema é chamada de solução numérica. Um exemplo bastante conhecido e que será abordado em maiores detalhes neste trabalho é a solução tridimensional das equações de Navier-Stokes.

Os modelos matemáticos devem ser capazes de predizerem resultados de fenômenos naturais (por exemplo, a previsão do tempo) ou de problemas de engenharia. Os problemas de engenharia, por sua vez, podem ser em escala real ou em escala reduzida, como aqueles em bancadas de teste.

Para que um modelo matemático possa ser usado nos problemas de engenharia ou na previsão de fenômenos naturais, é necessário avaliar a sua acurácia, ou seja, deve-se fazer a comparação dos seus resultados com os valores reais medidos em uma bancada de teste ou aqueles medidos no campo em alguma unidade industrial, ou então aqueles observados na natureza. Esse processo é conhecido como validação do modelo.

A grande vantagem dos modelos matemáticos é o seu uso em projetos de novas unidades industriais, na otimização dos mesmos ou em novos desenvolvimentos. Se não existisse essa poderosa ferramenta, todo novo projeto em condições ou dimensões diferentes das de um anterior, ou todo novo desenvolvimento, seria feito a base da tentativa e de erro, aumentando assim consideravelmente os custos, tornando-os proibitivos. Pode-se dizer que os modelos matemáticos permitem o desenvolvimento de novos produtos, processos e equipamentos a um custo razoável.

As equações da quantidade de movimento de um fluido, também conhecidas como as equações de Navier-Stokes, são usadas para descrever o campo de velocidade do escoamento de um fluido qualquer. Se o regime de escoamento é laminar, o escoamento é no interior de um tubo ou em uma placa plana, o fluido é incom-

pressível e se o escoamento é unidirecional, existem soluções analíticas para essas equações. Mas a maioria dos escoamentos que ocorre na natureza ou nos problemas de engenharia não segue essas hipóteses, principalmente quanto ao regime, que é turbulento, e a direção, que é tridimensional. Nesse caso, deve-se obter soluções numéricas para a resolução dessas equações.

4.2 Métodos numéricos

As formulações matemáticas normalmente utilizadas possuem o formato diferencial, podendo ser descritas por variáveis com domínio no espaço e no tempo. Para obter a solução aproximada destas equações, é necessária a utilização de métodos de discretização, que consistem basicamente em transformar as equações diferenciais em um sistema de equações algébricas, as quais podem ser então resolvidas empregando-se computadores.

As aproximações são aplicadas em domínios discretos no espaço e no tempo, de forma que a solução numérica e/ou simulação providencia resultados em locais discretos no espaço e no tempo. Esta é a essência dos métodos numéricos denominados como Eulerianos. Quanto melhor a qualidade desta discretização espaço-temporal adotada, maior será a precisão da solução numérica empregada.

Os métodos numéricos contemplam métodos para solucionar as Equações Diferenciais Parciais (EDPs). Os métodos numéricos buscam a simplificação das EDPs através da obtenção da sua forma algébrica por meio da expansão da série de Taylor dos termos diferenciais. A solução será dependente das condições de contorno e das condições iniciais, quando o regime for transiente.

Existem diversos modelos numéricos para solução de um sistema de equações diferenciais, mas serão abordados apenas três métodos baseados no Modelo de Euler a saber: Método de Diferenças Finitas; Método de Elementos Finitos e Método de Volumes Finitos.

O Método de Diferenças Finitas (MDF) consiste em transformar um problema composto de equações diferenciais em um problema composto de equações algébricas. Primeiro deve-se discretizar o domínio da variável independente, ou seja, dividir

o domínio de cálculo em diversos subdomínios. Chama-se a esse processo de geração de malha. A malha pode ser uniforme, ou seja, todos os subdomínios têm o mesmo tamanho, ou não. O segundo passo é gerar aproximações para as derivadas das variáveis dependentes nos pontos discretos e substituir essas aproximações nas equações diferenciais ordinárias, formando assim um sistema de equações algébricas.

A aproximação das derivadas das variáveis dependentes é conseguida através da expansão em série de Taylor da função em torno de um determinado ponto, que pode ser de até segunda ordem.

A aplicação das equações diferenciais no método das diferenças finitas é local e a solução é composta por um conjunto de pontos (os nós das malhas) de valores conhecidos. O domínio computacional é usualmente representado por uma malha, normalmente do tipo estruturada formada por elementos hexaédricos, e a solução é obtida para cada nó (vértice) dos elementos desta malha.

O MDF, conforme visto, é baseado na discretização do domínio da equação diferencial. Os métodos de volumes finitos e de elementos finitos também se baseiam em uma discretização do domínio, mas com diferentes características na obtenção da solução.

O MDF apresenta facilidade de formulação, cuja malha deve ser do tipo estruturada para todos os casos, providenciando soluções discretas. Nas geometrias com superfícies curvas, as malhas das curvas devem ser transformadas em coordenadas cartesianas ortogonais de forma que a equação de diferença finita pode ser implementada.

O Método de Elementos Finitos (MEF) representa uma classe do Método de Galerkin. O domínio computacional é dividido por um número finito de elementos e a solução em cada elemento é dividida por um número finito de elementos e a solução em cada elemento é construída a partir de funções base, que permitem substituir as EDPs por equações no formato matricial. O MEF requer um rigor matemático maior do que o MDF para ser utilizado em geometrias mais complexas com malha não estruturada, sem a necessidade de transformação de coordenadas tal como no MDF.

O Método de Volume Finito (MVF) consiste em uma formulação analítica de

elementos de volume de controle para descrever a dinâmica de fluidos, que emprega um algoritmo de pressão-velocidade.

A vantagem básica do MVF em relação ao MDF é não requerer o uso restrito de malhas estruturadas, que são formadas por quadriláteros ou hexaedros não alinhados aos eixos principais, como os que aparecem em grades esféricas ou curvilíneas. Desta forma, utilizando malhas não estruturadas, que contém polígonos ou poliedros sem qualquer padrão explícito de conectividade, este método também tem a capacidade de trabalhar com geometrias mais complexas, contento pequenas saliências e/ou reentrâncias, graças também ao fato do cálculo das variáveis poder ser realizado nos nós localizados no meio dos elementos por interpolação.

O MVF pode apresentar formulação baseada no MEF e no MDF, sendo que as propriedades de conservação ao longo do domínio geométrico são preservadas devido à integração dos fluxos normais às superfícies. Esse método providencia soluções discretas, utilizando malhas não-estruturadas para geometrias complexas.

No caso específico das equações de Navier-Stokes, para que seja possível encontrar a solução para os casos reais que ocorrem na natureza ou na engenharia, foi necessário desenvolver métodos de solução numérica acoplados a modelos de turbulência que são empregados juntamente com a discretização do domínio.

4.3 Malhas

Conforme visto no item anterior, a geração da malha é o processo pela qual é realizada a discretização espacial para se poder aplicar um modelo de solução numérica. A malha gerada pode ser de diversos formatos geométricos tais como triangular, tetraédrica, ou elementos prismáticos, piramidais e hexaédricos. Na figura 4.1 são mostrados esses diversos tipos de malha.

Alguns modelos, como o MVF, permitem a utilização de malha híbrida, ou seja, a aplicação de malhas de diferentes tipos. A escolha da malha depende da complexidade da geometria estudada e dos pontos de maior interesse dessas geometrias. Isso significa dizer que a solução de um problema que tenha uma geometria complexa, com curvaturas e mudanças de direção, é recomendável a utilização de

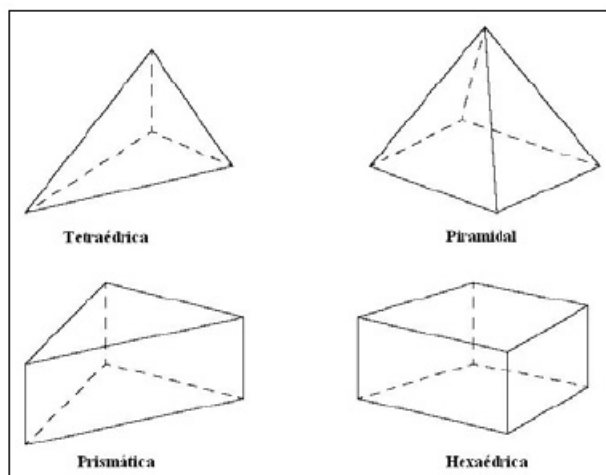


Figura 4.1: Tipos de elementos de malha

uma malha híbrida ou, em alguns casos, de malha não estruturada, ou seja, que não tenha uma forma geométrica definida.

A solução dos modelos numéricos está intimamente ligada ao tipo de malha escolhida e também que a malha seja suficientemente refinada. Isso significa dizer que a malha deve ter um número mínimo de elementos de forma que o erro da solução seja extremamente baixo. Além disso, os elementos da malha devem acompanhar da melhor maneira possível a geometria da superfície. Normalmente, para aplicação em escoamento de um fluido, é necessário que a malha seja mais refinada na região da camada limite.

4.4 Simulação Numérica

É a área de mecânica computacional que procura simular diversos fenômenos físicos e químicos através da utilização de uma sistemática que envolve engenharia, matemática e ciência da computação. O fenômeno físico ou químico em estudo, conforme visto anteriormente, é representado por um sistema de equações parciais diferenciais, ou seja, o problema de engenharia é traduzido para a matemática. O sistema de equações é aproximado pelo método de elementos finitos. E finalmente os resultados da simulação são comparados com o fenômeno físico em estudo, ou seja, novamente engenharia.

O fenômeno físico objeto do nosso estudo é o escoamento de um gás no interior de um compressor. A simulação numérica que estuda especificamente esse estudo é conhecida como fluidodinâmica computacional, ou CFD (*Computacional Fluid Dynamics*).

A fluidodinâmica computacional (CFD) transformou-se numa parte integral no processo de projeto turbinas aeronáuticas e das turbomáquinas em geral, é uma ferramenta viável para compreender características físicas complexas dos perfis de escoamento associados aos vários componentes dos equipamentos. O uso do CFD permite a experimentação com novas idéias de projeto o que não era possível antes, devido ao custo excessivo associado com a manufatura e testes dos protótipos. Assim, o CFD pode melhorar o projeto, reduzir o custo do desenvolvimento, contribuir para o desempenho melhorado e aumentar a compreensão do perfil do escoamento.

Com a velocidade crescente dos processadores e o desenvolvimento de plataformas computacionais paralelas, o custo computacional e o tempo são cada vez mais reduzidos, viabilizando a sua utilização em simulações de alta complexidade.

A simulação numérica tem como vantagens a diminuição do custo tanto no desenvolvimento de um novo produto quanto na otimização de um produto existente, projetar equipamentos para diferentes dimensões ou para operar em condições operacionais distintas do projeto original, prever a ocorrência de problemas na fase de projeto, entender e visualizar melhor os fenômenos que ocorrem nos equipamentos de forma a permitir a prevenção de falhas, quando na fase de projeto, ou a solução do problema, quando o equipamento está em operação.

A utilização da simulação numérica fornece resultados confiáveis a um baixo custo devido ao número reduzido de experimentos. Também oferece a oportunidade de se desenvolver novos produtos e fazer várias simulações, antes mesmo da manufatura dos mesmos.

É de extrema importância obter a validação da simulação numérica através da comparação dos seus resultados com aqueles levantados no campo ou na bancada de testes. Somente após esse procedimento é que se pode confiar nos resultados da simulação numérica. Caso contrário, quando os resultados são muito diferentes dos dados reais, deve ser feita uma revisão da simulação (geometria, condições iniciais

e de contorno, modelos utilizados, entre outros) a fim de que os erros da simulação cheguem a níveis aceitáveis.

4.5 Fluidodinâmica Computacional

Dentre as diversas técnicas de soluções numéricas que permitem discretizar o domínio físico em um sistema de equações algébricas no espaço e no tempo, podemos citar a fluidodinâmica computacional (CFD).

A Fluidodinâmica Computacional é o ramo da Ciência que acopla a Mecânica dos Fluidos com os Métodos Numéricos para buscar a solução das equações diferenciais básicas que governam o movimento de fluidos viscosos, com ou sem transferência de calor ou realização de trabalho. As equações da mecânica dos fluidos foram vistas no capítulo 3.

Por causa das características do método numérico de volumes finitos já descritos anteriormente, ele é o preferido para ser usado em problemas de CFD, principalmente em turbomáquinas. Existem disponíveis diversos *softwares* comerciais e acadêmicos para CFD, podendo-se destacar os seguintes: NUMECA, VARIFLOW, TASCFLOW, FLUENT e CFX. As simulações numéricas realizadas por esse *softwares* acoplam as equações de conservação da quantidade de movimento linear (Navier-Stokes) com as equações de conservação de massa, de conservação de energia e a de entropia.

A quase totalidade dos escoamentos que ocorrem nos casos reais é turbulenta. A figura 4.2 visualiza a distribuição espectral da energia cinética turbulenta, o que permite entender como a atividade turbulenta de um escoamento se dá em função dos tamanhos das diferentes estruturas turbilhonares que o caracterizam.

As maiores estruturas (menores números de onda) são as portadoras da maior quantidade de energia. Quanto maior o número de onda, menor é a estrutura turbilhonar e menor a quantidade de energia transportada por ela.

Pode-se observar na figura 4.2 a existência de diferentes zonas características do espectro. A primeira é conhecida como zona inercial, onde o processo de transferência não linear de energia, entre as diferentes escalas, predomina. À medida que

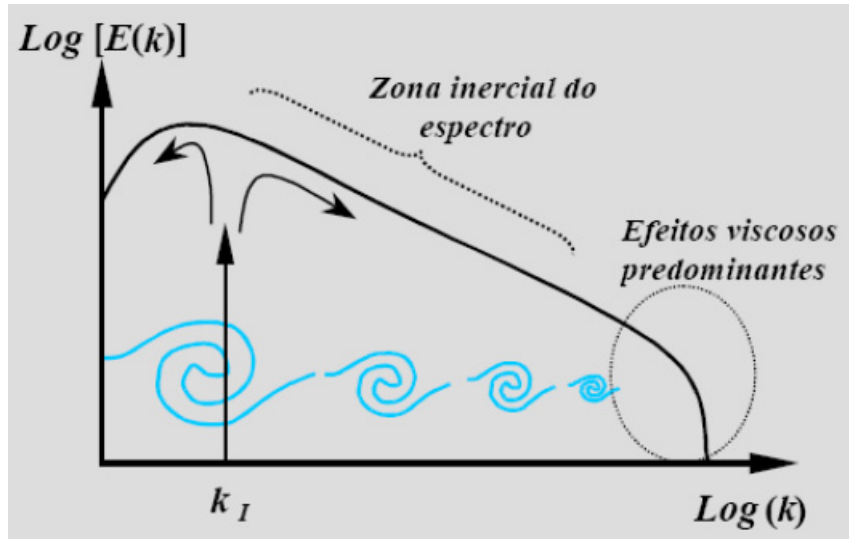


Figura 4.2: Espectro da energia cinética

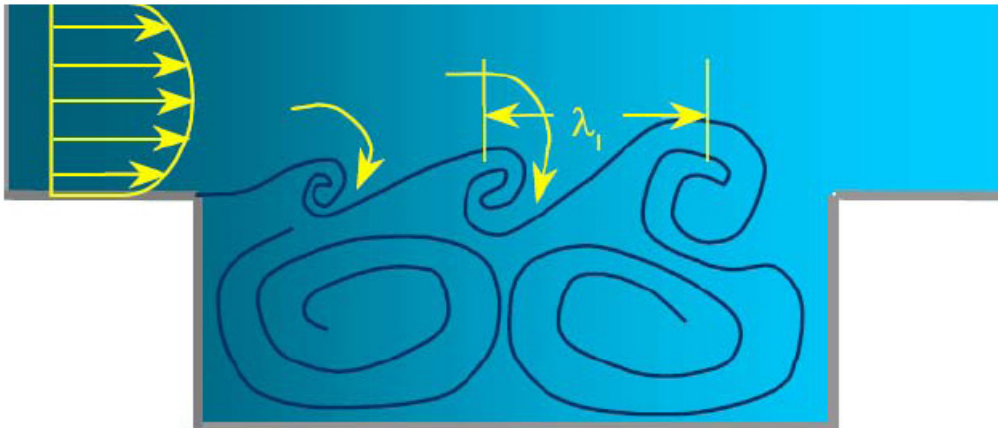


Figura 4.3: Processo de transferência de energia em um escoamento turbulento

o número de onda aumenta, ou seja, o tamanho das estruturas turbulentas diminui, o número de Reynolds local diminui e o processo de dissipação viscosa começa a predominar sobre os efeitos não lineares.

Observa-se também que cada escoamento tem um número de onda característico de injeção de energia. Em função do processo físico de injeção de energia no escoamento, ela se divide seguindo dois cursos, a saber: o curso de transferência direta de energia das maiores para as menores escalas e o curso inverso de energia, ou seja, das menores para as maiores escalas. A figura 4.3 ilustra esse fenômeno.

De posse dessas informações, verifica-se que o escoamento turbulento é ex-

tremamente complexo, caótico, randômico e existem diferentes campos de velocidade em diversas escalas. Além disso, mesmo as estruturas turbilhonares, que ocorrem na menor escala, que é conhecida como a escala de Kolmogrov, afetam as estruturas das escalas maiores, conforme visto acima. Por isso, somente o emprego de métodos de solução numérica para as equações de Navier-Stokes pode não ser possível ou viável para se chegar um resultado final. Portanto, diversos modelos de turbulência foram desenvolvidos buscando facilitar a solução dessas equações a um custo computacional compatível para a indústria em geral.

Os *softwares* comerciais e acadêmicos incorporaram diferentes modelos de turbulência nas suas rotinas de forma a otimizar o tempo de processamento e aumentar a precisão das respostas. Esses modelos de turbulência serão vistos em detalhes ao longo deste capítulo.

O escoamento que ocorre no interior de uma turbomáquina é turbulento, viscoso, tridimensional e submetido à rotação. Em um compressor, ainda por cima, o escoamento é compressível. Portanto, é de extrema importância tanto para a indústria que fabrica como a que utiliza esses equipamentos, o domínio de modelos validados para solução das equações que regem o escoamento do fluido no interior das máquinas.

Os *softwares* comerciais mais utilizados para turbomáquinas são o CFX e o FLUENT. Apesar de serem *softwares* distintos entre si, pertencem ao mesmo fabricante.

4.6 Equações Médias de Reynolds de Navier-Stokes (RANS)

Praticamente todo tipo de escoamento que ocorre na natureza e nas aplicações de engenharia é turbulento. Uma forma fácil de caracterizar um escoamento como sendo turbulento é através do número de Reynolds. Se ele for alto, por exemplo, acima de 2400 em tubos de seção circular, o escoamento deixa de ser laminar e começa a apresentar características turbulentas. Um alto número de Reynolds significa que as forças de inércia do fluido se tornam significativas quando comparadas

com as forças viscosas.

Além disso, um escoamento turbulento apresenta outras características típicas tais como: escoamento caótico, randômico, irregular, apresenta espectro de diferentes escalas (no tempo e no espaço), é difusivo, tridimensional, dissipativo e o escoamento ocorre em meio contínuo. Isso se deve porque mesmo as menores escalas de turbulência ainda são muito maiores que a escala molecular.

As equações de Navier-Stokes (N-S) estão dentre as mais complicadas equações diferenciais parciais da física matemática. Sua solução não é trivial, pois todas as três componentes da velocidade variam nas três direções espaciais e no tempo. Como essas equações são parciais diferenciais não lineares, elas admitem diversas soluções.

Entretanto, o escoamento turbulento abrange uma grande gama de escalas de comprimento e de tempo. Quanto maior o número de Reynolds, mais largo se torna o espectro de energia associado ao escoamento implicando em altas frequências ou estruturas viscosas muito pequenas.

Apesar das derivadas das componentes das velocidades serem finitas, a faixa de comprimentos de onda e a de frequências é contínua e muito extensa, implicando que as soluções numéricas das equações de N-S requeiram números muito grandes de pontos de discretização, da ordem de 10 milhões para os escoamentos mais simples, segundo Bradshaw (1996). Isso só é possível através da simulação numérica direta (DNS), que requer grande capacidade de processamento. Mesmo assim, o tempo de processamento é extremamente elevado, da ordem de meses, inviabilizando o seu uso na indústria. Para ilustrar a dificuldade em se usar DNS, em 1991 o recorde mundial era de Re igual a 600, o que exigiu a solução de 1.800.000 de equações simultâneas, enquanto em 2000 conseguia-se a solução de 20.000.000 simultâneas, o que corresponde a $Re=1.700$, segundo Neto (2000).

Como as escalas de comprimento de um escoamento turbulento são muito menores que a menor malha de volume finito que pode ser usada em uma análise numérica convencional, houve a necessidade de se criar modelos de turbulência, possibilitando assim a disseminação do uso dessa ferramenta em diversos projetos e desenvolvimentos.

Os modelos de turbulência foram desenvolvidos especificamente para esclarecer

os efeitos de turbulência utilizando uma malha não tão refinada quanto a da DNS. Apesar de não ser possível a visualização das menores esteiras e vórtices porque a escala da malha gerada é maior que a menor escala do escoamento turbulento, o resultado costuma ser satisfatório para a maioria dos casos.

A equação de Navier Stokes pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\rho \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial t} + \rho \tilde{U}_j \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \tilde{P}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \tilde{U}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \tilde{\rho} g_i \quad (4.1)$$

O termo convectivo da expressão acima pode ser escrito da seguinte forma:

$$\tilde{U}_j \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{U}_j \tilde{U}_i) - \tilde{U}_i \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{U}_j \tilde{U}_i) \quad (4.2)$$

Com isso, pode-se escrever as equações de N-S na sua forma conservativa:

$$\rho \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{U}_i \tilde{U}_j) = -\frac{\partial \tilde{P}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \tilde{U}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \tilde{\rho} g_i \quad (4.3)$$

O processo de decomposição das escalas da turbulência deu origem a dois grupos de equações: (i) Equações médias de Reynolds (1884), na qual as escalas de turbulência são separadas nas escalas relativas ao comportamento médio e nas escalas relativas às flutuações em relação a esta média e (ii) Equações de Navier-Stokes filtradas, para as quais as escalas da turbulência são separadas em dois grupos: grupos das grandes escalas e os grupos das pequenas escalas ou sub-malhas. Neste trabalho serão apresentadas com um pouco mais de detalhe as equações médias de Reynolds.

A alternativa para a solução completa de um escoamento turbulento dependente do tempo é a modelagem da média de Reynolds, na qual se toma a média estatística das equações de N-S. Essa média estatística é normalmente, mas não necessariamente, temporal. Pode-se dizer que as componentes das velocidades de um escoamento turbulento apresentam um valor médio constante no tempo e um valor variável ao longo do tempo e do espaço. Ou seja, é possível decompor o vetor velocidade por um valor médio e um valor variável:

$$\tilde{U}_i(\mathbf{x}, t) = U_i(\mathbf{x}) + u'_i(\mathbf{x}, t) \quad (4.4)$$

A componente constante é conhecida como a média de Reynolds. A expressão acima é válida para todos os termos da equação de N-S (pressão, densidade, etc.).

O termo variável, ou flutuante, de uma dada componente da velocidade ou qualquer outra quantidade, é a variação no tempo e no espaço em relação a um valor médio. Portanto, por definição, a média da componente variável é zero. Outro ponto que deve ser observado é que a média do termo constante, ou médio, da expressão acima é a sua própria média. Com isso, pode-se escrever:

$$\overline{\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial t}} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \overline{\frac{\partial(U_i + u'_i)}{\partial t}} dt = \frac{\partial U_i}{\partial t} + 0 \quad (4.5)$$

e

$$\overline{\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j}} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \overline{\frac{\partial(U_i + u'_i)}{\partial x_j}} dt = \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + 0 \quad (4.6)$$

É importante notar que isso leva ao seguinte resultado:

$$\overline{\tilde{U}\tilde{V}} = \overline{(U + u')(V + v')} = \overline{UV + Uv' + Vu' + u'v'} = \overline{UV} + \overline{Uv'} + \overline{Vu'} + \overline{u'v'} = UV + \overline{u'v'} \quad (4.7)$$

No geral, os modelos de turbulência procuram modificar as equações Navier-Stokes decompondo os termos dessa equação pelas suas médias e suas flutuações e tirando a média de todos os termos. Esse procedimento acaba produzindo as equações Médias de Reynolds - Navier-Stokes (RANS). Essas equações representam somente as quantidades de escoamento médio ao modelar os efeitos da turbulência sem a necessidade de definição das flutuações turbulentas. Todas as escalas do campo de turbulência são modeladas. Ou seja, as equações de N-S podem ser escritas da seguinte forma:

$$\rho \overline{\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial t}} + \rho \overline{\tilde{U}_j \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j}} = -\overline{\frac{\partial \tilde{P}}{\partial x_i}} + \mu \overline{\frac{\partial^2 \tilde{U}_i}{\partial x_j \partial x_j}} + \overline{\tilde{\rho} g_i} \quad (4.8)$$

O que leva ao seguinte resultado, tendo como base o desenvolvimento das expressões mostradas acima da média da decomposição da velocidade em um termo médio e um termo flutuante:

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{(u'_i u'_j)} + \rho g_i \quad (4.9)$$

Essa expressão é justamente as equações de N-S das médias de Reynolds (RANS).

Da mesma forma, esse artifício matemático pode ser usado na equação de conservação de massa, resultando na seguinte expressão:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.10)$$

Os modelos de turbulência baseados nas equações de RANS são conhecidos como Modelos Estatísticos de Turbulência devido ao procedimento de média estatística empregado para se obter as equações. A simulação das equações pelo método RANS reduz extremamente o esforço computacional quando comparado a uma simulação numérica direta, sendo adotada geralmente para cálculos práticos da engenharia.

Entretanto, o procedimento das médias introduz termos adicionais desconhecidos, contendo produtos de quantidades de flutuações, que agem como tensões adicionais no fluido. Se comparada a expressão de RANS com a de N-S, verifica-se que existem termos adicionais, que são a correlação entre as componentes das velocidades flutuantes, $-\rho \overline{(u'_i u'_j)}$. Esses termos adicionais foram chamados de tensões de turbulência ou tensor de Reynolds e são de difícil determinação direta.

O tensor de Reynolds é simétrico, ou seja $\tau_{ij} = \tau_{ji}$ e tem 6 incógnitas. É interessante observar que esse tensor tem natureza física semelhante ao tensor viscoso molecular, apesar da sua origem estar ligada ao termo não linear. Por isso é que muitas vezes esse tensor pode ser agrupado junto ao tensor viscoso.

O traço do tensor de Reynolds fornece a energia cinética da flutuação turbulenta, que é definida como:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (4.11)$$

As tensões de Reynolds, resultantes da não linearidade das equações de N-S, representam a ação das flutuações da velocidade no escoamento médio. No escoamento turbulento, as tensões de Reynolds são muito maiores que as tensões viscosas. De modo similar, pode-se deduzir as equações médias de Reynolds de energia:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial x_j \partial x_j} - \rho c_p \overline{(u'_j T')} \quad (4.12)$$

Na qual os termos $-\rho c_p \overline{(u'_j T')}$ são chamados de fluxos térmicos turbulentos ou fluxos térmicos de Reynolds.

Pode-se observar que o tensor de Reynolds é um momento de segunda ordem, o qual apareceu devido aos processos de média e de separação de escalas utilizadas. É possível gerar uma equação de transporte para este momento de segunda ordem, mas, pela mesma razão, irá aparecer um momento de terceira ordem a ser modelado. Este é o famoso problema de fechamento da turbulência.

As equações de RANS não podem ser resolvidas na forma apresentada acima devido aos termos desconhecidos das tensões de Reynolds e dos fluxos térmicos de Reynolds. Portanto, será necessário obter equações ou relações adicionais de forma que o número de equações do problema seja equivalente ao número de incógnitas. Isso se chama conseguir o “fechamento” dessas equações, implicando em obter um número de equações suficiente para todos os termos desconhecidos, incluindo o tensor das tensões de Reynolds e dos fluxos térmicos de Reynolds. Para atingir esse objetivo, foram desenvolvidos diversos modelos empíricos desses termos desconhecidos.

4.7 Equações de Transporte para as Tensões de Reynolds

A decomposição da velocidade pela sua média e flutuação mostrada acima é substituída na equação de Navier-Stokes. Para se chegar nas equações de transporte para as tensões de Reynolds, se usa o seguinte artifício:

- Define-se o operador de Navier-Stokes como sendo

$$\mathcal{N}(\tilde{U}_i) = \rho \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial t} + \rho \tilde{U}_k \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_k} + \frac{\partial \tilde{P}}{\partial x_i} - \mu \frac{\partial^2 \tilde{U}_i}{\partial x_k \partial x_k} - \tilde{\rho} g_i \quad (4.13)$$

OBS:

- Pode-se observar que o valor desse operador é zero
- Multiplicando o operador de \tilde{U}_j pela flutuação u'_i obtém-se: $u'_i \mathcal{N}(\tilde{U}_j)$
- Pode-se fazer a mesma coisa para o operador de \tilde{U}_i sendo multiplicado pela flutuação u'_j

- Finalmente chega-se na seguinte média temporal:

$$\overline{u'_i \mathcal{N}(\tilde{U}_j) + u'_j \mathcal{N}(\tilde{U}_i)} = 0 \quad (4.14)$$

Desenvolvendo a equação acima chega-se às equações de transporte para as tensões de Reynolds:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\overline{u'_i u'_j})}{\partial t} + U_k \frac{\partial}{\partial x_k} \overline{(u'_i u'_j)} &= -(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k}) - 2\nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}} + \overline{\frac{p}{\rho} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)} \\ &- \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\overline{(u'_i u'_j u'_k)} + \delta_{ik} \overline{u'_i \frac{p'}{\rho}} + \delta_{jk} \overline{u'_j \frac{p'}{\rho}} - \nu \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right) + \overline{u'_i \rho' g_j} + \overline{u'_j \rho' g_i} \end{aligned} \quad (4.15)$$

Essa equação pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial(\overline{u'_i u'_j})}{\partial t} + U_k \frac{\partial}{\partial x_k} \overline{(u'_i u'_j)} = P_{ij} + D_{ij}^\nu + D_{ij}^T + D_{ij}^p + \Phi_{ij} - \epsilon_{ij} + G_{ij} \quad (4.16)$$

Como mostrado por Pope (2003) e por Su (2005), vemos que:

- o termo P_{ij} é o de produção por escoamento médio cisalhante:

$$P_{ij} = -(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k})$$

- o D_{ij}^ν é o de difusão molecular:

$$D_{ij}^\nu = \nu \frac{\partial^2 \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k \partial x_k}$$

- o D_{ij}^T é o de difusão turbulenta:

$$- \frac{\partial}{\partial x_k} \overline{(u'_i u'_j u'_k)}$$

- o D_{ij}^p é o de difusão de pressão:

$$- \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\delta_{ik} \overline{u'_i \frac{p'}{\rho}} + \delta_{jk} \overline{u'_j \frac{p'}{\rho}} \right)$$

- o Φ_{ij} é o de pressão-deformação:

$$\Phi_{ij} = \overline{\frac{p}{\rho} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)}$$

- o ϵ_{ij} é o de dissipação:

$$\epsilon_{ij} = 2\nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}}$$

- o G_{ij} é o de produção de corpo

$$\overline{u'_i \rho' g_j} + \overline{u'_j \rho' g_i}$$

4.8 Modelos de Turbulência

As equações de transporte mostradas na seção 4.7 não podem ser resolvidas analiticamente devido ao número de incógnitas ser superior ao número de equações. Para contornar esse problema, foram criados diversos modelos de turbulência, sendo que cada um é mais apropriado conforme o tipo de problema a ser resolvido.

Os modelos de turbulência são classificados em quatro categorias, dependendo da complexidade da sua resolução, precisão nos seus resultados e do número de equações:

- Modelos algébricos de viscosidade turbulenta: esses modelos não envolvem equações diferenciais parciais no cálculo da viscosidade turbulenta;
- Modelos diferenciais lineares de viscosidade turbulenta: esses modelos resolvem uma ou duas equações diferenciais para quantidades turbulentas das quais a viscosidade turbulenta e a difusividade turbulenta são determinadas. Esses modelos podem ainda ser subdivididos em modelos de uma equação, nas quais resolvem uma equação de transporte para uma quantidade turbulenta (normalmente a energia cinética turbulenta) e modelos de duas equações, que têm dominado os códigos de CFD para aplicação industrial. Esses modelos serão vistos em mais detalhe mais adiante;
- Modelos diferenciais de tensões de Reynolds: esses modelos não usam o conceito de viscosidade turbulenta de Boussinesq (1877). Portanto, as equações de transporte para as tensões turbulentas são modeladas diretamente junto com uma equação de transporte para a escala de comprimento de turbulência. Esses modelos superam os modelos anteriores em termos de resultado,

principalmente por levarem em conta os efeitos de não equilíbrio local e a anisotropia da turbulência. Isso se deve porque o tensor de Reynolds é integralmente modelado, levando ao aparecimento de seis novas equações. A grande desvantagem desses modelos é a sua maior complexidade, levando a um aumento significativo do tempo computacional;

- Modelos não lineares de viscosidade turbulenta e modelos algébricos de tensões de Reynolds: o tensor de Reynolds pode ser determinado como uma expansão não linear de componentes de deformação e rotação do escoamento médio, sendo que cada termo é multiplicado por uma viscosidade aparente.

Neste capítulo serão vistos apenas os modelos usados neste trabalho para as simulações numéricas de compressores, concentrando-se principalmente nos modelos diferenciais lineares de viscosidade turbulenta. Os códigos computacionais apresentam uma lista de modelos que deverão ser escolhidos pelo usuário, mas os modelos diferenciais lineares têm se mostrados bastante robustos em diversas aplicações, inclusive em projeto de turbomáquina. Os modelos diferenciais de tensões de Reynolds, apesar de considerar a anisotropia do fluido nas suas equações e as variações na geometria, situações encontradas em turbomáquinas, costumam ser de difícil convergência, além de serem bem mais caros computacionalmente.

A maioria dos modelos de turbulência usados nos códigos computacionais utiliza os modelos de uma ou de duas equações de transporte. Conforme o resultado do levantamento bibliográfico, percebeu-se que muitos pesquisadores tais como Benini et al. (2003), Bonaiuti et al. (2003), Li e Zheng (2006), Feng et al (2005) utilizaram o modelo de uma equação de SPALART ALLMARAS (S-A) nas modelagens feitas para diversos tipos de turbomáquinas. No entanto, Vassiliev et al. (2005) fizeram um exaustivo trabalho de avaliação e comparação de diferentes modelos de turbulência em projetos e desenvolvimentos de turbinas a gás feitos para a ALSTOM e constatou que o modelo de duas equações RNG $k-\varepsilon$ oferece melhores resultados que o S-A e o próprio $k-\varepsilon$. Por causa disso, só serão apresentados os modelos de duas equações.

A classificação dos modelos mostrada acima menciona a modelagem da viscosidade turbulenta. Portanto, é necessário entender o seu conceito. Essa viscosidade

relaciona a tensão turbulenta diretamente com a deformação do escoamento médio e foi proposta por Boussinesq (1877) para fechar o sistema de equações, modelando assim o tensor de Reynolds. O seu conceito é similar à relação entre a tensão cisalhante e o gradiente de velocidade de um escoamento newtoniano. Pode-se escrever então, para um escoamento tridimensional:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad (4.17)$$

O termo envolvendo o delta de Kronecker δ_{ij} surge devido à necessidade de compatibilizar a definição da energia cinética k com a soma do traço do tensor de Reynolds modelado através da hipótese de Boussinesq. De fato, fazendo $i = j$, tem-se:

$$-\overline{u'_i u'_i} = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k = -2k \quad (4.18)$$

Isto é,

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (4.19)$$

Pode-se observar que a viscosidade turbulenta μ_t é uma propriedade do escoamento e não do fluido, como é o caso da viscosidade molecular. Essa propriedade é dependente do espaço e do tempo. Isso implica na dificuldade maior de avaliação desta propriedade pois ela depende da natureza do próprio escoamento e não das características do fluido, constituindo em uma forte não linearidade na solução das equações.

A energia cinética turbulenta k também aparece no modelo de fechamento proposto por Boussinesq. No entanto, como ela depende apenas do traço do tensor de Reynolds, ela tem uma natureza semelhante à pressão e poderá ser incorporada a ela, como pode ser visto na equação abaixo.

Substituindo a expressão acima nas equações de RANS (desconsiderando as forças de corpo), chega-se a:

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(P + \frac{2}{3} k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \nu_t) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right]$$

Observa-se que a equação acima tem uma natureza fechada, sendo composta de um mesmo número de equações e de incógnitas. No entanto, resta ainda a modelagem da turbulência que é o cálculo da viscosidade turbulenta, que é feito simultaneamente com o cálculo da energia cinética turbulenta.

4.9 Modelos de Duas Equações

Os modelos de duas equações têm dominado as aplicações de CFD para a indústria, incluindo para turbomáquinas. Esses modelos são compostos de uma equação de transporte para a energia cinética turbulenta podendo ser a outra para o comprimento característico ou para a dissipação de energia cinética turbulenta.

A partir das equações para as tensões de Reynolds, é possível encontrar novas equações escritas em função da energia cinética turbulenta k , da taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ε , da taxa de dissipação específica ω ou até mesmo do comprimento característico turbulento, l_t . Isso é possível porque existem correlações entre essas grandezas, como será visto mais adiante. Assim surgem diversos modelos de duas equações: k - ε , k - ω , k - l_t , etc. Desses, os mais usados são o k - ε e k - ω .

O modelo k - ε é formulado com escalas de turbulência de número de Reynolds alto, por essa razão ele não é aplicado em regiões próximas as da parede. A introdução de funções de parede ou o desenvolvimento de modelos especiais de k - ε , tais como o RNG k - ε , ampliam os casos possíveis de utilização dessas equações.

O modelo de duas equações proposto por Wilcox (1998), o k - ω , tem vantagem sobre o k - ε nas regiões próximas as da parede, mas é mais sensível às condições de contorno de turbulência no escoamento livre.

A forma encontrada para combinar as vantagens desses dois modelos de duas equações mostrados acima foi através de uma formulação mista baseada em função de ajustagem que seleciona automaticamente as zonas de uso de k - ε e de k - ω . Assim, em regiões próximas as da parede k - ω é selecionado automaticamente, enquanto que no escoamento livre a seleção é direcionada para k - ε . Isso é feito através de uma função f , que assume valores entre 0 e 1 de forma a selecionar automaticamente um ou outro modelo. Isso foi implementado no modelo de transporte de tensão cisalhante (SST), largamente usado na atualidade.

4.10 Equações de Transporte para a Energia Cinética Turbulenta

Um caso especial para as equações de transporte para as tensões de Reynolds mostradas nos capítulos anteriores é quando o índice $i = j$ e todos os termos são divididos por 2. Procedendo dessa forma, chega-se a uma equação de transporte, sendo a variável transportada a energia cinética turbulenta k :

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \frac{1}{2} \overline{\rho u'_i u'_i u'_j} - \overline{p' u'_j} \right] \quad (4.20)$$

O primeiro termo do lado direito da expressão acima representa a produção de P_k que significa a taxa de transferência de energia do escoamento médio para a turbulência.

Pode-se observar que a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ε já aparece nessa equação. Essa taxa é convertida em energia interna do escoamento que, no equilíbrio, deve ser igual à taxa de produção de k . Senão, do contrário haveria um aumento ilimitado de k .

Em modelos de uma equação, a taxa de dissipação ε é modelada através de relações algébricas, enquanto que em modelos de duas equações é modelada através de uma segunda equação de transporte, que será mostrado na Seção 4.11. Esse termo é representado por:

$$\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}} \quad (4.21)$$

O termo $\mu \partial k / \partial x_j$ representa a difusão molecular da energia cinética e o termo $\partial[\overline{p' u'_j}] / \partial x_j$ é chamado de difusão de pressão.

Observa-se que na equação de transporte para a energia cinética turbulenta aparece um termo de terceira ordem, que representa a taxa de transporte de k através do fluido pelas flutuações turbulentas. Esse termo faz parte do problema de fechamento do problema e deve ser modelado.

Para se conseguir fechar essa equação de terceira ordem, Neto (2000) mostra a proposta de Prandtl (1945) de existência de um processo análogo ao transporte difusivo molecular, ou seja, $-\overline{u'_i \phi'} \approx \nu_t \partial \phi / \partial x_j$, onde ϕ representa o campo médio da função $\tilde{\phi}$, cuja flutuação ϕ' está sendo considerada. Contudo, não há uma analogia

direta entre o termo de difusão de pressão e o de difusão molecular. Por isso, a prática que tem sido empregada é agrupar o termo de difusão de pressão ao termo de difusão de transporte turbulento e modelar a soma dos dois termos por difusão por gradiente, como mostrado abaixo:

$$-\frac{1}{2}\overline{\rho u'_i u'_i u'_j} - \overline{p' u'_j} = \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (4.22)$$

Na qual σ_k é um parâmetro de fechamento e é normalmente tomado como constante. Substituindo essa expressão na equação de transporte para a energia cinética turbulenta, chega-se a:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.23)$$

O termo de dissipação ε também deve ser modelado. Nota-se que ainda existem duas incógnitas, a taxa de dissipação ε e o comprimento característico l . Taylor (1935), utilizando-se puramente de análise dimensional, propôs a seguinte relação:

$$\varepsilon = C_D \frac{k^{3/2}}{l} \quad (4.24)$$

sendo C_D uma constante que é determinada empiricamente. Pode-se notar que nessa expressão tanto ε como l não dependem de qualquer propriedade física do fluido. Substituindo a expressão de ε na equação de transporte para a energia cinética turbulenta, chega-se a:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_D \rho \frac{k^{3/2}}{l} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.25)$$

A viscosidade turbulenta pode ser reescrita como sendo:

$$\nu_t = k^{1/2} l = C_D \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (4.26)$$

O modelo de turbulência não está completo sem definir os coeficientes de fechamento σ_k e C_D e o comprimento característico turbulento. Foi verificado experimentalmente que em escoamento turbulento em equilíbrio, a seguinte igualdade é válida: $-\overline{u'_i u'_j} / k = \text{constante}$. A partir daí, lembrando que o modelo de comprimento de mistura obedece a seguinte correlação:

$$-\overline{u'v'} = \nu_t \frac{\partial U}{\partial y} = l_m^2 \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 \quad (4.27)$$

Tem-se então:

$$(-\overline{u'v'})^{1/2} = l_m \frac{\partial U}{\partial y}$$

Chega-se a

$$\frac{(-\overline{u'_i u'_j})}{k} = C_D^{1/2} \quad (4.28)$$

Dados experimentais mostraram que o quociente entre a tensão de Reynolds e a energia cinética turbulenta fica entre 0,23 e 0,30. Conseqüentemente, o valor de C_D se situa entre 0,07 e 0,09. O valor de σ_k foi determinado como sendo 1,0.

4.11 Equações de Transporte para a Taxa de Dissipação Turbulenta

A equação de transporte para ε também pode ser deduzida de modo exata, como foi feito para k , porém com uma quantidade considerável de operações algébricas. Pode-se tomar a seguinte média temporal:

$$\overline{2\nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_k} [\mathcal{N}(\tilde{U}_i)]} = 0$$

Assim, chega-se às equações de transporte para a taxa de dissipação turbulenta, que é escrita em função de ε :

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = & -2\mu \overline{[u'_{i,k} u'_{j,k} + u'_{k,i} u'_{k,j}]} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - 2\mu \overline{u'_k u'_i u'_{j,k}} \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_k \partial x_j} \\ & - 2\nu \overline{u'_{i,k} u'_{i,m} u'_{k,m}} - 2\mu \nu \overline{u'_{i,k m} u'_{i,k m}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} - \overline{\mu u'_j u'_{i,m} u'_{i,m}} - 2\nu \overline{p'_{,m} u'_{j,m}} \right] \end{aligned}$$

De forma semelhante ao desenvolvimento da equação k , o transporte turbulento e a difusão de pressão são modelados como a difusão por gradiente:

$$-\overline{\mu u'_j u'_{i,m} u'_{i,m}} - 2\nu \overline{p'_{,m} u'_{j,m}} = \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}$$

Aparecendo nessa expressão uma nova constante, σ_ε como o parâmetro de fechamento. Como a produção de k , P_k , deve ser balanceada pela produção de ε

(primeiro termo do lado direito da equação), P_ε , para evitar um aumento ilimitado de k , pode-se escrever:

$$P_\varepsilon \approx \frac{\varepsilon}{k} P_K$$

Por outro lado, o termo de destruição de ε é tomado como sendo o inverso de k , como mostrado a seguir:

$$d_\varepsilon \approx \frac{\varepsilon}{k} \varepsilon$$

Com essas correlações, chega-se à equação de transporte para a taxa de dissipação turbulenta e modelada:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

Sendo a viscosidade turbulenta representada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Os parâmetros de fechamento dessa equação são os seguintes:

$$C_\mu = 0,09, \sigma_\varepsilon = 1,3, C_{\varepsilon 1} = 1,44 \text{ e } C_{\varepsilon 2} = 1,92$$

O modelo RNG k - ε baseia-se na análise da renormalização das equações de N-S e tem a mesma formulação de k - ε , com exceção do cálculo de $C_{\varepsilon 2}$ que deixa de ser uma constante e passa a ser uma função da taxa de deformação média. Além disso, as demais constantes assumem valores ligeiramente diferentes, como descrito abaixo:

$$C_{\varepsilon 1} = 1,42 \quad C_{\varepsilon 2} = \tilde{C}_{\varepsilon 2} + \frac{C_\mu \lambda^3 (1 - \lambda/\lambda_0)}{1 + \beta \lambda^3} \quad \tilde{C}_{\varepsilon 2} = 1,68$$

$$C_\mu = 0,085 \quad \sigma_k = 0,072$$

$$\sigma_\varepsilon = 0,72 \quad \beta = 0,012 \quad \lambda_0 = 4,38 \quad \lambda = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

Silva Freire et al. (2002) mostra que as constantes e funções aparecendo nesse modelo são obtidas teoricamente e não empiricamente, como é o caso de k - ε tradicional. O modelo pode ser aplicado à subcamada limite viscosa sem a necessidade de inclusão de correções nas constantes ou funções nos escoamentos nas equações de transporte.

Ainda segundo esses autores, baseados em Orszag et al. (1993), defendem que esse modelo oferece um espectro de aplicação maior. Resultados preliminares

indicam que o modelo RNG $k-\varepsilon$ fornece previsões mais precisas em situações de escoamento incluindo separação, linhas de corrente curvas e regiões de estagnação. Conforme visto na Revisão Bibliográfica, muitos pesquisadores usam esse modelo nas modelagens de turbomáquinas.

4.12 Modelo de Duas Equações $k-\omega$

Na modelagem de escoamentos turbulentos, chegou-se à conclusão da necessidade de se obter uma nova equação, uma vez que a modelagem utilizando uma só equação (k), ou duas equações ($k-\varepsilon$) não se obtinha resultados satisfatórios para determinados escoamentos turbulentos, ou mesmo em regiões próximas à parede. Assim, definiu-se a taxa de dissipação específica ω , que é definida como sendo:

$$\omega = \varepsilon/k$$

A viscosidade turbulenta é obtida por

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega}$$

Utilizando-se dessas relações acima e de um procedimento similar ao que foi adotado para se deduzir as equações de k e de ε , pode-se deduzir equação de transporte de ω . O modelo de $k-\omega$ proposto por Wilcox (1998) tem a seguinte expressão:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} [(\nu + \sigma \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j}]$$

Os coeficientes tomam os seguintes valores:

$$\alpha_1 = \frac{13}{25} \quad \beta_o = \frac{9}{125} \quad \beta_o^* = \frac{9}{100} \quad \sigma = \frac{1}{2} \quad \sigma^* = \frac{1}{2}$$

$$\beta = \beta_o f_\beta \quad \beta_o^* \beta^* = f_{\beta^*} \quad f_\beta = \frac{1 + 70\xi_\omega}{1 + 80\xi_\omega} \quad \xi_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_o^* \omega)^3} \right|$$

$$\varepsilon = \eta^* \omega k \quad l = k^{1/2} / \omega$$

Os tensores Ω_{ij} e S_{ij} são os tensores de rotação e de deformação do escoamento médio, definidos respectivamente por:

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & \text{if } \xi_k \leq 0 \\ \frac{1+680\xi_k}{1+400\xi_k} & \text{if } \xi_k > 0 \end{cases} \quad (4.29)$$

$$\xi_k = \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

Em regiões de baixos números de Reynolds, quando k e ε tendem a zero, o modelo k - ε encontra dificuldade de convergência na equação de ε onde k aparece no denominador. Esse problema não aparece em k - ω .

4.13 Considerações Finais dos Modelos de Turbulência

Com as equações escritas em termos de k , ω e ε , foram desenvolvidos os modelos turbulentos de duas equações, k - ε ou k - ω , para resolução das equações de N-S e de energia para muitos escoamentos turbulentos. Verificou-se, em geral, que obtém-se melhores resultados quando se utiliza a equação k - ω em regiões próximas às paredes, enquanto para k - ε os melhores resultados são longe da parede.

O modelo k - ε tem estabilidade numérica, robustez e precisão. O modelo k - ε fornece boas previsões para vários tipos de escoamentos do interesse da engenharia, porém, há algumas aplicações onde esse modelo não é apropriado, a saber: fluxos com separação da camada limite, fluxos com mudanças repentinas na taxa média da tensão, fluxos em líquidos giratórios, fluxos em superfícies com excesso de curvas.

Por sua vez, o modelo RNG k - ε tem melhor precisão em escoamento com fluxo rotativo e escoamento em superfícies curvas, e ainda tem a capacidade de capturar pequenas vorticidades geradas por pequenos orifícios pertencentes à geometria. O modelo SST (Shear Stress Transport) conjuga as vantagens do modelo de duas equações k - ε com as do modelo k - ω , pois emprega todas as expressões para k - ε e ω e utiliza um fator F que varia de 0 a 1, dependendo se estiver analisando uma região próxima da parede ou não.

O modelo de turbulência das tensões de Reynolds (RSM) é baseado nas equações de transporte para todos os componentes do tensor das tensões de Reynolds e da taxa da dissipação. Este modelo não usa a hipótese da viscosidade dos vórtices, mas resolve a equação para o transporte das tensões de Reynolds no fluido. As equações de transporte do modelo das tensões de Reynolds são resolvidas para todos os componentes individuais do tensor. Esse modelo é apropriado para escoamento turbulento em que os efeitos da viscosidade devem ser analisados em pequena escala. No entanto, existe um alto grau de complexidade de suas equações, uma vez que as equações de conservação são calculadas por seis novas equações, necessitando então, de uma grande robustez numérica.

Os modelos $k-\varepsilon$, RNG- $k-\varepsilon$ e o modelo das tensões de Reynolds, foram testados com sucesso por Nicklaus et al. (2002) e Parente et al. (2004), que realizaram estudos, onde foram mostrados que o modelo de turbulência RSM pode estimar a penetração dos ar nos orifícios de diluição para câmaras tubulares com maior precisão do que o modelo $k-\varepsilon$.

Segundo Parente et al. (2004), apesar disso, o modelo $k-\varepsilon$ exibe resultados satisfatórios, é um modelo robusto, e custa 1/4 do tempo de CPU quando comparado ao modelo RSM. O modelo RNG $k-\varepsilon$ é uma alternativa à utilização do modelo RSM, porém sua definição não ser suficiente para alguns casos em estudo.

Em oposição ao dito acima, outros autores verificaram que o modelo de duas equações não é o mais recomendado para alguns escoamentos. Lakshminarayana (1986) chama a atenção que os escoamentos podem ser classificados em simples ou complexos. Baseado em Bradshaw (1996), ele classifica um escoamento simples quando a principal taxa de cisalhamento é dada pela componente $\partial U/\partial y$, a gradiente normal à parede em escoamentos bi-dimensionais.. Os escoamentos sujeitos a outras taxas de cisalhamento, tais como $\partial V/\partial x$, $\partial U/\partial x$, $\partial W/\partial y$, etc podem ser classificados como complexos.

Os efeitos das taxas adicionais de cisalhamento podem ser causados em escoamentos onde há rotação, paredes com curvaturas, vorticidades, agitação, etc. Lakshminarayana (1986) e S. et al. (2002) mostraram que os modelos $k-\varepsilon$, $k-\omega$ ou SST não são os melhores para esses tipos de escoamentos justamente por considerarem que o

escoamento é isotrópico, quando na realidade se é verificado uma forte anisotropia, tornando a sua modelagem extremamente complexa. Esses autores mostram diversas tentativas em se ajustar os modelos existentes, ou o desenvolvimento de novos modelos, para se reproduzir com a máxima precisão possível um escoamento real.

De qualquer forma, conforme verificado na revisão bibliográfica, na qual existem muitas publicações de modelagens de turbomáquinas usando os modelos mostrados neste trabalho, os resultados têm se mostrado muito próximos aos levantados em bancadas experimentais. Baseado nisso é que se optou por usar os modelos mostrados neste capítulo na modelagem em turbomáquinas, principalmente na validação do modelo de turbulência. Isso é mostrado em detalhe no Capítulo 5, onde foram escolhidos 4 modelos de turbulência e se comparou com os dados experimentais disponíveis na literatura.

Capítulo 5

Validação de Modelos de Turbulência para Escoamento Compressível no Impelidor Eckardt

5.1 Introdução

Conforme visto no capítulo anterior, a modelagem numérica é uma ferramenta bastante útil usada em novos desenvolvimentos ou no aperfeiçoamento de equipamentos existentes, pois não requer a construção de modelos ou protótipos para o levantamento dos dados de desempenho, caso os resultados da modelagem sejam confiáveis.

A fluidodinâmica computacional (CFD) é a modelagem numérica aplicada a escoamento de gases. O CFD é usado no desenvolvimento de turbomáquinas, incluindo compressores centrífugos, tanto para o refinamento de projetos existentes como para a melhoria do desempenho de uma máquina cujo modelo seja conhecido.

O problema da modelagem numérica é que ela deve ser validada previamente, ou seja, os resultados obtidos devem ser comparados com dados levantados experimentalmente em uma bancada de teste ou até mesmo com dados levantados no campo.

Existem na literatura diversos dados publicados por grupos de pesquisas de universidades ou de fabricantes que foram levantados experimentalmente, conforme

mostrado no Capítulo 2. Isso possibilita que outros grupos de pesquisa com interesse no assunto e que ainda não tenham construído o seu protótipo possam utilizar esses dados para validarem um modelo de turbulência.

5.2 Impelidor ECKARDT

O impelidor objeto deste trabalho está sendo desenvolvido por Nascimento *et al.* (2007) em parceria com a PETROBRAS, mas o projeto ainda não chegou na fase de construção do protótipo. Esse impelidor será denominado de NEWMARC I. Para que fosse possível validar um modelo de turbulência para ser usado nesse desenvolvimento, foi necessário buscar na literatura dados levantados experimentalmente cujas características do problema sejam semelhantes a este.

Eckardt (1980) apresentou na 25^a Conferência Internacional de Turbinas a Gás os perfis de velocidade e o desempenho de dois impelidores, tipo O, de pás radiais, e tipo A, de pás para trás, levantados experimentalmente. Esses impelidores têm dimensões distintas entre si. Esse trabalho possibilitou que diversos pesquisadores validassem os seus modelos, tais como modelos empíricos, quasi 3D e de fluidodinâmica computacional, que foram apresentados respectivamente por Oh *et al.* (1997), Schuster e Schmidt-Eisenlohr (1980) e Choi e Kang (1999). Por isso, ele foi escolhido para validar o modelo de turbulência deste trabalho.

O impelidor escolhido para a validação do modelo foi o tipo A porque as pás na descarga são para trás, semelhante ao impelidor NEWMARC I. A figura 5.1 apresenta as suas principais dimensões.

A curvatura tipo backward da pá do impelidor começa com a relação $R/R_2 = 0,8$ e termina com um ângulo na saída β'_2 de 30° em relação à direção radial, a linha de curvatura da pá tem formato elipsoidal e o impelidor tem 20 pás. As condições operacionais são pressão total na sucção 101,3 kPa, temperatura total na sucção de 288,1 K, vazão mássica 4,54 kg/s na condição de projeto da máquina para uma rotação de 14.000 rpm. O fluido de trabalho é o ar.

Os pontos do mapa de desempenho do compressor apresentado por Eckardt (1980) foram levantados na posição $R/R_2 = 1,667$, ou seja, na região do difusor.

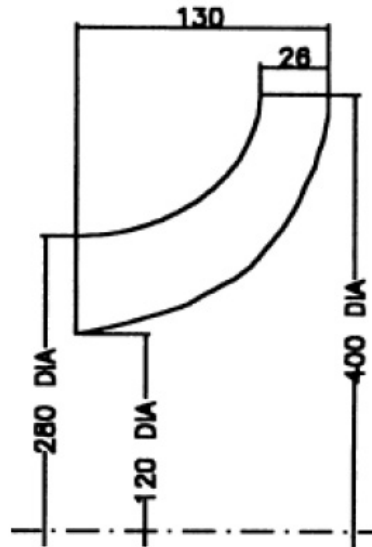


Figura 5.1: Dimensões do impelidor A de ECKARDT

Por causa disso, esses dados não puderam ser usados para este estudo uma vez que as simulações realizadas em CFD são apenas do impelidor, por isso os pontos levantadas experimentalmente devem ser tomados logo após a saída do impelidor.

Choi e Kang (1999) e Oh *et al.* (1997) compilaram e publicaram os resultados levantados por Eckardt (1980) para atingirem aos objetivos dos seus trabalhos. Oh *et al.* (1997), apesar de mostrarem detalhadamente os dados de desempenho para diferentes rotações e condições operacionais, uma vez que os autores construíram impelidores similares ao de Eckardt e repetiram o seu experimento, não informaram em que ponto foram retirados esses dados, se próximo da saída do impelidor ou se no difusor.

Choi e Kang (1999) foram mais cuidadosos nesse aspecto e informaram que os dados mostrados em seu artigo referem-se ao ponto $R/R_2 = 1,075$, ou seja, próximo à saída do impelidor. Eckardt (1980) mostra em seu artigo o perfil da razão de pressão estática e o perfil da eficiência isoentrópica, medidos ao longo da largura do difusor para três condições operacionais distintas: *surge*, ponto de projeto e *choke*. Choi e Kang (1999) tiraram um valor médio espacial desses valores para levantar os gráficos de desempenho logo após a saída do impelidor. É esperado que a eficiência seja superior ao de Oh *et al.* (1997).

As tabelas 5.1 e 5.2 mostram os resultados mostrados por Choi e Kang (1999)

e Oh *et al.* (1997) para 14.000 rpm para três pontos de operação: vazão de projeto (4,54 kg/s), 80% da vazão de projeto (3,63 kg/s, próximo ao *surge*) e 20% acima da vazão de projeto (5,45 kg/s). A vazão do *choke* é de 6,75 kg/s.

Tabela 5.1: Razão de pressão comparando Choi e Kang com Oh *et al.*

Vazão (mp=4,54 kg/s)	Choi e Kang	Oh <i>et al.</i>
0,8 . mp	2,01	2,01
1 . mp	1,96	1,96
1,2 . mp	1,88	1,9

Tabela 5.2: Eficiência isoentrópica comparando Choi e Kang com Oh *et al.*

Vazão (mp=4,54 kg/s)	Choi e Kang	Oh <i>et al.</i>
0,8 . mp	92,5	88
1 . mp	93,0	88,5
1,2 . mp	90,5	87

Verifica-se que a razão de pressão mostrada nos dois artigos são próximas entre si, havendo apenas uma pequena divergência para a vazão 20% acima da de projeto. Mas nota-se que existe uma diferença substancial para os valores da eficiência isoentrópica. Essa diferença pode ser explicada devido a eficiência ser maior na região próxima da saída do impelidor e tende a diminuir ao longo do difusor, principalmente se não tiver pás, como é este caso. Eckardt (1980) explicou que nessa região ocorre a separação do jato da esteira, o que contribui para a diminuição da eficiência.

Como Eckardt (1980) mostra que a eficiência para a vazão de projeto em $R/R_2 = 1,667$ é 88,6%, conclui-se que os dados apresentados por Oh *et al.* (1997) referem-se a um ponto distante da saída do impelidor e que não atende aos objetivos deste trabalho. Por isso, foi feita a validação do modelo de turbulência usando os dados publicados por Choi e Kang (1999).

5.3 Pacote do CFX

O CFX, conforme mostrado no Capítulo 4, é um *software* comercial desenvolvido para fazer diversas simulações numéricas do tipo CFD, além de permitir também a resolução de problemas com combustão. Ele tem sido aplicado em simulações numéricas tanto em equipamentos estáticos como dinâmicos e tem se mostrado bastante robusto. Ao lado do FLUENT é um dos poucos *softwares* existentes no mercado com pacotes específicos para simulações em turbomáquinas. Na Revisão Bibliográfica foi verificado que muitos autores usaram esse *software* nas suas simulações, principalmente Nascimento *et al.* (2007), cujo resultado do seu trabalho foi usado como base para a aplicação neste trabalho. Por esses motivos é que o CFX foi escolhido para ser usado nas simulações.

O pacote do CFX para uma simulação em turbomáquinas é composto dos seguintes softwares: BLADEGEN, TURBOGRID, TURBO PRE, CFX SOLVER, TURBO POST. Cada *software* será mostrado em detalhe nos próximos itens.

A figura 5.2 mostra um impelidor gerado pelo CFX e a localização do plano meridional.

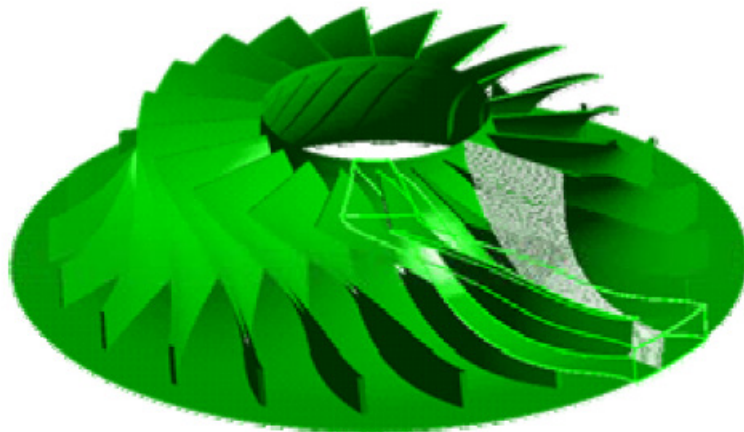


Figura 5.2: Plano meridional de um impelidor

i. BLADEGEN:

- Esse programa faz parte do pacote do CFX e tem a finalidade de gerar fácil e rapidamente a geometria da turbomáquina, como um impelidor para o caso de máquina radial, ou as palhetas para o caso de máquina axial;

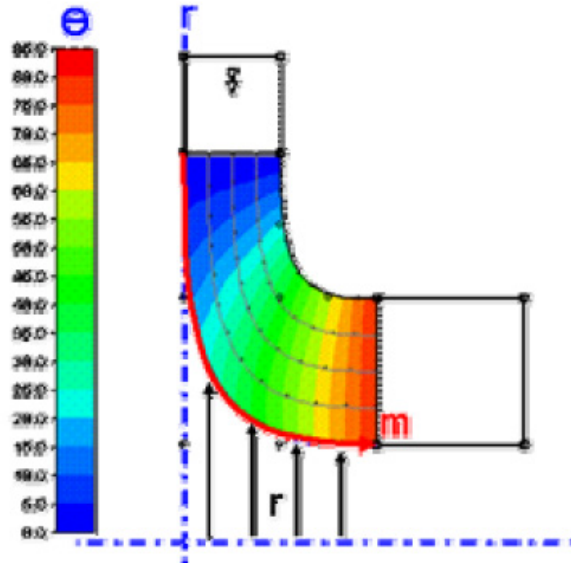


Figura 5.3: Ângulo θ_{CFX} no plano meridional

- Foram colocadas as mesmas dimensões do impelidor A de ECKARDT (1980) bem como o número de pás (20).
- Foi mantida a curvatura da pá gerada automaticamente pelo programa, mas com ajustes manuais de alguns parâmetros;
- O plano meridional é a projeção da pá num plano vertical ao longo do impelidor, conforme pode ser visto na 5.3;
- O ângulo θ_{CFX} é o ângulo da curvatura da pá projetada no plano meridional em relação ao eixo axial. Para um bom projeto de impelidor esse ângulo deve ser controlado conforme mostra a figura 5.3;
- O BLADE GEN permite gerar automaticamente a geometria de um impelidor tendo como base as informações inseridas pelo projetista. A figura 5.4 mostra a geometria gerada para o impelidor A de ECHARDT;
- Também é importante manter o ângulo θ_{CFX} perpendicular à projeção da curva das pás no plano ao longo do impelidor. A figura 5.5 mostra o controle desse ângulo para o impelidor de ECKARDT;
- Outro dado que deve ser controlado para a simulação é o ângulo da pá β_2 ao

longo do impelidor. Conforme o artigo de ECKARDT, esse ângulo na saída do impelidor é 60° em relação à direção tangencial o que equivale a 30° em relação à direção radial. A figura 5.6 mostra a variação desse ângulo para o impelidor A de ECKARDT.

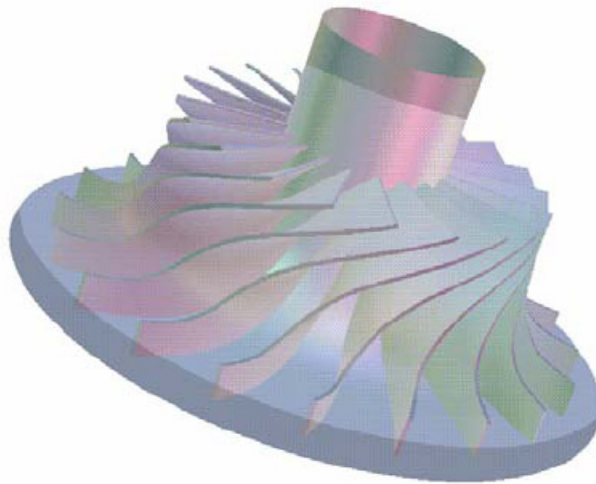


Figura 5.4: Impelidor de ECKARDT gerado no CFX

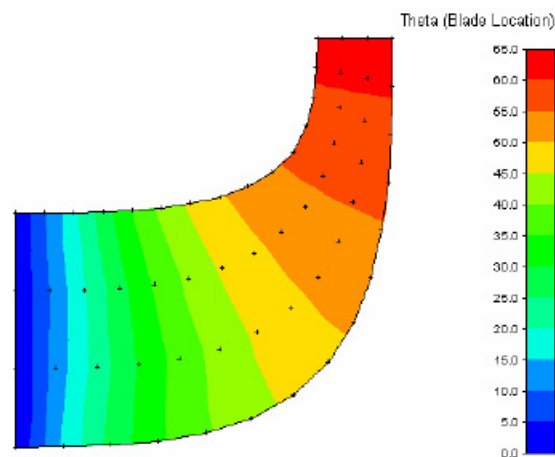


Figura 5.5: Controle de θ_{CFX} no impelidor de ECKARDT

ii. TURBOGRID:

- O arquivo gerado pelo BLADEGEN é exportado automaticamente para o TURBOGRID;
- Esse software foi desenvolvido especificamente para diversas funções, tais como a de gerar a topologia, definir folgas internas da máquina e gerar a malha.

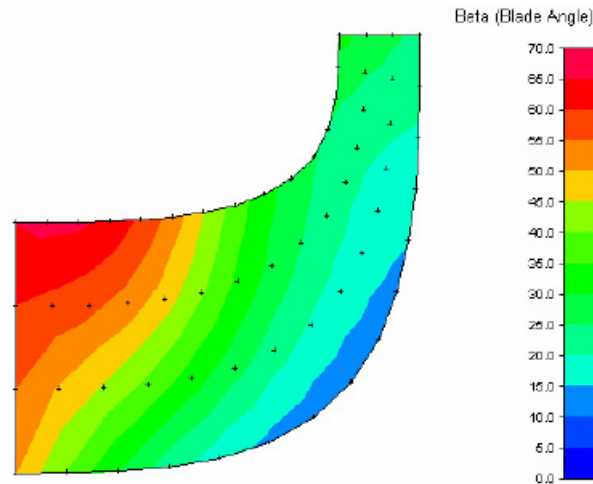


Figura 5.6: Ângulo β_2 do impelidor de ECKARDT no plano meridional

A malha pode ser estruturada do tipo hexaédrica ou não. Ao final ele faz uma análise da qualidade da malha gerada principalmente quanto aos ângulos máximos e mínimos dos elementos de malha, bem como a razão de aspecto, que é razão entre a menor dimensão e a maior dimensão desses elementos, razão de aumento dos volumes e a existência ou não de volumes negativos;

- Para o impelidor de ECKARDT não foi definida nenhuma folga entre o *shroud* (ou a parede do compressor) e a ponta externa da pá (ou impelidor) pois essa informação não estava disponível. Isso levará a um resultado com eficiência ligeiramente superior ao do levantado na bancada experimental;
- Como a geometria do impelidor é extremamente complexa, foi definida uma topologia do tipo H-J-C-L-Grid , que é a mais recomendada para não haver diferenças significativas das malhas de uma região a outra;
- Também foi incluído O-Grid para a região do impelidor. Esse tipo de topologia é extremamente importante pois permite um maior refinamento da malha ao redor da pá principalmente porque nessa região os gradientes de velocidade são elevados. O fator da largura dessa topologia foi de 0,5, que é normalizado em relação à largura da pá;
- Ao final a topologia ficou como mostrada na figura 5.7.

- A malha gerada tem os seguintes dados:
 - Número de nós: 241.276
 - Número de elementos hexaédricos: 224.154
 - Razão de aspecto: mínimo: 1,042, máximo: 1.436,8
 - Razão de aumento do volume: mínimo: 1, máximo: 24,64
 - Máximo ângulo dos elementos: mínimo: 87,730, máximo: 165,30

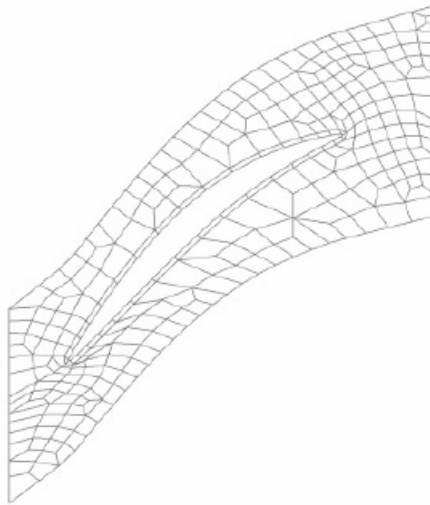


Figura 5.7: Topologia do impelidor de ECKARDT

iii. TURBO PRE:

- Esse *software* é completamente customizado para a preparação dos arquivos para se iniciar a simulação CFD a partir dos arquivos gerados pelo TURBO-GRID, facilitando bastante o trabalho do projetista devido à complexa geometria dos componentes de uma turbomáquina. Ele define aqueles elementos que são rotativos e aqueles que são estacionários, define onde é a entrada e onde a saída do fluido além de diversas outras facilidades. Isso traz uma grande rapidez para a preparação do arquivo para a simulação, principalmente se for uma máquina de múltiplos estágios;
- O projetista deve entrar com as condições de contorno e a rotação além de informar que tipo de turbomáquina se está simulando;

- No arquivo do impelidor ECKARDT, na opção do Solver Control, em *Advection Scheme*, deve-se mudar de *High Resolution* para *Specified Blend Factor* (β_{CFX}). O valor recomendável para β_{CFX} para fluido submetido a rotação deve ser de 0,75. No *High Resolution*, β_{CFX} é uma variável que é calculada automaticamente pelo CFX. Essa alteração foi feita em todas as simulações realizadas para este trabalho;
- Quanto ao *Fluid Physical Timescale*, o tutorial do CFX recomenda que seja informado o valor $1/N$, sendo N a rotação da máquina em rad/s. Isso também foi feito em todas as simulações realizadas para este trabalho;
- Para a simulação do impelidor de ECKARDT foram definidas como condições de contorno a pressão e temperatura total na entrada e a vazão mássica na saída;
- Para esta simulação se entrou com os seguintes dados:
 - Rotação: -14.000 rpm
 - Vazão mássica: 4,54 kg/s
 - Pressão e temperatura totais na entrada: 1 tm e 288,15 K (condições ISO).

iv. CFX SOLVER

- Esse *software* executa a simulação a partir das informações constantes no arquivo gerado no TURBO PRE, avaliando a cada rodada se o erro de algumas variáveis está abaixo do limite mínimo considerado aceitável;
- Ele irá finalizar a simulação somente se o erro de todas as variáveis estiver num nível aceitável definido preliminarmente, se o número de iterações chegar ao número máximo de iterações definido no TURBO PRE ou se for detectado algum erro ou falha que impeça continuar a simulação;
- Para diminuir o tempo de simulação, que pode ser excessivamente longo para casos complexos, podendo demorar semanas ou até mesmo meses, o CFX

SOLVER permite que as simulações sejam feitas em paralelo em diferentes computadores. Devido ao *cluster* existente no CENPES e também devido ao tipo de licença, foram feitas simulações em 4 máquinas em paralelo para todos os casos avaliados;

- O tempo de processamento foi diferente para cada tipo de modelo escolhido nas simulações realizadas para o impelidor de ECKARDT, mas pode-se dizer, de forma geral que ficou entre $2,5 \times 10^3$ s e $4,0 \times 10^4$ s;
- Os erros de todas as variáveis em todas as simulações ficaram abaixo de 10^{-4} com exceção daquelas com o modelo SSG, que é de difícil convergência. Nesse caso os erros ficaram abaixo de 10^{-3} , que para esse caso é aceitável devido à dificuldade de realizar a simulação.

v. CFX POST

- Este software permite processar o resultado da simulação e levantar os diversos perfis de velocidade, pressão, número de Mach ou qualquer outra variável que se queira conhecer os resultados em diferentes planos ou em visualização 3D;
- O CFX POST é customizado para as simulações de turbomáquinas. Por conta disso, ele cria automaticamente diversos gráficos normalmente usados para a avaliação de uma simulação de uma turbomáquina além de compilar numa tabela os dados de desempenho (trabalho, *head*, razão de pressão, razão de temperatura, eficiência), os principais números adimensionais como número de Mach e fator de trabalho e as velocidades do total e relativa do fluido e as velocidades periféricas do impelidor daquele elemento ou conjunto de elementos simulados.

5.4 Validação de Modelo de Turbulência para um Impelidor de um Compressor Centrífugo

Os modelos de turbulência tradicionalmente usados a partir das equações de RANS são $k-\omega$, $k-\varepsilon$ e SST. Para uma simulação de uma turbomáquina, como os fenô-

menos mais importantes ocorrem longe da parede, o modelo $k-\omega$ não é recomendado a ser usado nesse tipo de simulação.

A maioria dos modelos de turbulência usados nos códigos computacionais utiliza os modelos de uma ou de duas equações de transporte. Conforme o resultado do levantamento bibliográfico, percebeu-se que muitos pesquisadores tais como Benini *et al.* (2003), Bonaiuti *et al.* (2003), Li *et al.* (2006), Feng *et al.* (2005) utilizaram o modelo de uma equação de SPALART ALLMARAS (S-A) nas modelagens feitas para diversos tipos de turbomáquinas. No entanto, Vassiliev (2005) fez um exaustivo trabalho de avaliação e comparação de diferentes modelos de turbulência em projetos e desenvolvimentos de turbinas a gás feitos para a ALSTOM e constatou que o modelo de duas equações RNG $k-\varepsilon$ oferece melhores resultados que o S-A e o próprio $k-\varepsilon$. Portanto, os modelos de duas equações de RANS citados acima, como o RNG $k-\varepsilon$ e o de uma equação como Spalart-Allmaras (S-A) e Realizable $k-\varepsilon$ fornecem bons resultados.

Outro modelo que também foi avaliado neste trabalho, apesar de não ter sido citado em nenhum artigo sobre modelagem em CFD em projeto de turbomáquinas, foi o SSG. Apesar das suas diversas desvantagens, principalmente quanto ao tempo de processamento e dificuldade da convergência, esse é o único modelo que considera o escoamento como sendo anisotrópico, o que corresponde a realidade quando se faz uma modelagem de um fluido submetido a rotação no interior de um canal de geometria complexa.

As simulações do impelidor A do compressor ECKARDT foram feitas usando os modelos SST, SSG, $k-\varepsilon$ e RNG $k-\varepsilon$ não sendo possível usar o S-A. De qualquer modo, conforme as conclusões de Vassiliev *et al.* (2005), o modelo RNG $k-\varepsilon$ fornece melhores resultados do que S-A.

O resultado das simulações estão compilados nas tabelas 5.3 e 5.4, e figuras 5.8 e 5.9. Também são apresentados os dados apresentados por Choi e Kang (1999).

Conforme pode ser visto nas tabelas e gráficos acima, os resultados ficaram bastante próximos entre si, não havendo diferença significativa entre eles, com exceção do SSG. Conforme previsto inicialmente, as eficiências da modelagem foram superiores aos resultados experimentais por não ter sido considerado uma folga entre

Tabela 5.3: Comparação da razão de pressão obtida por diferentes modelos com os dados experimentais

Vazão (mp=4,54 kg/s)	Choi e Kang	SST	SSG	$k - \epsilon$	RNG $k - \epsilon$
0,8 . mp	2,01	1,89	1,89	2	1,98
1 . mp	1,96	1,93	1,89	1,96	1,94
1,2 . mp	1,88	1,87	1,86	1,89	1,88

Tabela 5.4: Comparação da eficiência obtida por diferentes modelos com os dados experimentais

Vazão (mp=4,54 kg/s)	Choi e Kang	SST	SSG	$k - \epsilon$	RNG $k - \epsilon$
0,8 . mp	92,5	89,23	90,36	93,53	93,45
1 . mp	93,0	93	91,65	93,78	93,34
1,2 . mp	90,5	91,8	91,42	91,56	91,36

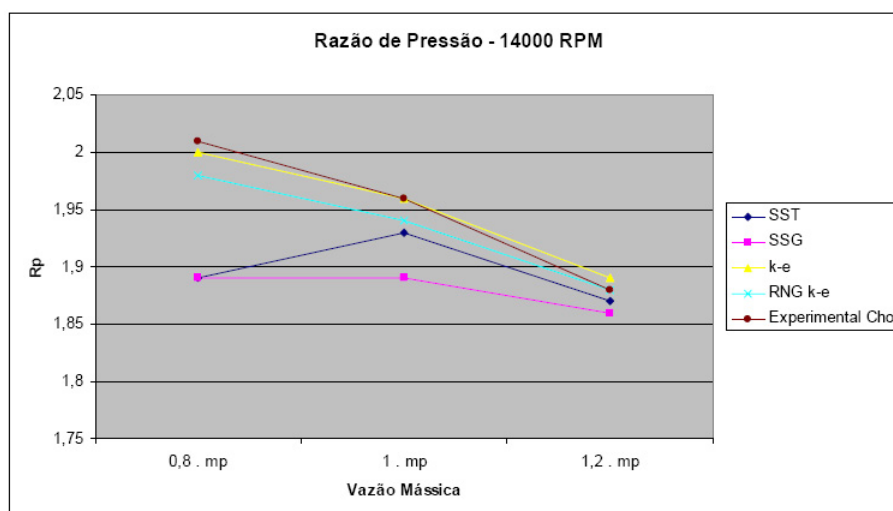


Figura 5.8: Gráfico comparando o resultado da razão de pressão obtida por diferentes modelos com o dado experimental

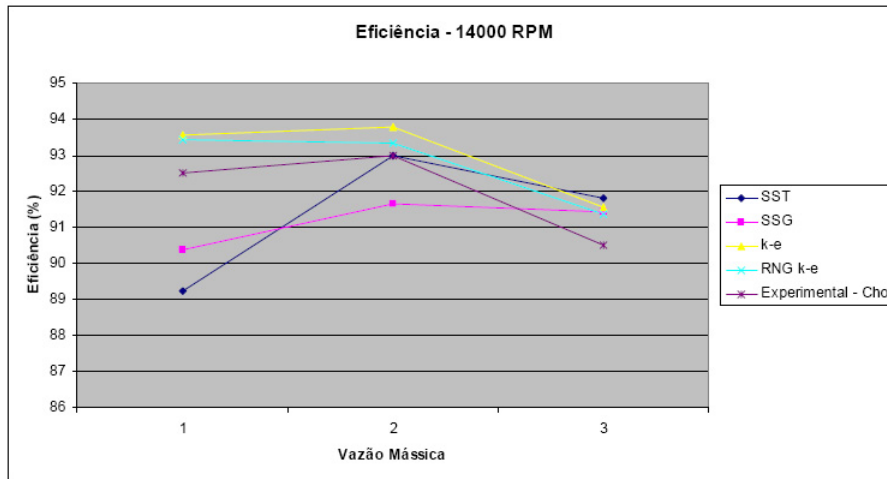


Figura 5.9: Comparação dos resultados da eficiência obtidos por diferentes modelos com dados experimentais

a pá e o *shroud*. Apesar desse modelo ser o mais recomendado para escoamentos que sofrem forte anisotropia e em superfícies com mudança de direção, que é o caso do escoamento no interior do impelidor, este mostrou sérios problemas de convergência, mesmo iniciando a modelagem a partir dos resultados do SST. Este modelo é fortemente recomendado para simulações em regime transiente.

Os modelos que apresentaram resultados mais próximos do experimental, tanto para a razão de pressão quanto para a eficiência isoentrópica, foram o $k-\varepsilon$ e o RNG $k-\varepsilon$, com vantagem para esse último para a eficiência, resultado similar ao de Vassiliev *et al.* (2005). Interessante notar que apesar do SST oferecer bons resultados tanto na região próxima da parede como na distante, não se mostrou melhor do que o $k-\varepsilon$. Na realidade, esse modelo mostrou bons resultados nos pontos de operação longe do *surge*, quando começa a ocorrer a separação da camada limite. Portanto, ele poderia ser usado em simulações próximas a do ponto de projeto, quando o compressor está na sua eficiência máxima.

5.5 Resultados da Simulação CFD com CFX com o modelo RNG $k-\varepsilon$

Como foram feitas simulações com diferentes modelos de turbulência para três pontos distintos de operação, serão mostrados os resultados mais importantes para a simulação usando o RNG $k-\varepsilon$ no ponto de projeto da máquina. A tabela 5.5 mostra a compilação de alguns parâmetros de desempenho:

Tabela 5.5: Resultado de RNG $k-\varepsilon$: Desempenho do impelidor de ECKARDT

Potência de entrada (kW)	293,4
Coefficiente de Vazão (entrada)	0,079
Coefficiente de Vazão (saída)	0,325
Coefficiente de <i>Head</i>	2,51
Coefficiente de trabalho entrada	0,754
Razão de pressão total	1,94
Razão de temperatura total	1,22
Eficiência isoentrópica (%)	93,3

Na tabela 5.6 são mostrados os valores médios de alguns parâmetros em diferentes posições do domínio:

Analisando os dados acima verifica-se que o coeficiente de vazão na entrada está compatível com o levantado por Dalbert et al (1999), mostrando que para o valor de 0,07 o impelidor do compressor terá uma área na entrada maior e uma razão de diâmetros menor. A figura 3.19 permite visualizar melhor esses resultados. O valor de coeficiente de trabalho na entrada foi de 0,754. Elder e Forster (1986) recomendam que esse parâmetro fique entre 0,7 e 0,85.

Verifica-se também que o número de Mach ficou bem abaixo de 1 ao longo de todo impelidor, mostrando que não existirá problema de entupimento e que o ponto de projeto está longe do *choke*. Na subseção 5.5.1 serão mostrados diversos gráficos podendo-se visualizar melhor o comportamento desse parâmetro no interior do impelidor.

Tabela 5.6: Resultado de RNG $k-\varepsilon$: Parâmetros ao longo do impelidor - ECKARDT

Parâmetro	Entrada	Bordo de Ataque	Bordo de Fuga	Saída
Pressão total (bar)	1,013	1,017	1,975	1,964
Temperatura total (°C)	15,0	15,9	79,1	79,4
Entalpia total (kJ/kg)	-10,04	-9,18	54,32	54,59
Entropia (J/kgK)	-34,235	-32,023	-23,882	-21,637
Mach absoluto	0,223	0,262	0,683	0,587
Mach relativo	0,509	0,512	0,363	0,443
U (m/s)	154,45	154,97	292,68	331,32
C_m (m/s)	75,59	83,78	95,24	76,25
C_u (m/s)	-0,13	-8,65	-223,90	-197,21
C (m/s)	75,62	88,82	245,65	212,85
W_u (m/s)	154,32	146,32	68,78	134,10
W (m/s)	172,52	169,50	119,44	155,43

5.5.1 Figuras geradas pelo CFX

O CFX é um software que permite uma rápida e fácil visualização dos resultados da simulação pois gera diversos gráficos de diversos parâmetros em diferentes planos. Nesta seção serão mostrados os gráficos obtidos na simulação do compressor de ECKARDT usando o modelo RNG $k-\varepsilon$ no ponto de projeto da máquina.

i) Pressão e Temperatura de estagnação e estática:

O CFX permite visualizar a variação da pressão e da temperatura, tanto a de estagnação quanto a estática, ao longo da pá do impelidor no plano meridional (*streamwise*) (Figuras 5.10 e 5.11).

Analisando as figuras 5.10 e 5.11) percebe-se um aumento constante da pressão e temperatura ao longo do impelidor, o que demonstra resultado coerente com o esperado.

A figura 5.12 mostra o valor médio da pressão no plano meridional. A média foi calculada em relação a massa do gás. Essa figura mostra que as linhas de pressão são constantes na direção perpendicular da curvatura do plano meridional. Esse

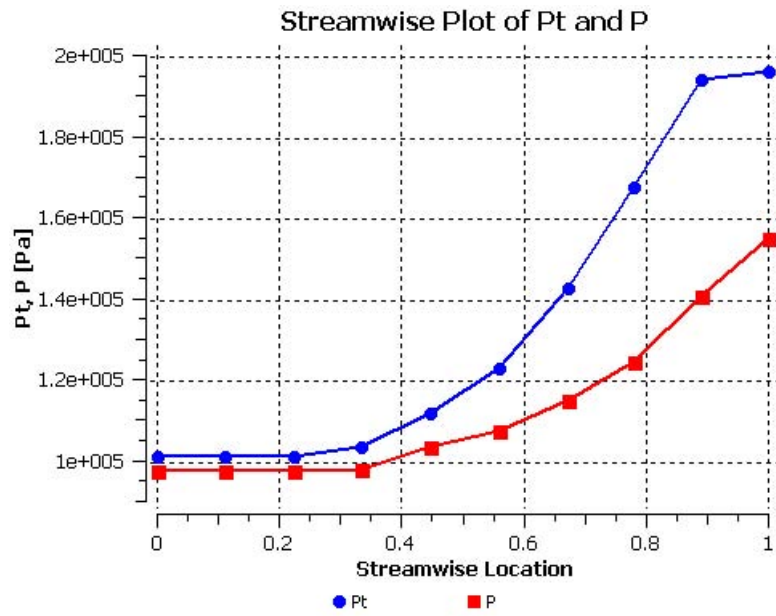


Figura 5.10: Pressão de estagnação e estática ao longo do impelidor - ECKARDT

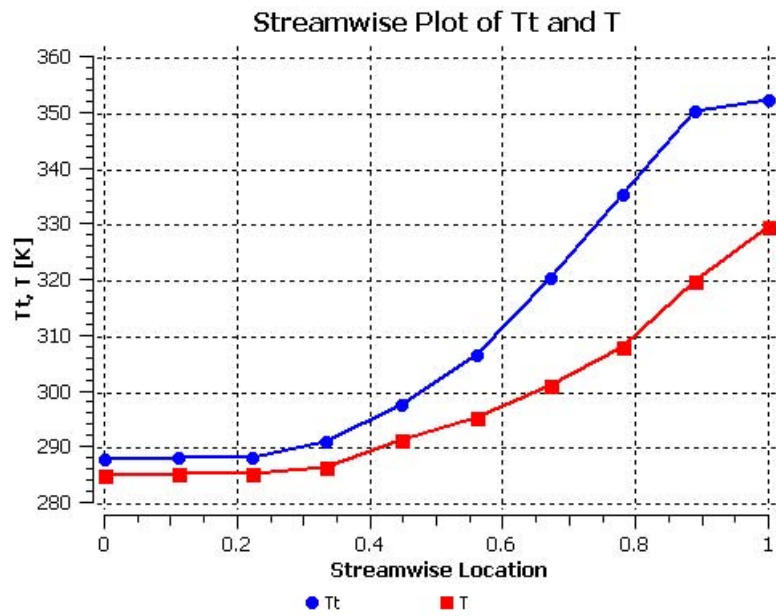


Figura 5.11: Temperatura de estagnação e estática ao longo do impelidor-ECKARDT

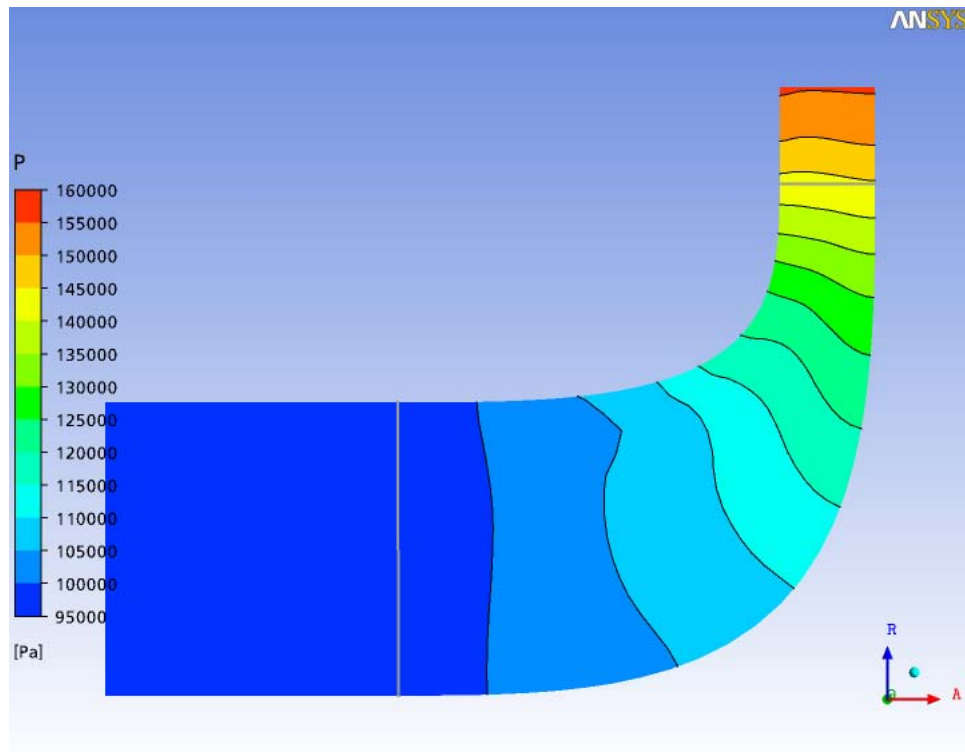


Figura 5.12: Valor médio da pressão no plano meridional - ECKARDTT

valor médio é inferior à pressão na entrada e na saída do impelidor por causa da rotação do mesmo. Quando o gás, que é um fluido irrotacional, entra no impelidor, ele tende a criar um vórtice de direção oposta à da rotação. Isso leva a uma região de menor pressão de um lado da pá do impelidor, conhecida como lado de sucção, enquanto que do outro é de maior pressão, conhecido como lado de pressão. Pode-se visualizar esse efeito no bordo de ataque e de fuga nas figuras 5.13 e 5.14.

O eixo Z coincide com o eixo do impelidor e sua direção é no sentido de entrada do impelidor. Como na modelagem a direção da rotação é negativa no eixo de Z , no bordo de ataque significa que a rotação vai da direita para a esquerda. Devido ao formato do impelidor, a direção da rotação no bordo de fuga é contrário, ou seja, vai da esquerda para a direita. Pode-se visualizar nitidamente nas figuras acima o lado de sucção da pá, onde o valor da pressão é menor em todo bordo de ataque e no bordo de fuga, e no lado oposto da pá o valor da pressão é maior em toda essa região. Também é possível observar que no lado de sucção da pá o valor da pressão é menor do que o valor médio mostrado no gráfico 5.12, enquanto que no lado de

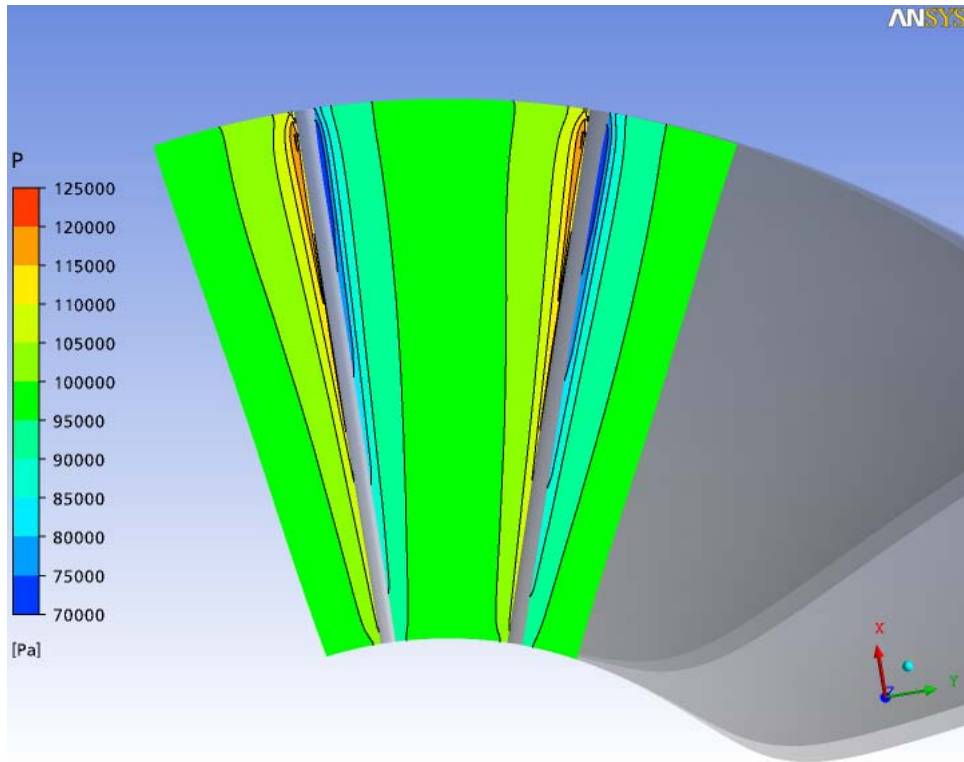


Figura 5.13: Perfil da pressão no bordo de ataque - ECKARDT

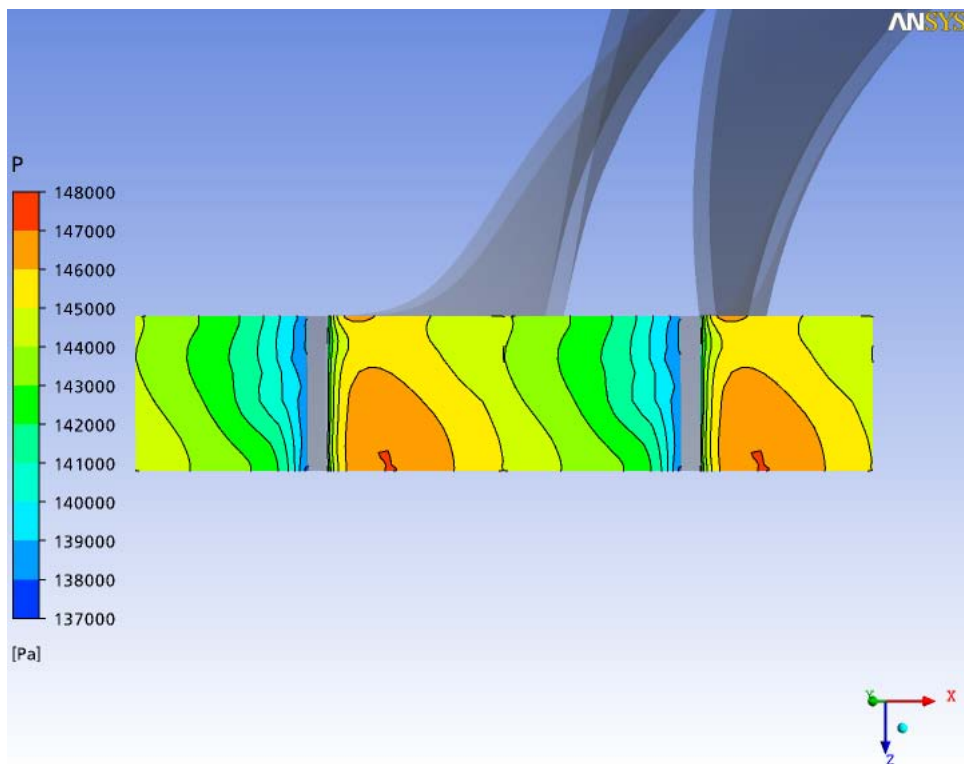


Figura 5.14: Perfil da pressão no bordo de fuga - ECKARDT

pressão da pá o valor da pressão é maior.

O valor máximo da pressão no bordo de fuga não ocorre na parede do impelidor mas sim próxima a essa parede. Isso pode ser explicado devido a formação de esteira na região próxima da descarga criando quase que uma zona de estagnação devido à recirculação do gás.

Esses resultados permitem visualizar a carga da pá do impelidor devido a diferença de pressão nas paredes. Isso é importante para o projeto mecânico da pá. Muitas vezes é necessário modificar o projeto aerodinâmico para diminuir essa carga. O CFX gera automaticamente a carga na pá da parede a 20, 50 e 80% da altura da pá. Na figura 5.15 é mostrado apenas o resultado para 50% pois não é objeto de interesse deste trabalho o projeto mecânico, apesar de existirem diversas linhas de pesquisa integrando uma simulação fluidodinâmico com o cálculo mecânico.

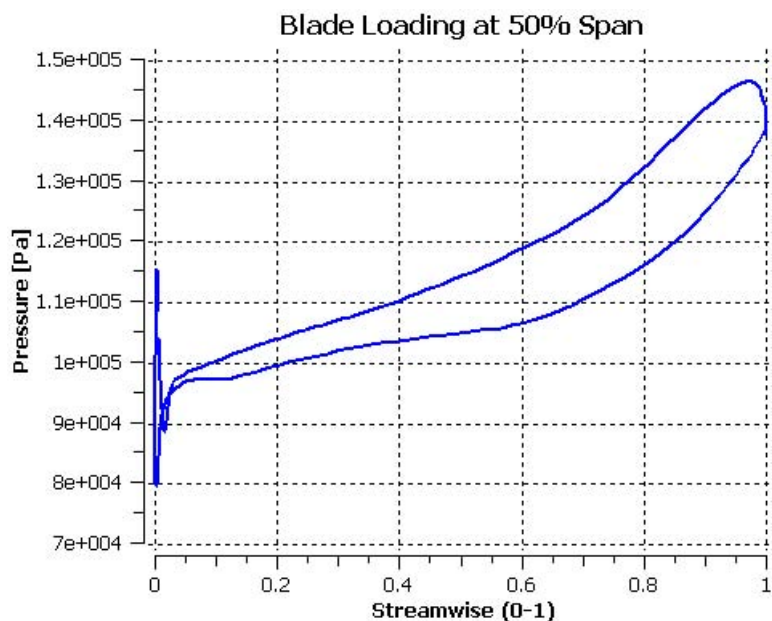


Figura 5.15: Carga na pá a 50% na altura 50% da pá - ECKARDT

ii) Número de Mach Absoluto e Relativo:

O CFX permite visualizar o número de Mach Absoluto e o Relativo ao longo da pá do impelidor e também no plano perpendicular ao longo da altura da pá, tanto no bordo de ataque (*leading edge*) como no bordo de fuga (*trailing edge*) (figura 5.16).

A figura 5.16 mostra que o gás não irá chegar na velocidade sônica uma vez que

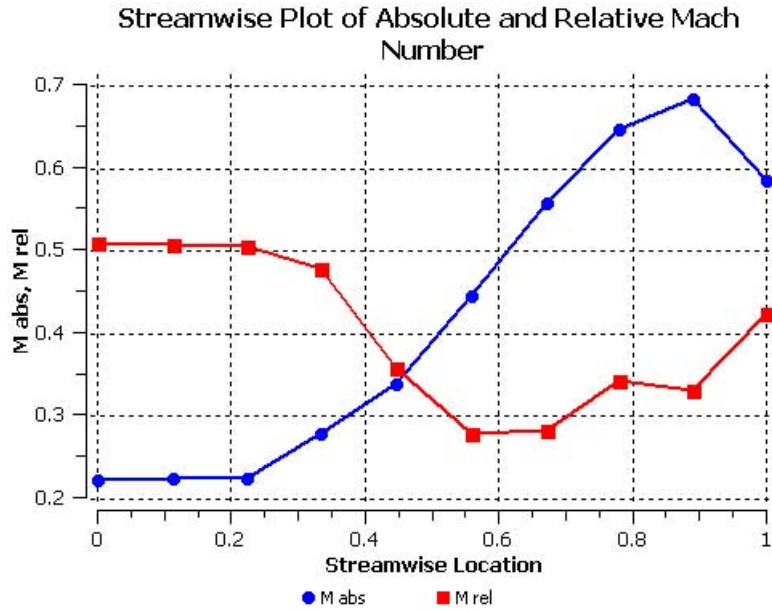


Figura 5.16: Número de Mach absoluto e relativo ao longo do impelidor - ECKARDT

o número de Mach absoluto ao longo do impelidor é inferior a 1. Ele mostra também que esse parâmetro chega ao seu valor máximo na região próxima da saída do impelidor, sendo um resultado coerente pois a velocidade absoluta tende a aumentar por ganhar energia cinética do impelidor.

O número de Mach relativo tem o seu valor máximo na entrada do impelidor, em torno de 0,5, e depois de haver um decréscimo, ele aumenta um pouco na saída do impelidor. Isso significa dizer que, apesar do gás ganhar velocidade absoluta, a velocidade relativa não sofre aumento por causa da variação do ângulo da pá. Conforme mostrado na Revisão Bibliográfica, Xu (2007) recomenda que a razão do número de Mach relativo, ou seja, a razão entre o Mach médio na saída e o Mach relativo na entrada deve ficar entre 1,15 e 1,4. Tirando do gráfico acima os valores, temos $M_2 = 0,59$ e $M'_1 = 0,5$. Isso resulta em uma razão de 1,2.

A figura 5.17 mostra o perfil de Mach absoluto no bordo de fuga ao longo da altura da pá. Não existe interesse em visualizar no bordo de ataque uma vez que esse parâmetro tem valores baixos nessa região, não havendo nunca a possibilidade de ocorrer o estrangulamento.

A figura 5.17 confirma que nesse ponto de operação o compressor não chegará no *choke*. A figura 5.18 mostra o número de Mach relativo no bordo de ataque.

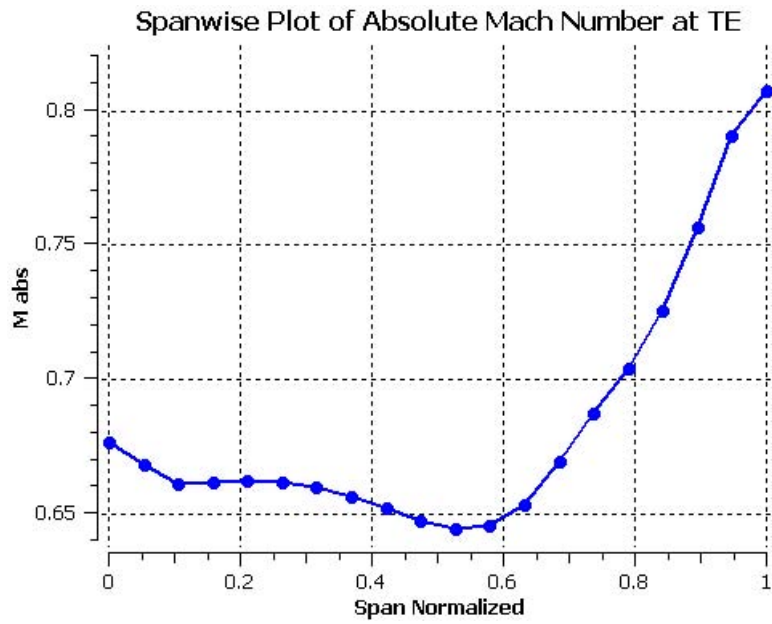


Figura 5.17: Número de Mach absoluto no bordo de fuga - ECKARDT

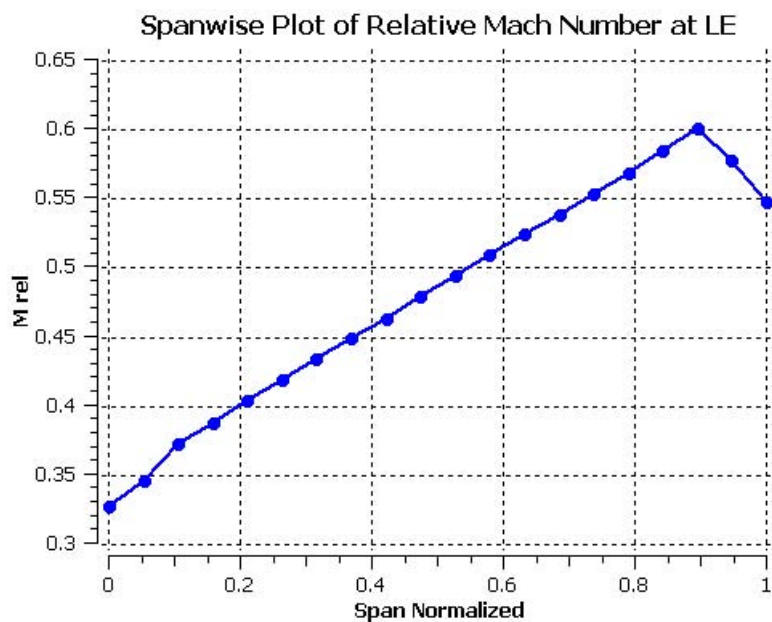


Figura 5.18: Número de Mach relativo no bordo de ataque - ECKARDT

É interessante avaliar o gráfico acima e compará-lo com o gráfico 3.26 tirado de Whitfield (1999), onde mostra que o valor de Mach relativo na região próxima do shroud deve ficar entre 0,6 e 1,2.

Pode-se tirar também desses gráficos a relação W_2/W_{1s} dos gráficos de Mach relativo uma vez que esse parâmetro é função da velocidade sônica na entrada do impelidor. O valor médio de Mach relativo na saída é 0,43 e o de Mach relativo no *shroud* na entrada é 0,55. Conforme mencionado no capítulo de projeto de compressor, Came e Robson (1999) recomendam que a relação W_2/W_{1s} fique entre 0,45 e 0,6. Nessa simulação os resultados mostram uma razão das velocidades relativas igual a 0,78, portanto 30% acima do máximo recomendado.

iii) ÂNGULOS α & β E VELOCIDADE ABSOLUTA

O CFX permite também visualizar a variação dos ângulos da velocidade absoluta (α) e relativa (β') tanto no bordo de ataque como no bordo de fuga. Será mostrado apenas o resultado no bordo de fuga, na figura 5.19, por ser de maior interesse na análise dos resultados.

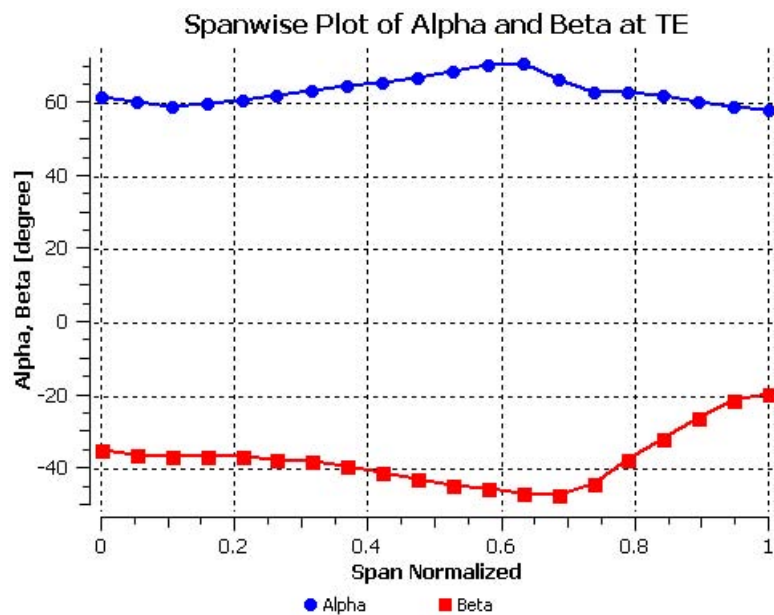


Figura 5.19: Ângulos α & β no bordo de fuga - ECKARDT

Para melhorar o perfil aerodinâmico da pá, o ângulo β na saída do impelidor não é constante. O BLADE GEN gera automaticamente essa variação podendo o projetista fazer ajustes manuais, conforme a sua experiência, para melhorar o perfil.

O gráfico acima mostra que o ângulo β' varia entre 35 e 20°, estando sempre em torno do ângulo de projeto de 30°.

Verifica-se na figura 5.19 que a variação do ângulo da velocidade absoluta é menor ao longo da altura normalizada da pá, quase sendo um valor constante de 60°. Conforme Came e Robinson (1999), esse ângulo deve se situar entre 69 e 73° para minimizar as perdas por turbilhonamento (*mixing losses*), conforme visto no Capítulo 3. Este resultado mostra um valor ligeiramente inferior ao recomendado por esses autores. Entrando no gráfico 3.33 com a tangente desse valor, verifica-se o ponto se encontra-se próximo à tangente de 69°, portanto ainda na região descendente da curva.

Outro resultado bastante importante para se visualizar é a linha de corrente da velocidade ao longo do impelidor. O CFX gera os vetores dessa velocidade para 20, 50 e 80% da altura normalizada da pá, mostrados nas figuras 5.20 a 5.23.

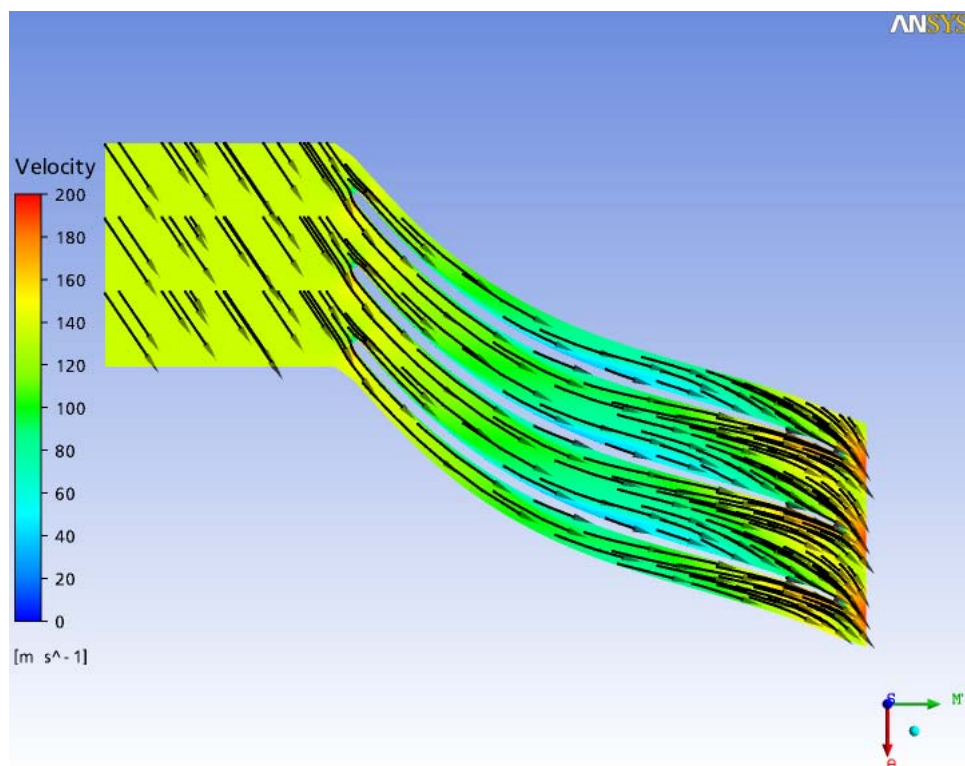


Figura 5.20: Vetores da Velocidade para 20% da altura da pá - ECKARD

Essas figuras permitem tirar algumas conclusões, a saber:

- A velocidade atinge um alto valor numa região do bordo de ataque;

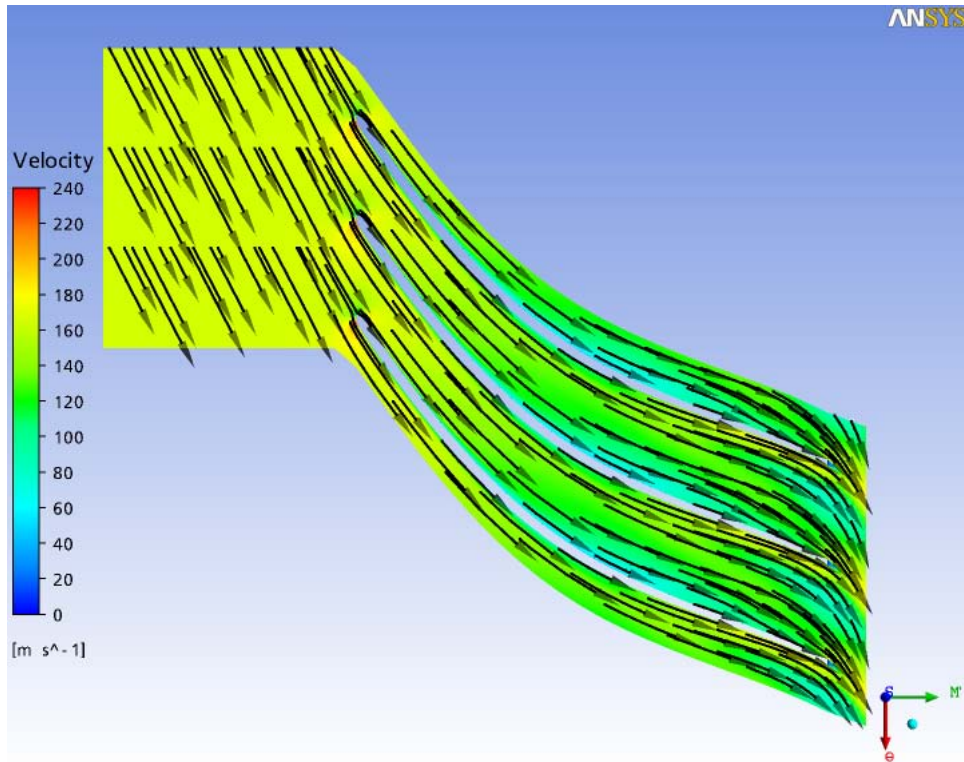


Figura 5.21: Vetores da Velocidade para 50% da altura da pá - ECKARDT

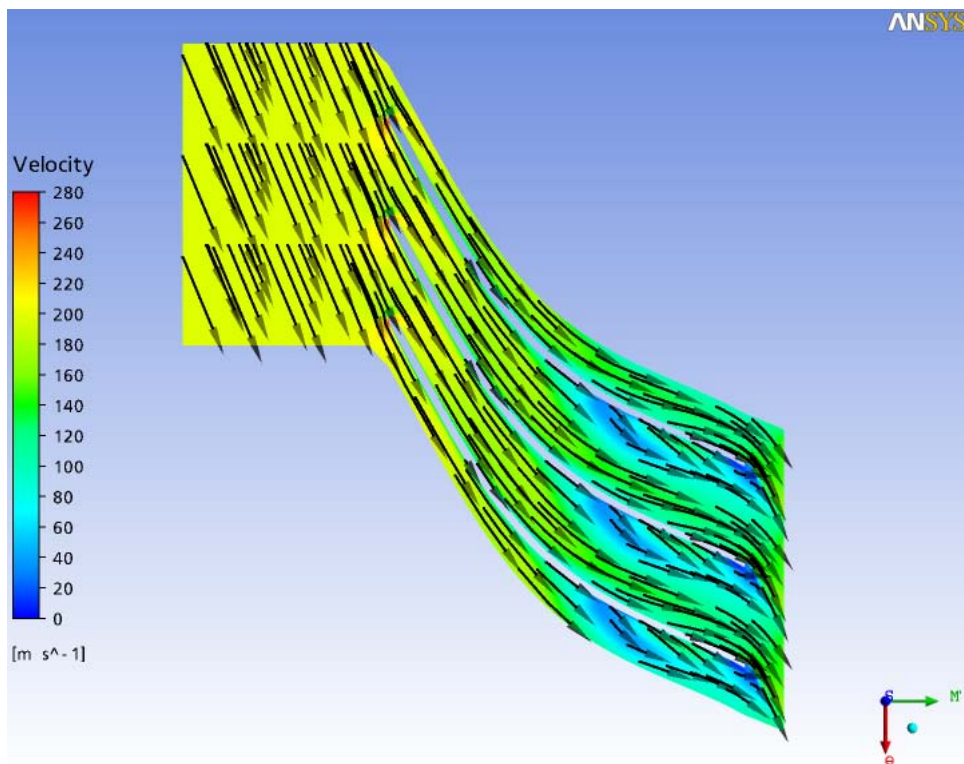


Figura 5.22: Vetores da Velocidade para 80% da altura da pá - ECKARDT

- Existe uma região de estagnação, já detectada antes nos resultados da pressão, na região próxima a da saída do impelidor, na qual a velocidade atinge valores mínimos. O menor valor da velocidade nessa região ocorre a 80% da altura normalizada da pá. Conforme comentado ao longo deste trabalho, é justamente nessa região em que ocorrem os vórtices e esteiras, levando a diminuição da área de passagem do gás pois a velocidade próxima da parede é quase nula. Esse fenômeno é conhecido como separação jato-esteira. Também é nessa região que as perdas são maiores. Um bom projeto aerodinâmico procurar diminuir esse efeito;

A figura 5.23 mostra uma visualização tridimensional das linhas de corrente da velocidade. Esse resultado é apenas ilustrativo de como é o comportamento do gás ao longo do impelidor.

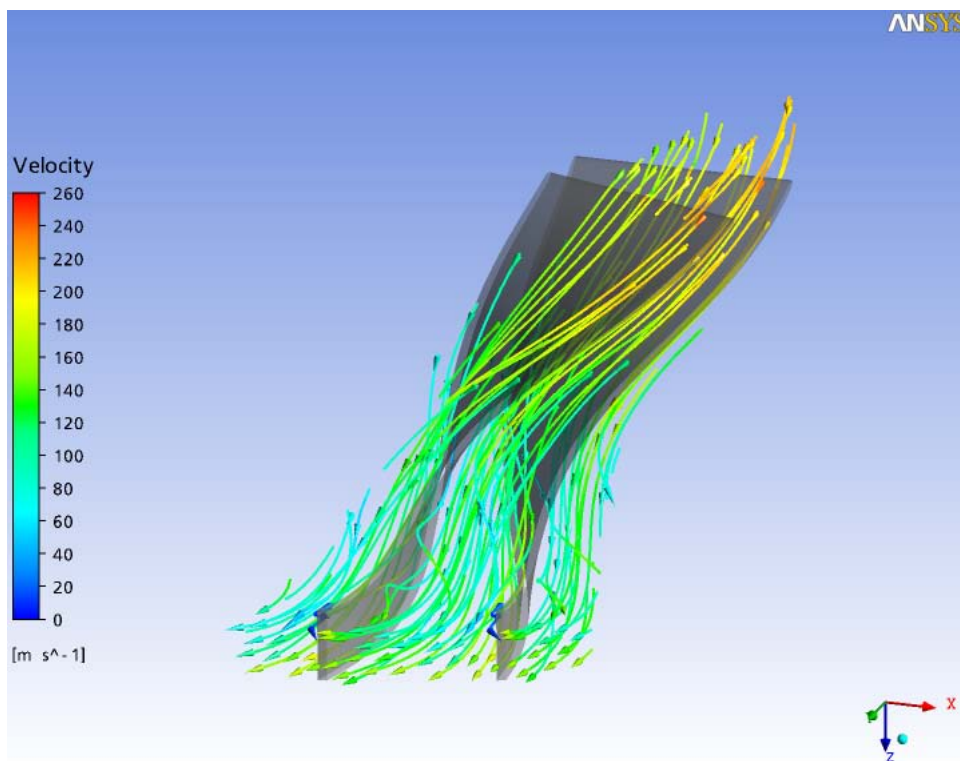


Figura 5.23: Linhas de corrente da velocidade - ECKARDT

iv) PERDAS

As perdas no interior do impelidor podem ser visualizadas através dos gráficos e curvas da entropia gerados pelo CFX. A entropia é uma propriedade termodinâmica

na qual é necessário fazer uma análise em relação a um valor de referência para se conhecer onde ocorre a sua maior variação. Essa análise permite mapear onde ocorrem as maiores perdas. A figura 5.24 mostra a variação média da entropia ao longo do impelidor no plano meridional.

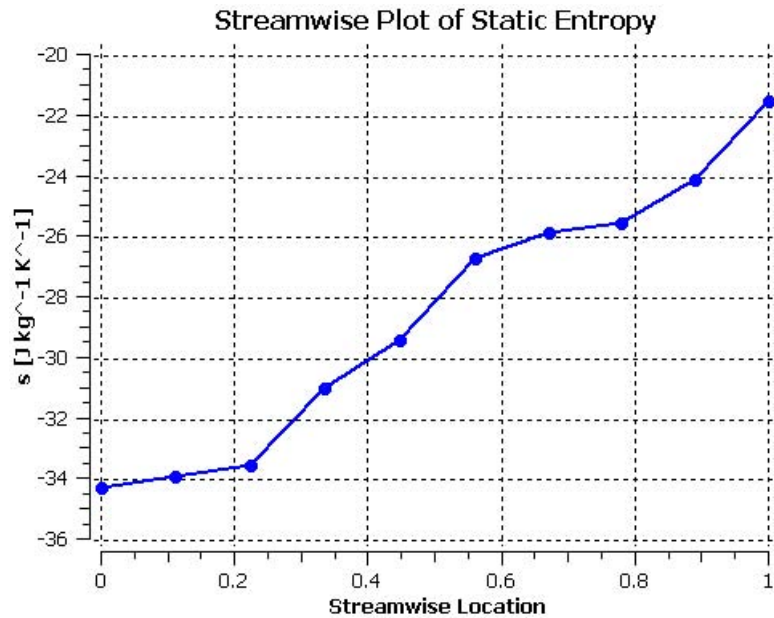


Figura 5.24: Variação de entropia ao longo do impelidor - ECKARDT

Como era de se esperar, a entropia aumenta ao longo do impelidor uma vez que a compressão real não é isentrópica. Integrando esse resultado ao longo do impelidor, tomando em cada ponto o valor da temperatura e da massa, o CFX calcula a perda de eficiência global. Pode-se tomar como valor de referência o valor médio da entropia na entrada do impelidor, -34,7 J/kg.K. Esse dado será usado na análise das próximas figuras.

A figura 5.25 que se consegue extrair do pacote do CFX é o perfil da entropia ao longo do impelidor nas posições de 20, 50 e 80% da altura normalizada da pá. Será mostrada apenas a figura a 50 e 80% pois na de 20% a entropia é quase constante, havendo uma perda maior no bordo de fuga da pá.

A figura 5.25 mostra que existe uma região de maior perda na saída do impelidor, provavelmente por causa da formação da esteira e também do escorregamento do gás. Além disso, pode-se visualizar que existe uma perda concentrada ao longo da parede, tanto no lado de sucção quanto no de pressão. Esse resultado é devido a

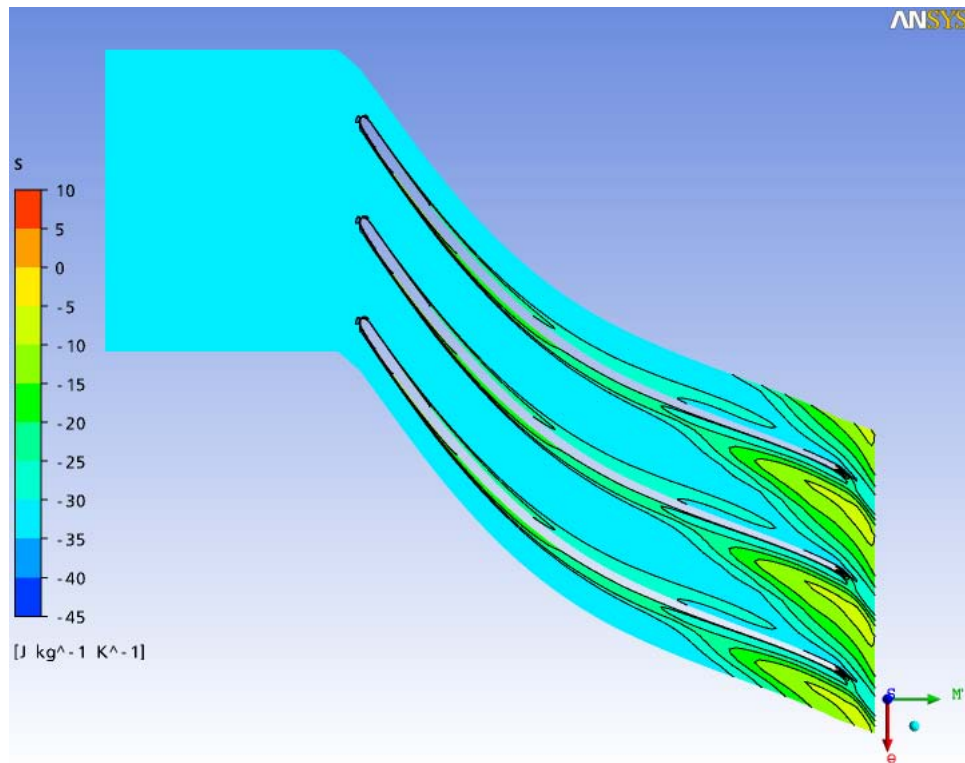


Figura 5.25: Entropia a 50% da altura da pá - ECKARDT

fricção do gás na parede.

A figura 5.26 mostra que a variação da entropia foi maior do que na figura anterior. Isso significa que as perdas por vórtice e esteira se concentram mais na região do *shroud* próxima a saída do impelidor. Também é possível visualizar as perdas ao longo da parede do impelidor devido ao atrito. A figura 5.27 mostra o perfil da entropia no bordo de fuga, onde pode ser visualizado exatamente onde se concentra a maior perda de energia.

Essa figura mostra que a maior perda ocorre na região próxima ao *shroud*, o que corresponde a uma altura normalizada da pá a partir de 80%, no lado de pressão. No lado sucção o valor da entropia é bem menor.

O CFX permite plotar o valor de y^+ na parede da pá. Muitos autores recomendam um controle bastante rígido de y^+ . Vassiliev et al. (2005) por exemplo, informam que mantiveram esse valor abaixo de 2,5. O impelidor de ECKARDT simulado, manteve-se um valor de y^+ entre 1,5 e 3 na maior parte da pá, conforme pode ser visto na figura 5.28.

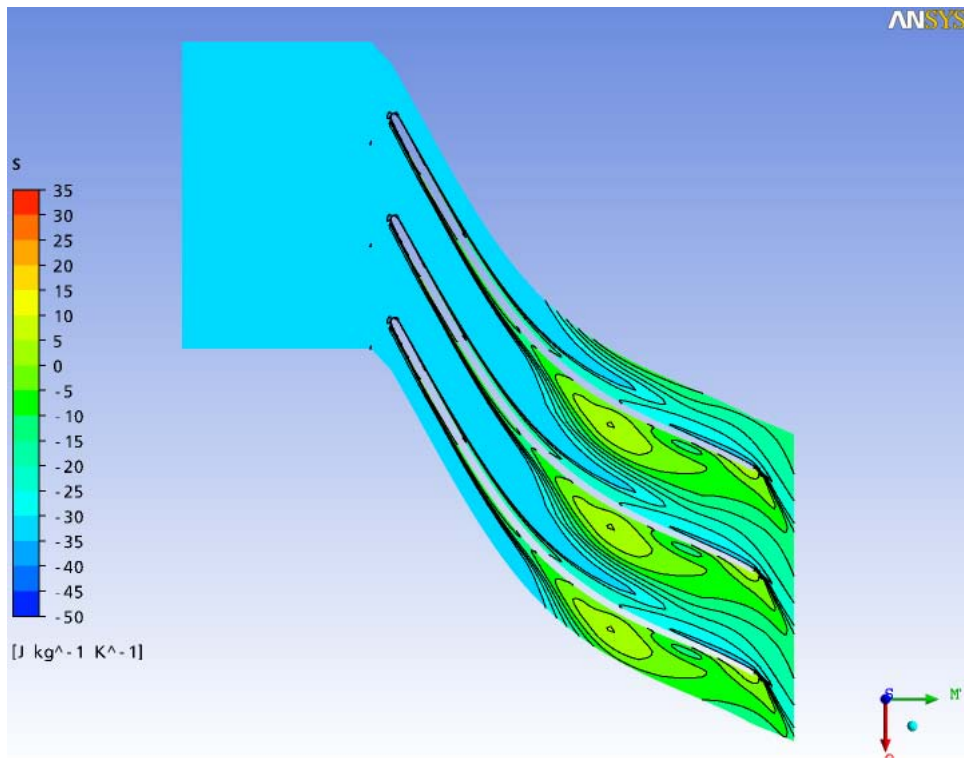


Figura 5.26: Entropia a 80% da altura da pá - ECKARDT

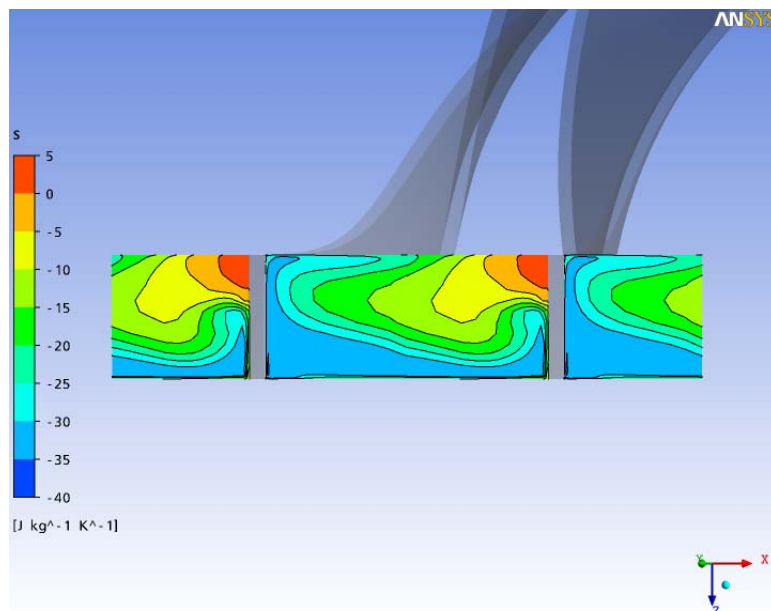


Figura 5.27: Entropia no bordo de fuga - ECKARDT

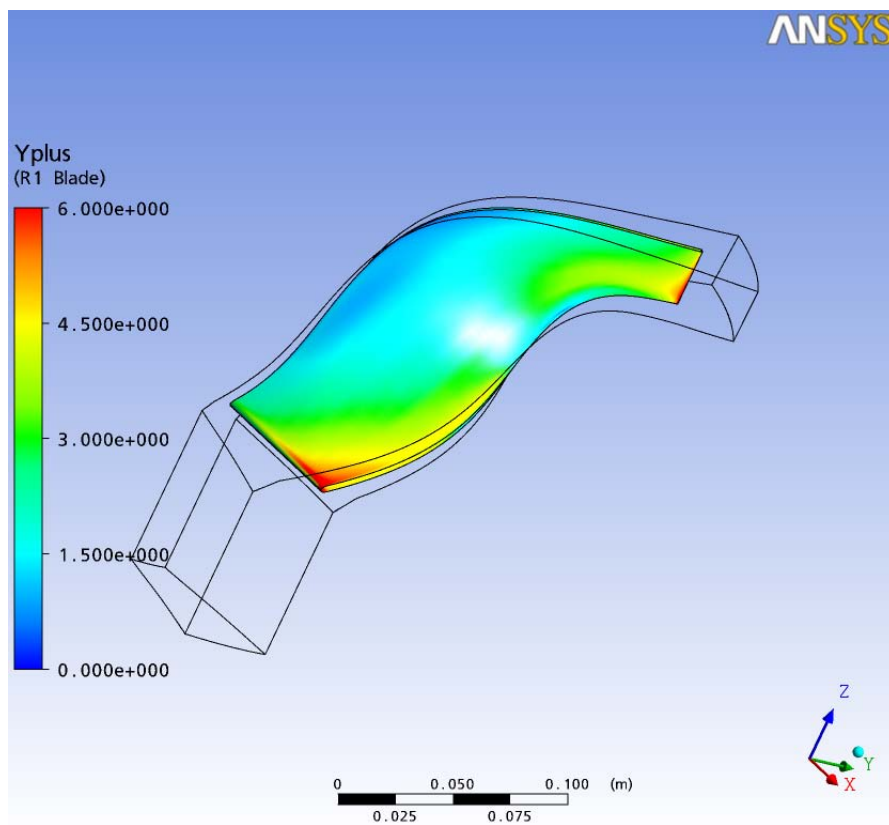


Figura 5.28: Valor dey^+ na pá - ECKARDT

Capítulo 6

Simulação Computacional de Escoamento Compressível no Impelidor NEWMARC

Este capítulo se propõe a fazer algumas investigações para se avaliar a influência de alguns parâmetros geométricos no desempenho de um impelidor. Nascimento et al. (2007, 2008) executaram um projeto aerodinâmico de um impelidor de compressor centrífugo, denominado NEWMARC, que integra uma turbina a gás de 600 kWe de potência líquida de projeto. O uso de uma ferramenta computacional tipo CFD permite que isso seja feito mesmo que não haja validação experimental, desde que o modelo turbulência escolhido já tenha sido validado preliminarmente, o que já foi feito neste caso. De posse dos resultados, será investigada a influência de alguns componentes geométricos no desempenho de um impelidor e que não são levados em consideração durante o projeto unidimensional. Conforme visto na Revisão Bibliográfica, muitos parâmetros que aparecem em correlações empíricas ou em números adimensionais permitem que seja avaliado a alteração do desempenho de um compressor caso ocorra mudança em alguma condição operacional ou na própria geometria. Mas nem todos os parâmetros geométricos são levados em conta durante o projeto unidimensional. Por isso são objeto de investigação neste trabalho.

Serão feitos dois tipos de análise. O primeiro consiste em se manter as mesmas características geométricas na entrada e na saída do impelidor como os ângulos da

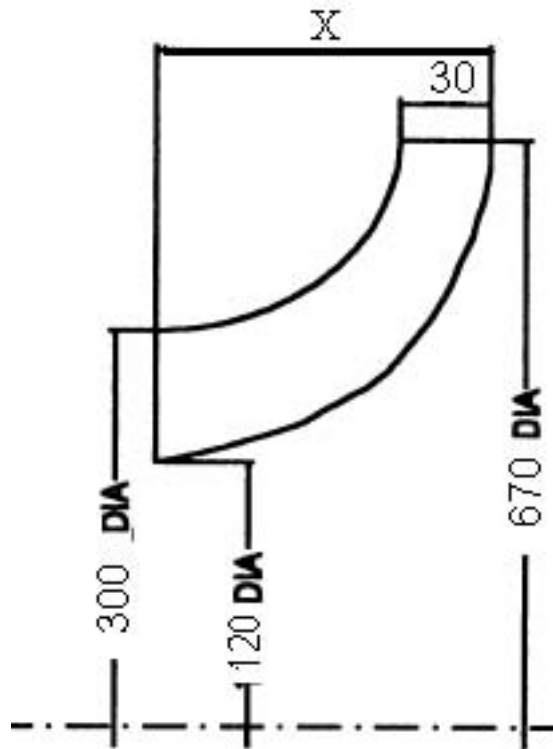


Figura 6.1: Dimensões do impelidor NEWMARC

pá, altura da pá e os diâmetros na entrada e na saída do impelidor e variar a distância no plano meridional entre a entrada e saída do impelidor. A figura 6.1 é a projeção do impelidor no plano meridional onde estão mostradas as principais dimensões.

Na figura 6.1, a dimensão “X” é a distância entre a entrada e a saída do impelidor no plano meridional. Serão obtidos três resultados, uma com a geometria original que é de 146 mm e as outras duas variando o valor de “X” para mais 10 mm e para menos 10 mm. Portanto, nas simulações realizadas “X” assumirá os valores de 156 mm e 136 mm respectivamente.

Outra avaliação que será feita é quanto ao número de pás. Xu (2007) mostrou que existe uma correlação direta entre o número de pás e a razão de pressão. Avaliando os gráficos apresentados por esse autor, verifica-se que para uma razão de pressão total de 4, o número de pás deveria ser 24. Portanto, será modelado o desempenho do impelidor alterando o número de pás para 18 e também mantendo as 12 pás originais mas com *splitter*. Esses resultados serão comparados com o da

geometria original para se determinar o número ideal de pás. Irá se procurar validar os gráficos de Xu (2007) e vincular essa informação para um projeto unidimensional.

6.1 Projeto do impelidor NEWMARC

Foi usada basicamente a metodologia apresentada por Whitfield e Baines (1990) para o projeto unidimensional do impelidor NEWMARC. Para isso, foi desenvolvido o mesmo programa FORTRAN apresentado por esse autor com alguns ajustes baseados em literatura complementar para determinar os principais parâmetros geométricos. O programa fornece os seguintes resultados: ângulo da pá de entrada no *shroud*, ângulo da pá na saída, ângulo de saída da velocidade absoluta, diâmetro do *hub*, diâmetro do *shroud*, diâmetro externo do impelidor e altura da pá. A rotação e a eficiência foram determinadas previamente através do *software* comercial GATECYCLE, que é um poderoso banco de dados de turbinas a gás mas permite o usuário entrar com uma turbina definida pelo mesmo. Com isso, se obteve os seguintes resultados para o compressor, como mostra a Tabela 6.1.

6.2 Simulação em CFD realizada por Nascimento *et al.*

Nascimento et al. (2007, 2008) usaram o *software* comercial CFX para efetuar as simulações em 3D do impelidor projetado pelo método unidimensional para a melhoria do projeto unidimensional.

Foram usadas as seguintes condições de contorno: (i) Entrada: Vazão mássica 4,3 kg/s e Temperatura Estática 298 K (25 °C); (ii) Saída: Pressão estática média igual a 2 atm. Conforme será visto mais adiante, essas condições de contorno não são as melhores para uma simulação de uma turbomáquina. Foi feita uma exaustiva e profunda investigação para se determinar quais devem ser as condições de contorno para a simulação de um impelidor de um compressor centrífugo.

Com relação ao Controle do *Solver*, foram mantidas as configurações *default* do programa, como por exemplo: esquema de advecção (*advection scheme*): *High*

Tabela 6.1: Principais parâmetros do impelidor NEWMARC

Parâmetro	Valor
Pressão estática de sucção (bar)	1,013
Temperatura estática de sucção ($^{\circ}\text{C}$)	15
Vazão mássica (kg/s)	4,3
Rotação (rpm)	12.000
Eficiência (%)	85
Ângulo da pá entrada no shroud $\beta_{s1} (^{\circ})$	60
Ângulo da pá na saída $\beta_2 (^{\circ})$	20
Altura da pá b_2 (mm)	30
Ângulo de saída da velocidade absoluta $\alpha_2 (^{\circ})$	65
Raio na entrada hub r_{h1} (mm)	60,0
Raio na entrada shroud r_{s1} (mm)	150,0
Diâmetro do impelidor d_2 (mm)	670,0
Número de pás	12
Fator de escorregamento	0,873

Resolution, Controle da escala de tempo (*timescale control*): *Auto Timescale*, Fator da escala de tempo (*timescale factor*): 1,0. Conforme mostrado no capítulo 5, o *solver control* deve ser o *specified blend factor* (β_{CFX}), sendo β_{CFX} igual a 0,75, e o *timescale* deve ser o *physical timescale* que é definido com sendo o inverso da rotação da máquina dada em rad/s.

A malha gerada tem os seguintes dados:

- Número de nós: 245.385
- Número de elementos hexaédricos: 222.544
- Razão de aspecto: mínimo: 1,065, máximo: 1.079,2
- Razão de volume do elemento: mínimo: 1, máximo: 159,9
- Máximo ângulo de face do elemento: mínimo: 90,00, máximo: 179,70

Tabela 6.2: Resultado da simulação realizada por Nascimento et al do impelidor NEWMARC

Parâmetro	Valor
Razão de pressão	3,54
Eficiência (%)	74,1
Potência de entrada (kW)	765,2
Número de Mach absoluto na saída	0,804
Razão de temperatura	1,59
Coeficiente de vazão	0,015

Os resultados dessa modelagem que usou o modelo $k-\epsilon$ são mostrados na Tabela 6.2.

6.3 Simulação do caso base do impelidor NEWMARC

Inicialmente serão mostrados todos os resultados obtidos na simulação em CFD utilizando a mesma geometria original determinada por Nascimento et al. (2007, 2008). Da mesma forma como feito para ECKARDT no Capítulo 5, serão mostrados dados de desempenho e depois os diferentes gráficos gerados pelo software CFX. Os resultados serão comparados com os obtidos por Nascimento et al. (2007, 2008). Também será feita uma investigação quanto as condições de contorno, malha e extensão do domínio para se obter resultados mais consistentes.

A malha gerada tem os seguintes dados:

- Número de nós: 396.647
- Número de elementos hexaédricos: 368.732
- Razão de aspecto: mínimo: 1,049, máximo: 1.116,7
- Razão de volume do elemento: mínimo: 1, máximo: 138,5
- Máximo ângulo da face dos elementos: mínimo: 90,00, máximo: 169,30

Diferentemente da simulação do impelidor de ECKARDT, foi considerada uma folga entre a pá e o *shroud* proporcional em 0,5% da altura da pá.

6.3.1 Condições de Contorno

Conforme comentado anteriormente, verificou-se que Nascimento et al. (2007, 2008) efetuou as simulações em CFD utilizando como condição de contorno a pressão estática na saída. Essa abordagem não parece ser a mais correta uma vez que o fluido, no caso o ar ambiente, será acelerado a partir da sua condição inercial, que corresponde a pressão e temperatura atmosférica, até entrar no impelidor. Isso significa dizer que, apesar do fluido ser acelerado na extensão do domínio, ele só receberá energia no momento em que entrar no impelidor. Portanto, a condição de contorno deverá ser a pressão e a temperatura de estagnação iguais à pressão e temperatura atmosférica na entrada do domínio, pois a pressão total irá se conservar e se manter igual a 1 atm até começar a receber energia do rotor.

Para dirimir essa dúvida, serão feitas simulações considerando como condição de contorno pressão total na entrada (Simulação A) e pressão estática na entrada (Simulação B). Os resultados serão comparados para ver qual é o mais consistente com o esperado. Uma terceira simulação será feita considerando as mesmas condições de contorno da simulação A, mas com um domínio bastante estendido. Essa simulação será chamada de C.

i) Condição de contorno: pressão e temperatura total na entrada:

Na Tabela 6.3 são mostrados o desempenho do impelidor resultados da simulação na qual as seguintes condições de contorno foram consideradas: pressão total igual a 1 atm e temperatura total igual a 15 °C na entrada e vazão mássica na saída igual a 4,3 kg/s.

Na Tabela 6.4 são mostrados os valores médios de alguns parâmetros em diferentes posições do domínio.

Analisando os dados acima verifica-se que o coeficiente de vazão na entrada está compatível com o levantado por Dalbert et al. (1999), mostrando que para o valor de 0,02 o impelidor do compressor terá uma área na entrada pequena e uma grande razão de diâmetros. Isso permite uma razão de pressão maior. Entretanto,

Tabela 6.3: Desempenho do impelidor NEWMARC, caso base, Simulação A

Potência de entrada (kW)	681,5
Coefficiente de Vazão (entrada)	0,0191
Coefficiente de Vazão (saída)	0,0944
Coefficiente de <i>Head</i>	7,087
Coefficiente de trabalho entrada	0,878
Razão de pressão total	3,998
Razão de temperatura total	1,536
Eficiência isoentrópica (%)	90,75

Tabela 6.4: Tabela 6.4 Parâmetros ao longo do impelidor - NEWMARC, caso base, Simulação A

Parâmetro	Entrada	Bordo de Ataque	Bordo de Fuga	Saída
Pressão total (bar)	1,013	1,016	4,066	4,051
Temperatura total (°C)				
Entalpia total (kJ/kg)	-10,04	-9,391	142,96	144,99
Entropia (J/kgK)	-34,24	-32,73	-6,92	-1,084
Mach absoluto	0,181	0,215	0,967	0,840
Mach relativo	0,452	0,449	0,243	0,541
U (m/s)	140,04	140,83	420,18	474,93
C_m (m/s)	61,47	67,33	39,66	30,46
C_u (m/s)	-0,099	-12,50	-384,87	-330,28
C (m/s)	61,49	74,74	388,51	332,61
W_u (m/s)	139,94	128,33	35,31	144,64
W (m/s)	153,48	145,78	54,81	149,52

conforme o gráfico mostrado por esses autores (figura 3.19), as perdas também serão maiores, diminuindo assim a eficiência. Portanto, o resultado dessa simulação não está consistente uma vez que a eficiência foi de 90,75%.

O valor de coeficiente de trabalho na entrada foi de 0,878, um pouco acima do recomendado por Elder e Forster (1986) que é de 0,7 e 0,85.

Verifica-se também que o número de Mach absoluto ficou muito próximo de 1 na saída, mostrando que poderá existir problema de entupimento e que o ponto de projeto está próximo do *choke*. Isso é uma grande desvantagem do projeto deste impelidor, pois significa que o mapa de operação do compressor será estreita. Deve-se observar também que um compressor que esteja operando próximo a sua condição de entupimento terá uma queda acentuada da eficiência, sendo isso mais uma razão para não considerar o resultado desta simulação como consistente.

Apesar dessas restrições, observa-se que os resultados gerados pelo CFX estão consistente com o esperado, como mostrados nas figuras 6.2 e 6.3.

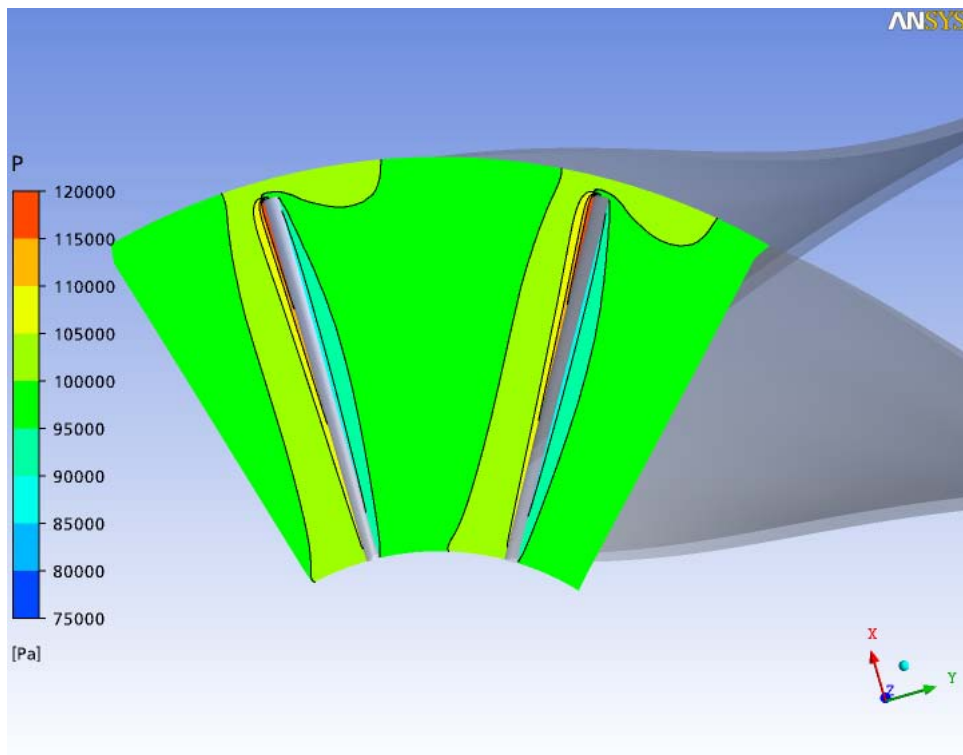


Figura 6.2: Pressão na entrada do impelidor (NEWMARC Simulação A)

Da mesma forma como visto nos resultados do impelidor de ECKARDT, as

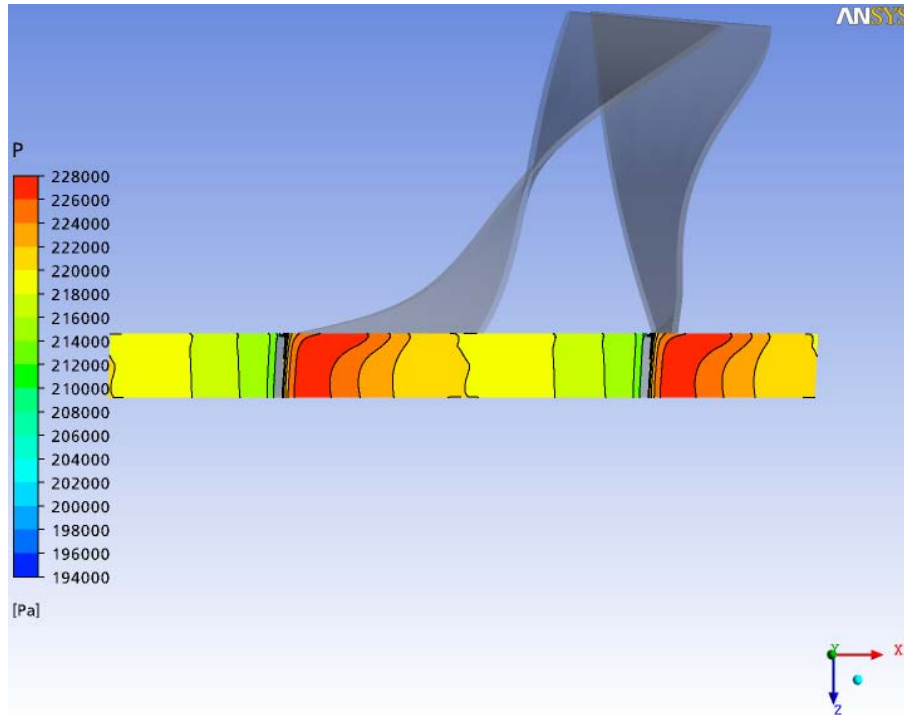


Figura 6.3: Pressão na saída do impelidor (NEWMARC Simulação A)

figuras 6.2 e 6.3 mostram nitidamente que o valor máximo da pressão está num lado da pá do impelidor, que é chamado de lado de pressão e o menor valor da pressão no outro lado, que é chamado de lado de sucção. Esses resultados estão em conformidade com a teoria e compatíveis com a direção da rotação.

As figuras 6.4 a 6.6 mostrando as linhas de corrente da velocidade estão bastante consistentes com o esperado pois mostram a existência de esteiras que se tornam maiores na parte mais alta da pá do impelidor, perto do *shroud*. É nessa região que passa a ocorrer o fenômeno de separação jato-esteira que contribui bastante para a queda de eficiência do impelidor. Todo projeto de impelidor procura diminuir as esteiras que se formam nessa região.

Esse resultado também é bastante consistente com o maior número de Mach na saída. Devido a ocorrência de um estrangulamento para a passagem do fluido devido à formação de esteiras, o fluido tende a acelerar nessa região, aumentando o número de Mach. Isso pode ser visto nas figuras 6.7 e 6.8, que mostram o número de Mach absoluto ao longo do impelidor e no bordo de fuga.

Todos as duas figuras 6.7 e 6.8 mostram um número de Mach absoluto maior

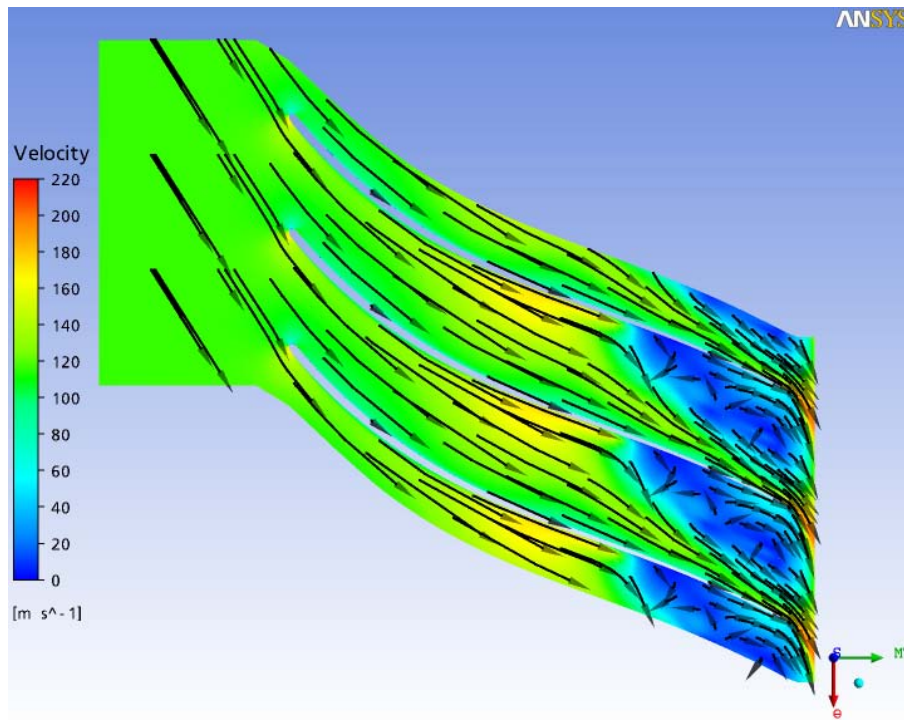


Figura 6.4: Linhas de corrente da velocidade a 20% da altura da pá (NEWMARC Simulação A)

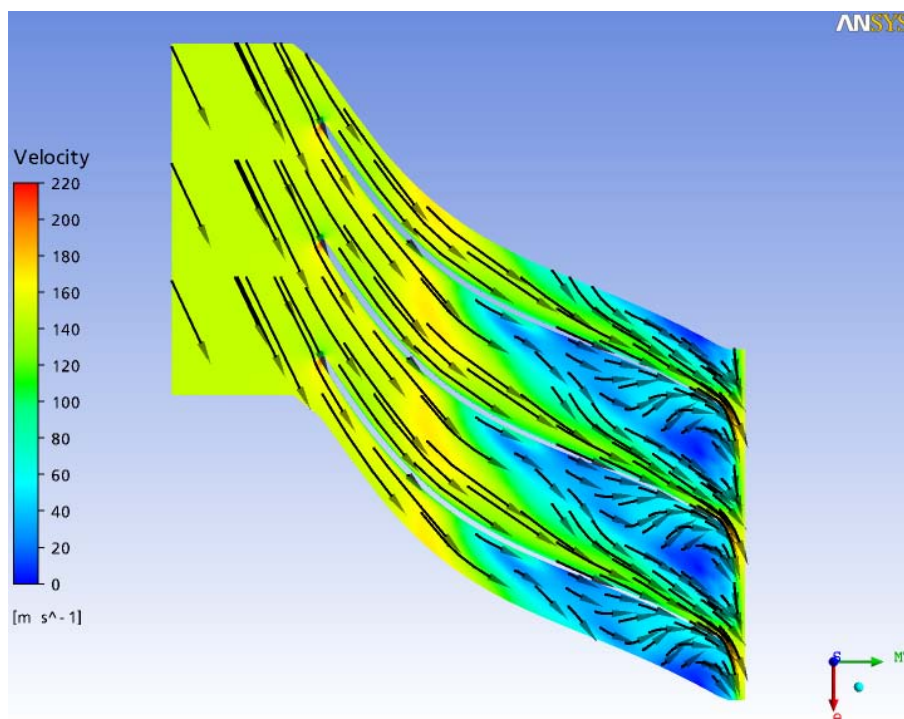


Figura 6.5: Linhas de corrente da velocidade a 50% da altura da pá (NEWMARC Simulação A)

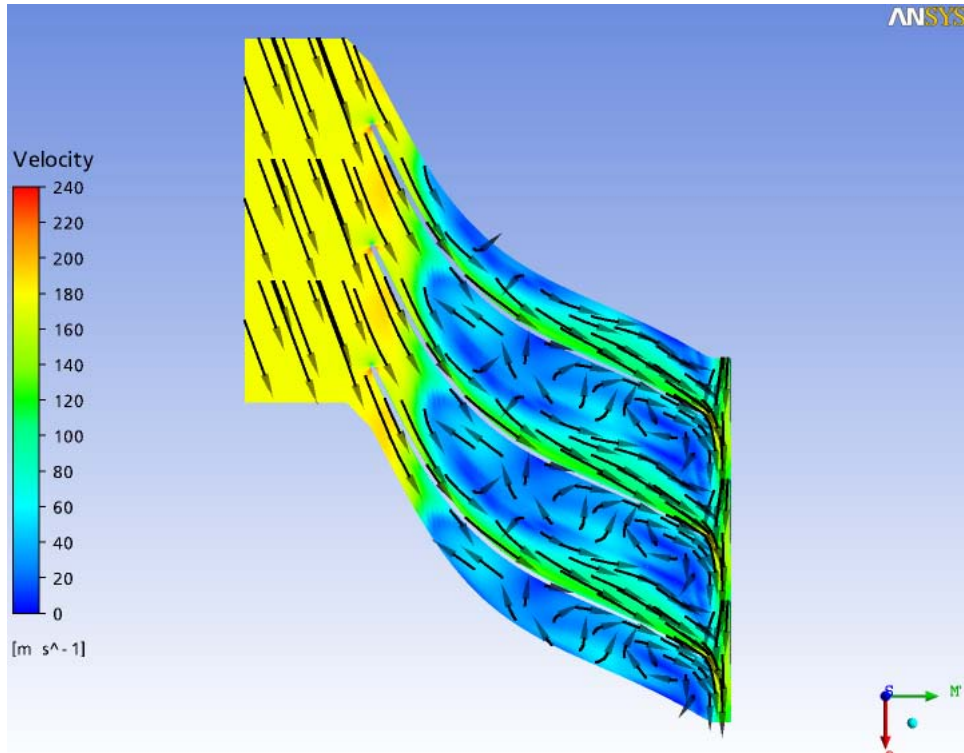


Figura 6.6: Linhas de corrente da velocidade a 50% da altura da pá (NEWMARC Simulação A)

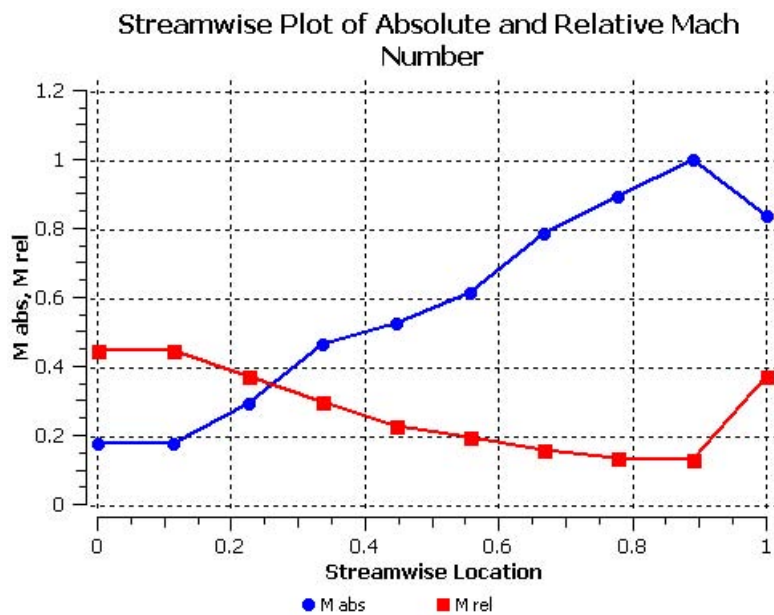


Figura 6.7: Número de Mach absoluto e relativo ao longo do impelidor (NEWMARC Simulação A)

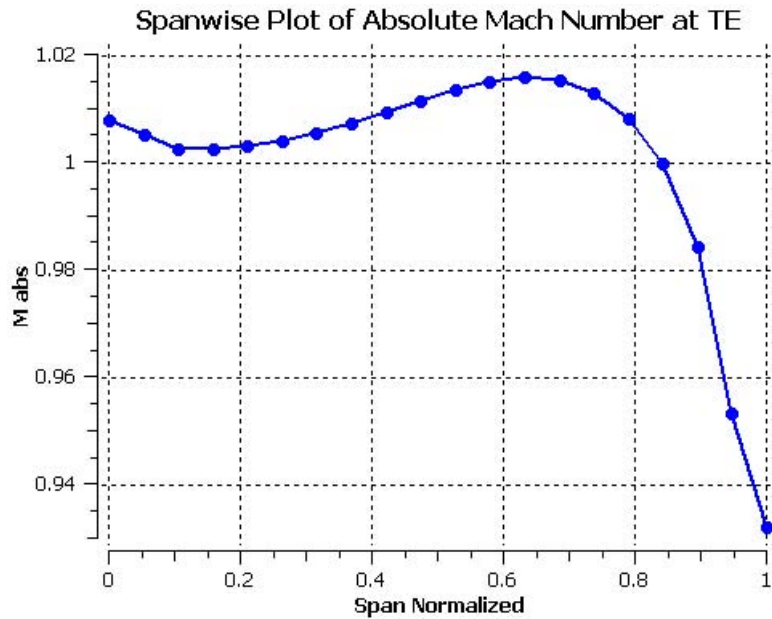


Figura 6.8: Número de Mach absoluto no bordo de fuga (NEWMARC Simulação A)

na saída do impelidor. Também é possível ver que o número de Mach está acima de 1, comprovando que o compressor está próximo ao *choke*, e que existe uma pequena queda desse número na região próxima ao *shroud*.

As figuras 6.9 e 6.10 mostram a variação da entropia a 80% da altura da pá e na saída do impelidor. São nessas regiões que ocorrem as maiores perdas.

Verifica-se que as maiores variações da entropia estão justamente nas regiões onde ocorrem os fenômenos de turbulência mostrados nos gráficos de velocidade e número de Mach. Conclui-se, apesar dos resultados termodinâmicos não estarem consistentes, as figuras mostram coerência com a teoria.

ii) Condição de contorno: pressão estática na entrada

Na Tabela 6.5 são mostrados o desempenho do impelidor resultado da simulação na qual as seguintes condições de contorno foram consideradas: pressão estática igual a 1 atm e temperatura total igual a 15 °C na entrada e vazão mássica na saída igual a 4,3 kg/s.:

Na Tabela 6.6 são mostrados os valores médios de alguns parâmetros em diferentes posições do domínio.

Analisando os dados acima verifica-se que o coeficiente de vazão na entrada está

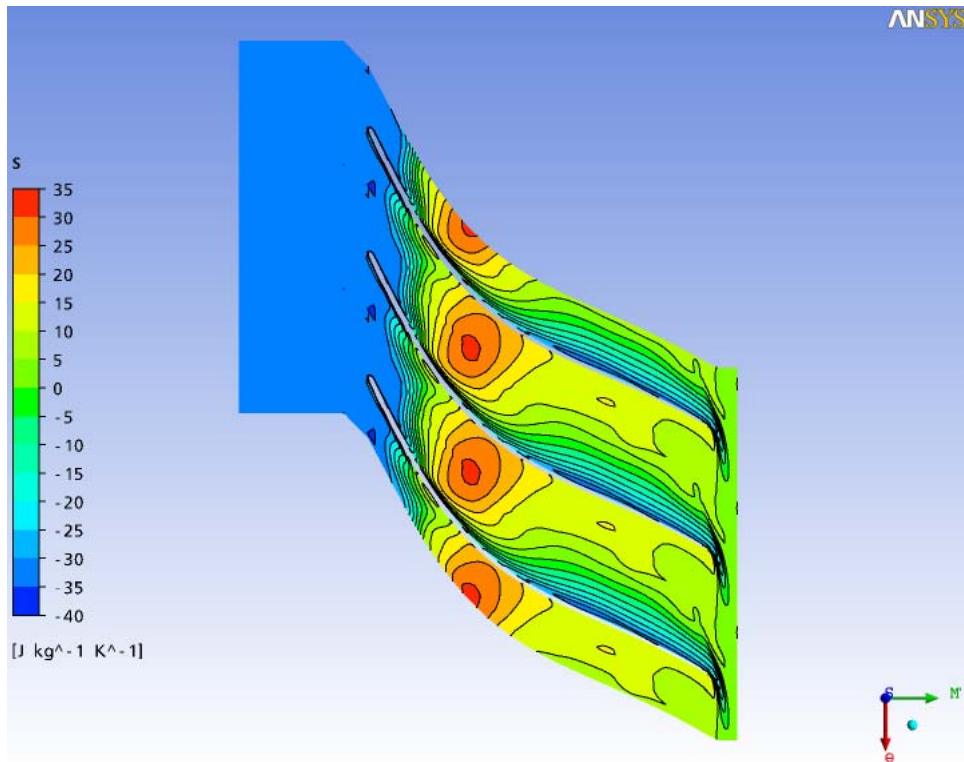


Figura 6.9: Entropia a 80% da altura da pá (NEWMARC Simulação A)

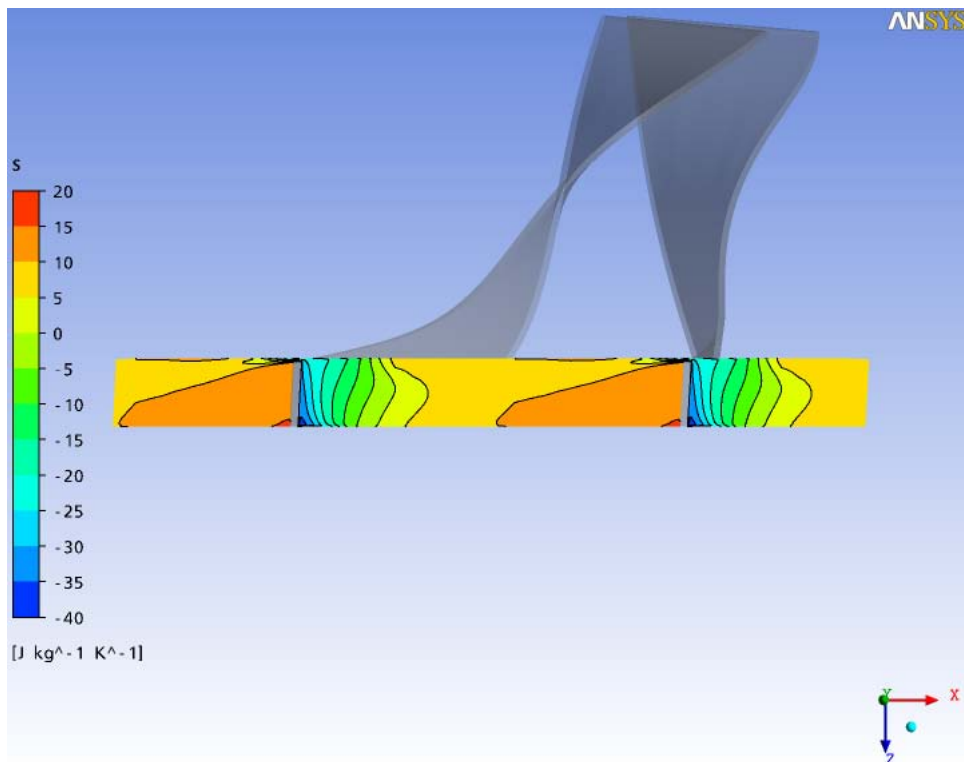


Figura 6.10: Entropia na saída do impelidor (NEWMARC Simulação A)

Tabela 6.5: Desempenho do impelidor NEWMARC, caso base, Simulação B

Potência de entrada (kW)	671,2
Coefficiente de Vazão (entrada)	0,0168
Coefficiente de Vazão (saída)	0,0851
Coefficiente de Head	6,405
Coefficiente de trabalho entrada	0,884
Razão de pressão total	3,490
Razão de temperatura total	1,539
Eficiência isoentrópica (%)	81,404

Tabela 6.6: Parâmetros ao longo do Impelidor NEWMAC, Caso Base, Simulação B

Parâmetro	Entrada	Bordo de Ataque	Bordo de Fuga	Saída
Pressão estática (bar)	1,019	1,022	2,399	2,778
Pressão total (bar)	1,267	1,188	4,418	4,420
Temperatura total (°C)	15,0	14,83	169,0	170,4
Entalpia total (kJ/kg)	-10,05	-10,21	144,68	146,04
Entropia (J/kgK)	-91,19	-76,70	-26,82	-23,49
Mach absoluto	0,444	0,403	0,970	0,837
Mach relativo	0,613	0,556	0,212	0,381
U (m/s)	140,04	140,83	420,18	474,93
C_m (m/s)	57,01	73,06	35,74	31,23
C_u (m/s)	-52,29	-62,48	-378,44	-328,50
C (m/s)	107,3	121,9	381,2	330,1
W_u (m/s)	87,75	78,35	41,74	146,4
W (m/s)	113,5	112,1	56,99	150,2

compatível com o levantado por Dalbert et al. (1999). A figura 3.19 mostra que para o valor de 0,02 o impelidor do compressor terá uma área na entrada pequena e uma grande razão de diâmetros. Isso permite uma razão de pressão maior, entretando, conforme o gráfico mostrado por esses autores, as perdas serão maiores.

O valor de coeficiente de trabalho na entrada foi de 0,884, um pouco acima do recomendado por Elder e Forster (1986) que é de 0,7 e 0,85.

Verifica-se também que o número de Mach absoluto ficou muito próximo de 1 na saída, mostrando que poderá existir problema de entupimento e que o ponto de projeto está próximo do *choke*. Isso é uma grande desvantagem do projeto deste impelidor, pois significa que a região na qual o compressor poderá operar será estreita.

Comparando os resultados das simulações A e B, verifica-se que existe uma variação substancial de alguns parâmetros, principalmente a razão de pressão, a eficiência e os valores médios das diversas velocidades ao longo do impelidor. Foram feitas diversas simulações alterando-se o valor da pressão de estática como condição de contorno. O resultado mostrou que não houve variação da razão de pressão e nem da eficiência. Essa análise mostra que os resultados relativos da simulação não são dependentes da condição de contorno.

Outro resultado importante é a eficiência. Para a condição de contorno de pressão total na entrada, a eficiência ficou em 90,8%, valor extremamente alto para um impelidor centrífugo que opere com uma razão de pressão total de 4,0. Na simulação com a pressão parcial como condição de contorno, a eficiência caiu para 81%, valor bem mais próximo do esperado. O coeficiente de vazão de ambas simulações foi próximo, em torno de 0,02, significando que as perdas do compressor são maiores devido ao aspecto esbelto do impelidor, levando ao aumento das perdas por fricção. Nesse caso, o resultado da condição de contorno com a pressão parcial se mostrou bem mais coerente do que o da outra simulação (Simulação A).

Verifica-se também que a razão de pressão total para a simulação B é 3,5. Apesar da razão de pressão estática ser inferior a esse valor, o fluido, ao passar pelo difusor, irá aumentar a sua pressão estática para o valor próximo ao da pressão total. Essa análise mostra que o compressor não atenderá a condição de projeto de razão de pressão igual a 4,0. Essa simulação mostra que será necessário alterar a sua

geometria, provavelmente aumentando o diâmetro externo, para poder aumentar a razão de pressão. Resta saber se os seus resultados são consistentes.

O único aspecto que merece atenção nos resultados é o perfil de pressão no bordo de ataque. É esperado que de o lado de pressão da pá a pressão seja mais alta do que do lado de sucção. Esse resultado é observado na simulação com condição de contorno de pressão total e não no de pressão parcial. A figura 6.11 mostra esse resultado.

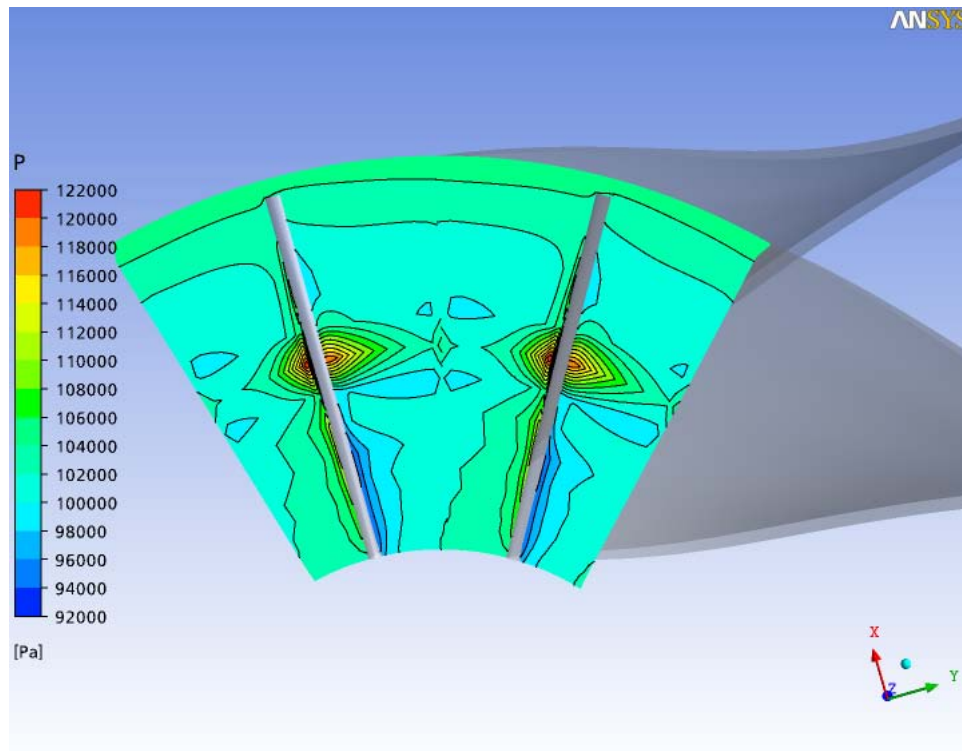


Figura 6.11: Pressão na entrada do impelidor (NEWMARC Simulação B)

As figuras 6.11 e 6.12 mostram um perfil de pressão totalmente inconsistente, principalmente o da 6.11. Observa-se que existe um pico de pressão no meio de ambos os lados da pá. Para um impelidor submetido a uma rotação, esse resultado é totalmente inconsistente com o esperado.

O resultado para as linhas de corrente de velocidade (figura 6.13) estão um pouco mais coerentes, apesar de mostrar que elas não são paralelas e nem tangenciais à pá na região de entrada.

Verifica-se que existe um pico de número de Mach relativo no meio da pá

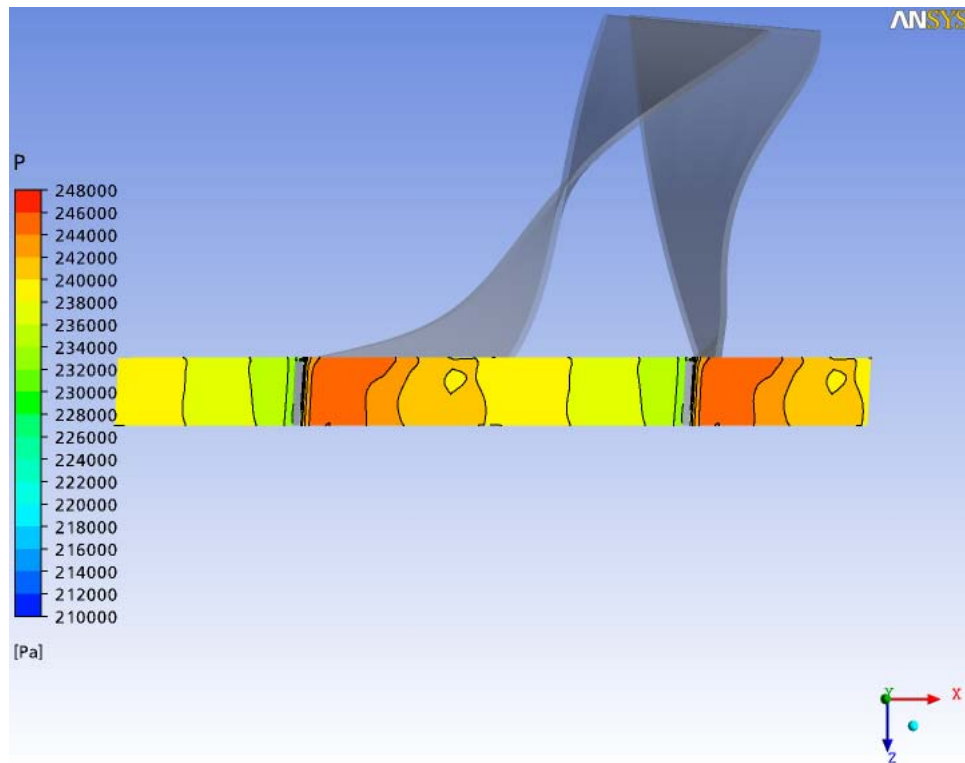


Figura 6.12: Pressão na saída do impelidor (NEWMARC Simulação B)

no bordo de ataque conforme pode ser visto na figura 6.14. Como o fluido entra tangencialmente à pá nessa região, esse resultado também não é consistente. As figuras 6.15 e 6.16 mostram que a variação da entropia também não é consistente com o esperado.

Verifica-se principalmente na figura 6.16 uma variação da entropia na entrada do impelidor, entre o meio da pá e o shroud. Isso é totalmente inconsistente uma vez que nessa região as perdas são pequenas. As maiores perdas ocorrem justamente na região onde ocorrem as esteiras, que é na saída do impelidor.

Avaliando as figuras da Simulação B, conclui-se que, apesar dos dados de desempenho mostrado na tabela 6.5 estarem consistentes, os perfis de pressão, velocidade, número de Mach e entropia não estão corretos. Portanto, os resultados dessas duas simulações não podem ser usados neste trabalho. Por causa disso é que resolveu-se fazer a simulação C.

iii) Domínio estendido

A solução encontrada foi permanecer a pressão total como condição de contorno

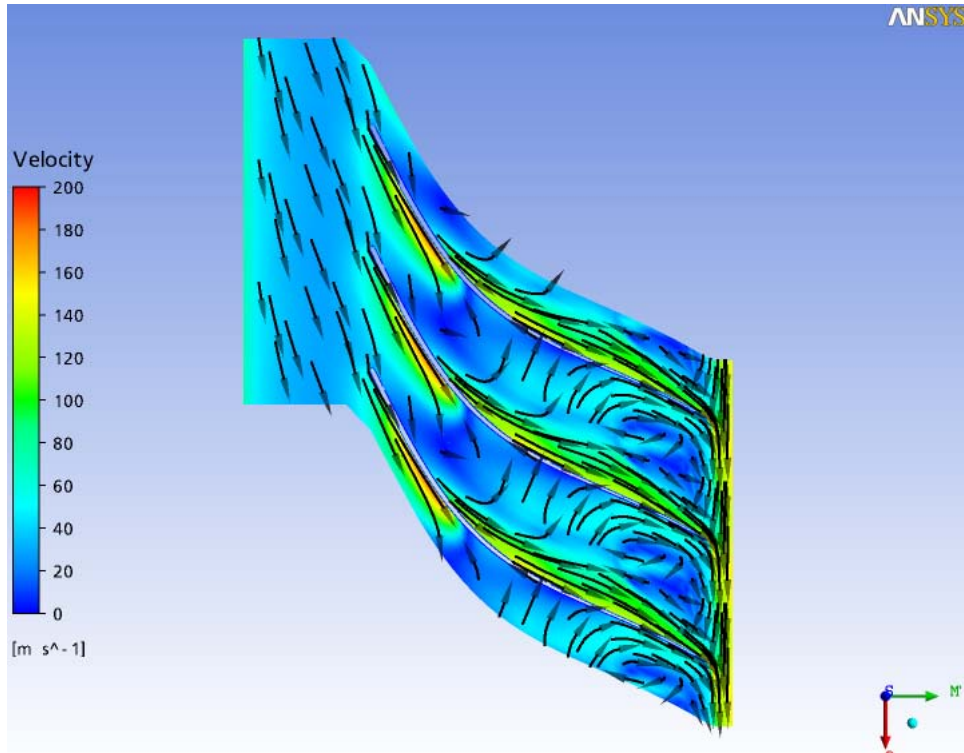


Figura 6.13: Linha de corrente da velocidade a 80% da altura da pá (NEWMARC Simulação B)

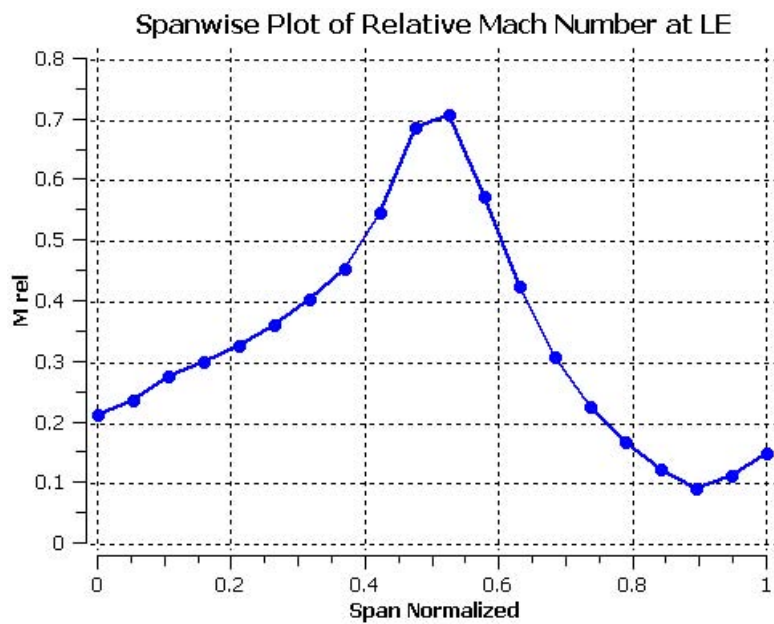


Figura 6.14: Número de Mach relativo no bordo de ataque (NEWMARC Simulação B)

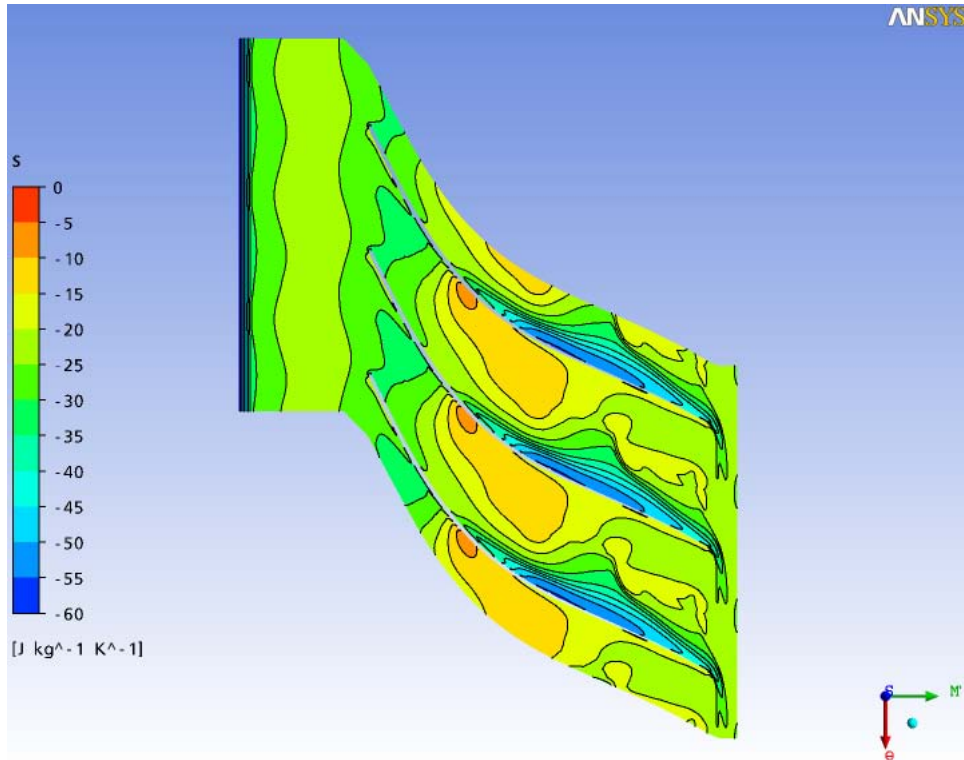


Figura 6.15: Entropia a 80% da altura da pá (NEWMARC Simulação B)

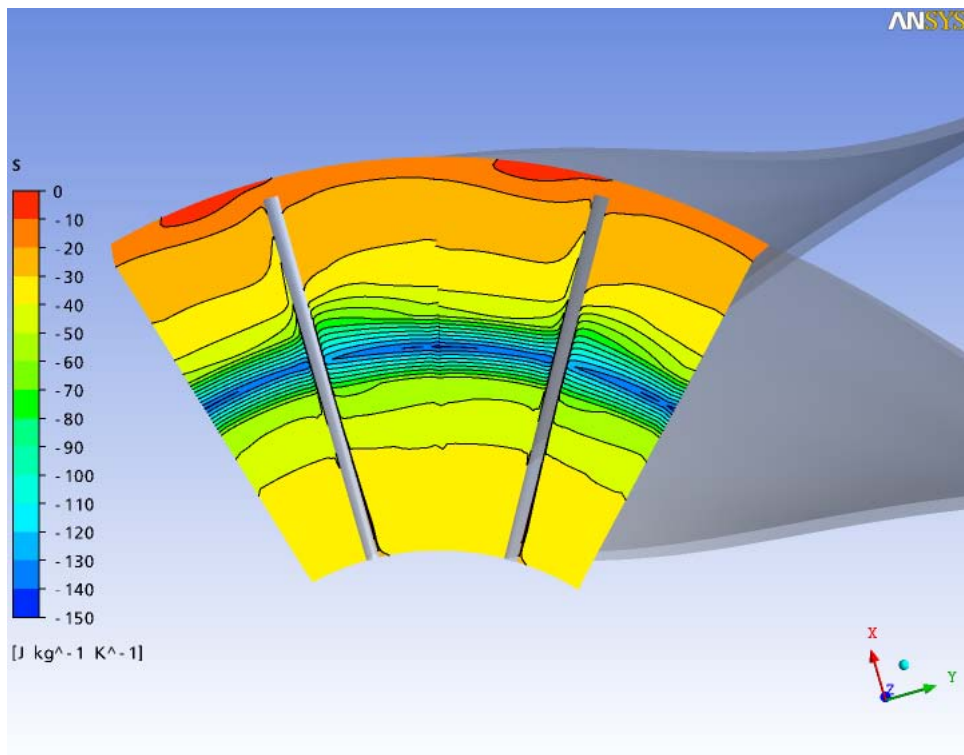


Figura 6.16: Entropia no bordo de ataque (NEWMARC Simulação B)

na entrada, mas estendendo bastante o domínio na saída. A dimensão desse domínio é equivalente ao do diâmetro externo do impelidor. A hipótese para isso é que as perdas por turbulência na região da saída são bastante elevadas, principalmente o fenômeno de separação jato-esteira, que já começa a ocorrer no interior do impelidor e se intensificam mais ainda na saída. É esperado que as linhas de corrente de velocidade retornem ao impelidor, por causa das esteiras formadas, afetando o seu desempenho. Para evitar a influência das perdas por atrito, as simulações foram feitas considerando que as paredes dos domínios estendidos, tanto na entrada como na saída, são lisas.

Outra mudança empregada foi ter selecionado o *shroud* como elemento estacionário, uma vez que esse tipo de impelidor não existe a costa do impelidor.

Decidiu-se também alterar a malha, empregando o tipo tetraprisma em todo o domínio com refinamento na região próxima da parede. Foi verificado que esse tipo de malha é melhor do que a hexahédrica para geometrias extremamente complexas, como é o caso do impelidor. Conforme o fabricante do *software*, essa malha pode ser menos refinada e consegue-se resultados melhores. O resultado da malha foi o seguinte:

- Número de nós: 188.904
- Número de elementos: tetrahédricos: 444.914, prismas: 201.135
- Razão de aspecto: mínimo: 1,066, máximo: 279,5
- Razão de volume do elemento: mínimo: 1, máximo: 782,0
- Máximo ângulo da face dos elementos: mínimo: 62,10, máximo: 163,70

A Tabela 6.7 mostra os resultados para essa simulação.

Na Tabela 6.8 são mostrados os valores médios de alguns parâmetros em diferentes posições do domínio.

Merecem ser destacados dois parâmetros do desempenho do compressor objeto desta simulação. O primeiro, mais grave, é o número de Mach, que está muito alto na saída. Isso significa dizer que o ponto de projeto desta máquina já se encontra

Tabela 6.7: Desempenho do impelidor NEWMARC, caso base, Simulação C

Potência de entrada (kW)	833,9
Coefficiente de Vazão (entrada)	0,0187
Coefficiente de Vazão (saída)	0,149
Coefficiente de <i>Head</i>	7,468
Coefficiente de trabalho entrada	1,10
Razão de pressão total	4,228
Razão de temperatura total	1,670
Eficiência isoentrópica (%)	77,34

Tabela 6.8: Parâmetros ao longo do impelidor - NEWMARC, caso base, Simulação C

Parâmetro	Entrada	Bordo de Ataque	Bordo de Fuga	Saída
Pressão estática (bar)	0,991	0,990	2,087	2,153
Pressão total (bar)	1,013	1,015	4,422	4,283
Temperatura total (°C)	15,0	15,42	206,8	208,1
Entalpia total (kJ/kg)	-10,03	-9,621	182,56	183,93
Entropia (J/kgK)	-34,12	-33,32	47,13	63,94
Mach absoluto	0,178	0,203	1,132	1,089
Mach relativo	0,449	0,449	0,253	0,243
U (m/s)	140,04	140,86	420,18	439,79
C_m (m/s)	60,05	64,56	62,74	59,53
C_u (m/s)	-0,245	-5,830	-292,0	-208,6
C (m/s)	60,07	67,23	301,7	220,2
W_u (m/s)	139,8	135,0	128,2	231,2
W (m/s)	152,8	150,9	162,3	254,2

praticamente no choke, tendo como conseqüências um mapa de operação reduzido e uma baixa eficiência.

Pode-se ver que este resultado, número de Mach alto, é o pior das três simulações realizadas para este impelidor, comprovando que as esteiras na saída do impelidor acabam bloqueando o escoamento do gás na saída do impelidor, aumentando assim a velocidade do escoamento na pequena área livre para a passagem do gás. Isso acaba elevando o número de Mach. Os gráficos na seção 6.3.2 mostram isso com mais detalhe.

Outro ponto é a temperatura de descarga elevada. Isso se deve a três motivos: (i) fluido de trabalho é o ar que tem um coeficiente isoentrópico alto, o que faz elevar mais a temperatura em relação a outros gases durante compressão; (ii) razão de pressão alta. Existem compressores centrífugos que operam com razões de pressão mais elevadas, mas normalmente o fluido de trabalho tem um coeficiente isoentrópico menor. Como este compressor fará parte do conjunto de uma turbina a gás e uma pressão mais elevada é importante para a eficiência do conjunto compressor-turbina, deverá ser empregado um material mais nobre. (iii) baixa eficiência, que afeta mais ainda a temperatura de descarga.

Outro parâmetro que também ficou elevado foi o coeficiente de trabalho, ficando bem acima do recomendado por Elder e Forster (1986) que é de 0,7 e 0,85.

A razão de pressão acabou ficando mais elevada do que a obtida com a simulação com pressão total na entrada como condição de contorno e domínio pouco estendido. Talvez essa diferença se deva ao fato de haver um estrangulamento na passagem do fluido na saída por causa das esteiras formadas. Como esse fenômeno foi melhor captado com o domínio estendido, o resultado acabou mostrando uma razão de pressão maior.

Como os resultados das tabelas 6.7 e 6.8 foram as melhores para esta simulação, as figuras geradas pelo CFX serão mostradas com mais detalhe na próxima seção.

6.3.2 Gráficos gerados no CFX para a simulação C

O CFX permite visualizar a variação da pressão e da temperatura, tanto a de estagnação quanto a estática, ao longo da pá do impelidor (*streamwise*) (figuras 6.17

e 6.18).

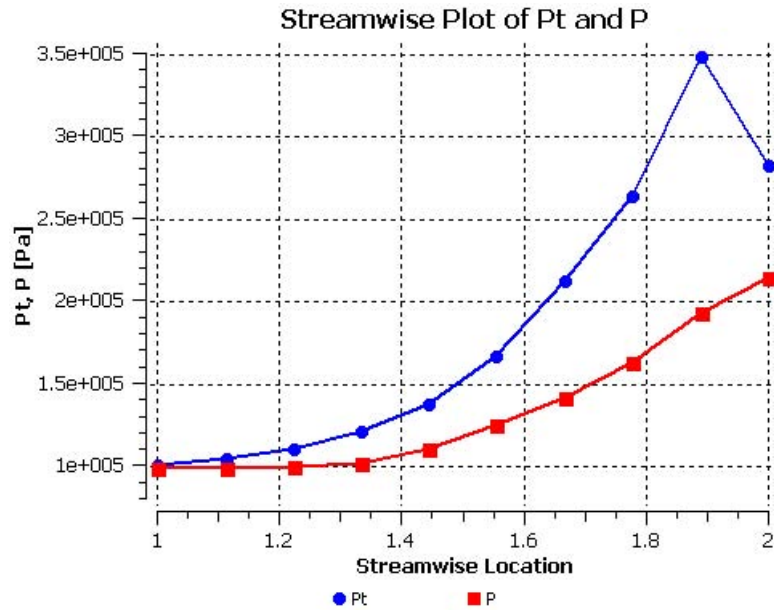


Figura 6.17: Pressões de estagnação e estática no plano meridional (NEWMARC Simulação C)

Analisando as figuras 6.17 e 6.18 percebe-se um constante aumento da pressão e temperatura total e estática no plano meridional ao longo do impelidor, o que demonstra resultado coerente com o esperado. Como ponto de atenção é a diminuição da pressão total na região de saída do impelidor. Para explicar esse fato deve-se observar a figura 6.19 que mostra a variação da pressão total no plano meridional.

Observa-se na figura 6.19 uma grande diminuição da pressão total na extremidade da pá na região próxima ao *shroud*. Como a geometria foi gerada prevendo uma folga entre o impelidor e o *shroud*, essa diminuição da pressão pode ser explicada como sendo a recirculação do gás do lado de pressão da pá para o lado de sucção, através dessa folga. Para comprovar essa hipótese, é recomendável fazer uma simulação sem a existência dessa folga, o que não pôde ser feita neste trabalho.

A figura 6.20 mostra o valor médio da pressão no plano meridional. A média foi calculada em relação a massa do gás.

A figura 6.20 mostra que as linhas de pressão são constantes na direção perpendicular da curvatura do plano meridional. Esse valor médio é inferior à pressão total na entrada e na saída do impelidor por causa da rotação do mesmo.

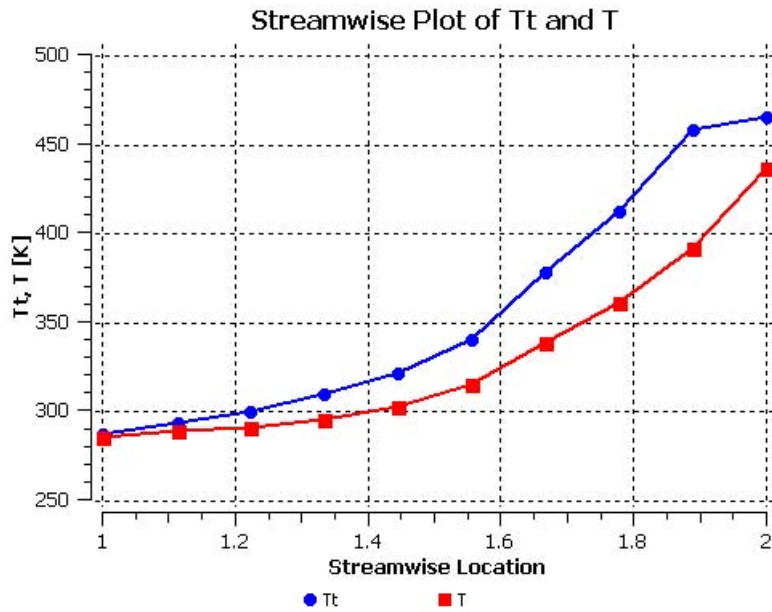


Figura 6.18: Temperaturas de estagnação e estática no plano meridional (NEW-MARC Simulação C)

O gás, que é um fluido irrotacional, entra no impelidor, tende a criar um vórtice de direção oposta a da rotação. Isso leva a uma região de menor pressão de um lado da pá do impelidor, conhecida como lado de sucção, enquanto que do outro é de maior pressão, conhecido como lado de pressão. Pode-se visualizar esse efeito no bordo de ataque e de fuga nas figuras 6.21 e 6.22. Na figura 6.21 também é possível visualizar nitidamente a folga entre o *shroud* e o impelidor.

O eixo Z coincide com o eixo do impelidor e sua direção é no sentido de entrada do impelidor. Como na modelagem a direção da rotação é negativa no eixo de Z , no bordo de ataque significa que a rotação vai da direita para a esquerda. Devido ao formato do impelidor, a direção da rotação no bordo de fuga é contrário, ou seja, vai da esquerda para a direita.

Pode-se visualizar nitidamente nas figuras 6.21 e 6.22 o lado de sucção da pá, onde o valor da pressão é menor em todo o bordo de ataque e no bordo de fuga, e no lado oposto da pá o valor da pressão é maior em toda essa região. Também é possível observar que no lado de sucção o valor da pressão é menor do que o valor médio mostrado na figura 6.20, enquanto que no lado de pressão o valor da pressão é maior.

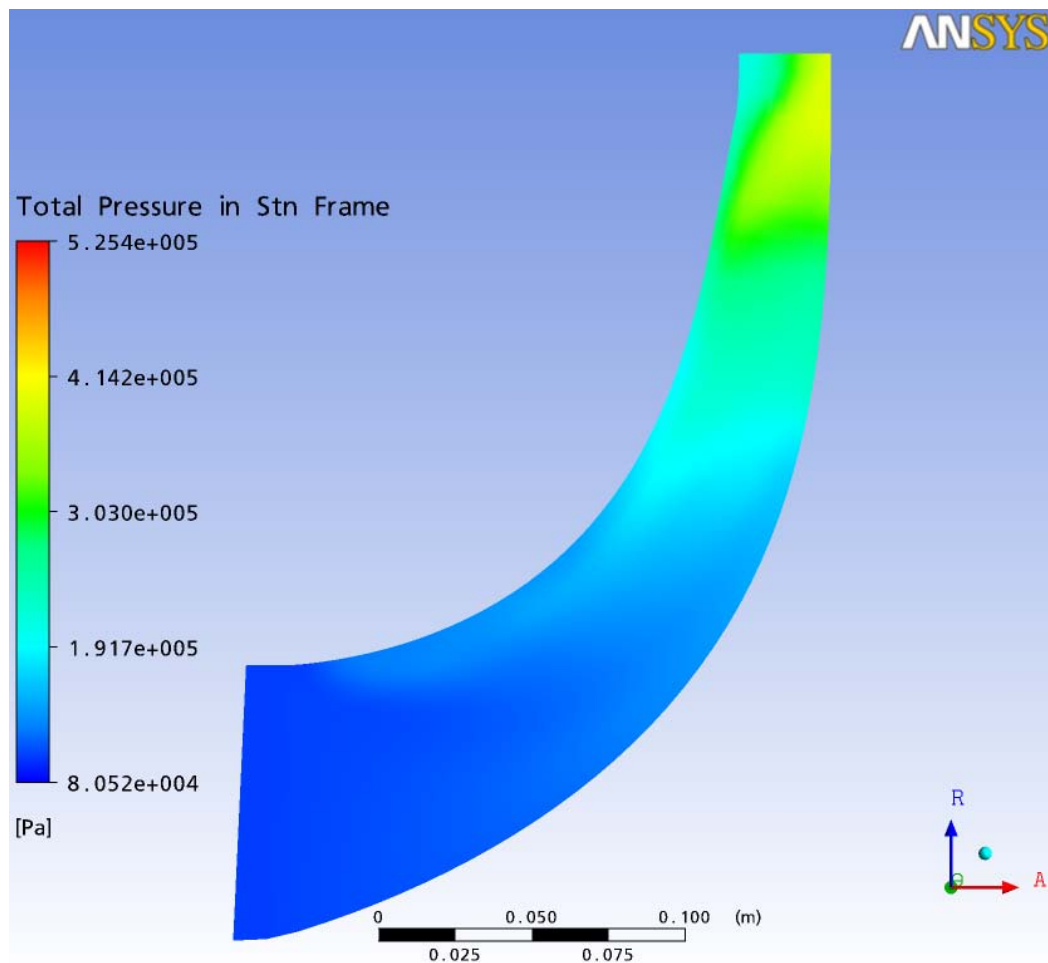


Figura 6.19: Pressão total no plano meridional (NEWMARC Simulação C)

Pode-se observar na figura 6.22 um ponto onde a pressão é maior. Uma possível explicação para isso é a formação das esteiras na saída do impelidor fazendo o fluido retornar para o impelidor, criando uma região de estagnação elevando a pressão.

O CFX permite visualizar o número de Mach Absoluto e o Relativo ao longo da pá do impelidor e também no plano perpendicular ao longo da altura da pá, tanto no bordo de ataque (*leading edge*) como no bordo de fuga (*trailing edge*) (figura 6.23).

A figura 6.23 mostra que o gás chega perto da velocidade sônica próximo a saída do impelidor pois o número de Mach médio chega a 0,9. Pode-se verificar uma queda brusca do Mach absoluto no mesmo ponto em que ocorreu queda da pressão total. Isso vem a comprovar que essas figuras pegam a região após a saída do impelidor. Esse resultado é bastante consistente com os gráficos de velocidade

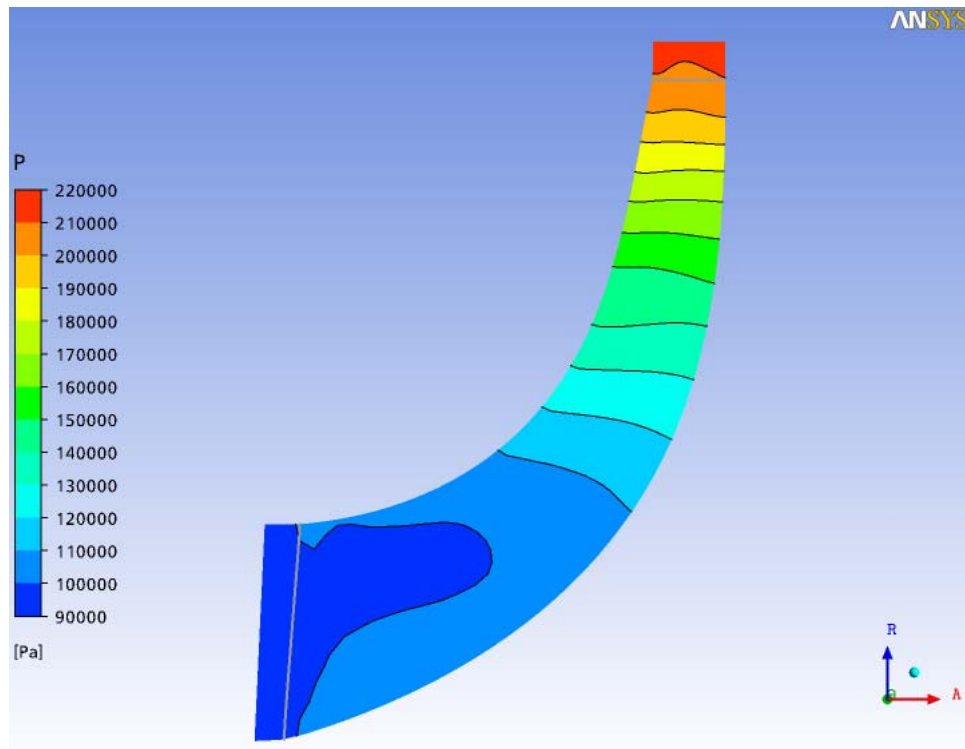


Figura 6.20: Pressão média no Plano Meridional (NEWMARC Simulação C)

que serão vistos mais adiante e também com a tabela 6.7.

O número médio de Mach relativo tem um valor de 0,45 na entrada e um valor de 0,2 na saída do impelidor aumentando depois para 0,6. Conforme mostrado na Revisão Bibliográfica, Xu (2007) recomenda que a razão do número de Mach relativo, ou seja, a razão entre o Mach médio na saída e o Mach relativo na entrada deva ficar entre 1,15 e 1,4. Tirando do gráfico da figura 6.23 esses valores, tem-se $M_2 = 0,9$ e $M'_1 = 0,45$. Isso dá uma razão de 2, bem acima ao recomendado por esse autor.

A figura 6.24 mostra o perfil de Mach absoluto no bordo de fuga ao longo da altura da pá. Não existe interesse em visualizar no bordo de ataque uma vez que esse parâmetro tem valores baixos nessa região, havendo pouca chance de ocorrer um estrangulamento.

A figura 6.24 confirma a figura anterior pois mostra que nessa região o compressor está muito próximo do *choke*, devido ao valor de M chegar quase a 1 em 20% da altura relativa da pá. Esse resultado pode ser confirmado com os gráficos

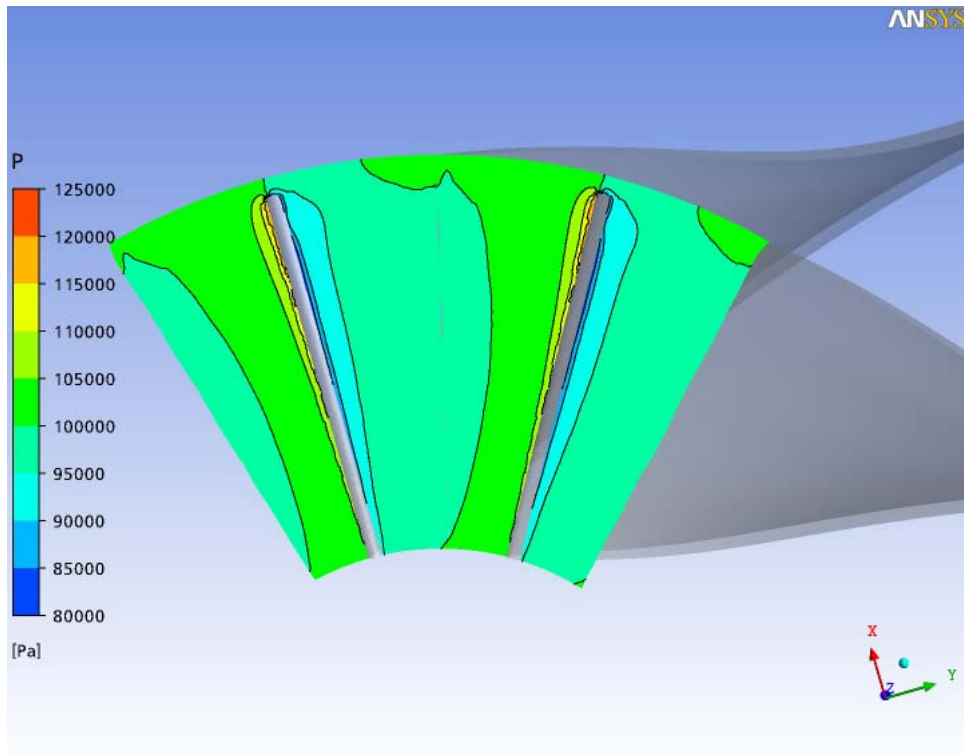


Figura 6.21: Pressão no Bordo de Ataque (NEWMARC Simulação C)

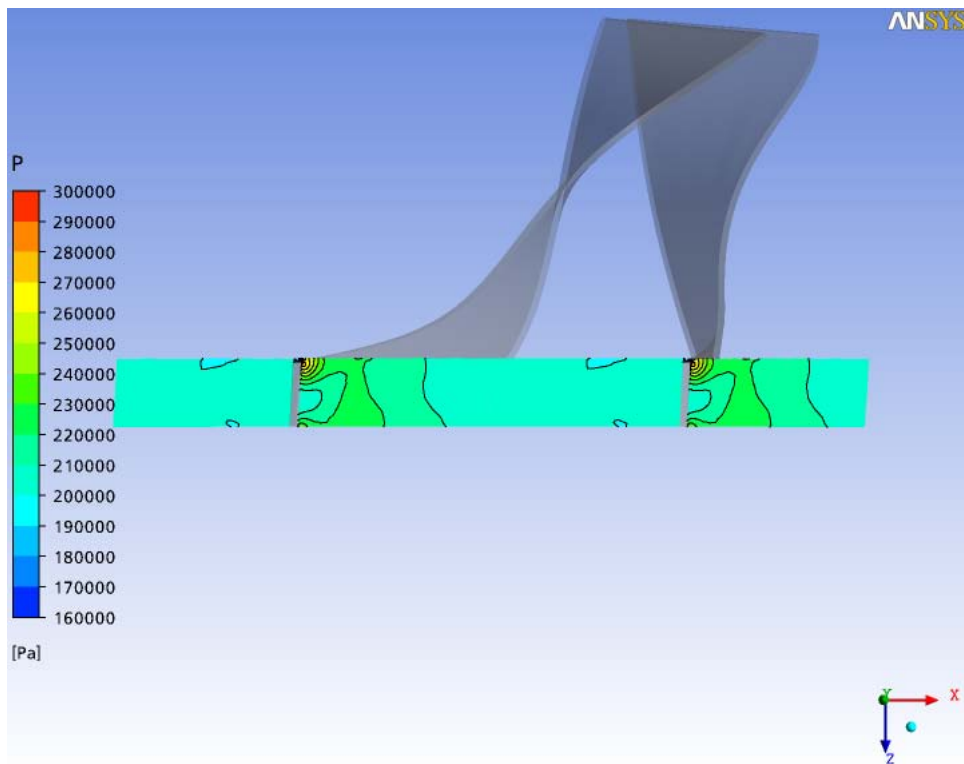


Figura 6.22: Pressão no Bordo de Fuga (NEWMARC Simulação C)

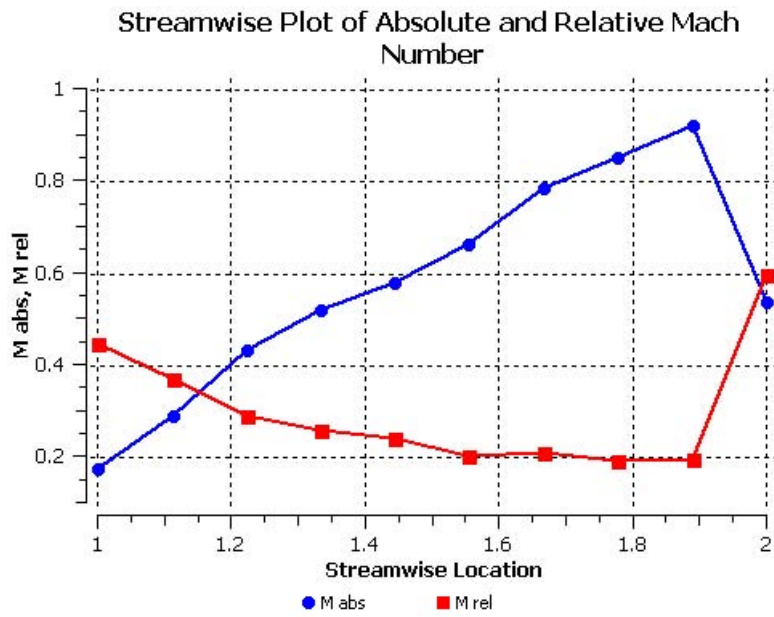


Figura 6.23: Mach Absoluto e Relativo ao longo do impelidor (NEWMARC Simulação C)

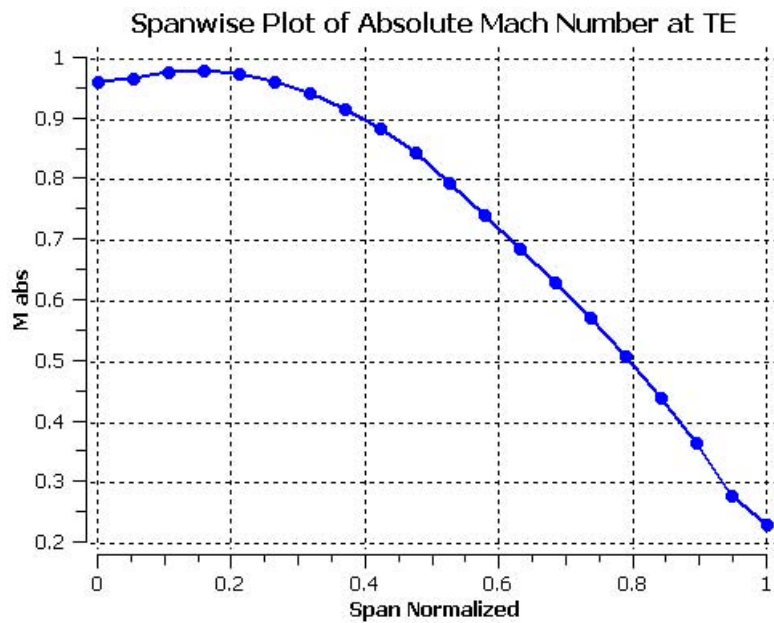


Figura 6.24: Mach Absoluto Bordo de Fuga (NEWMARC Simulação C)

de velocidade. A figura 6.25 mostra a variação do Mach relativo no bordo de fuga da pá.

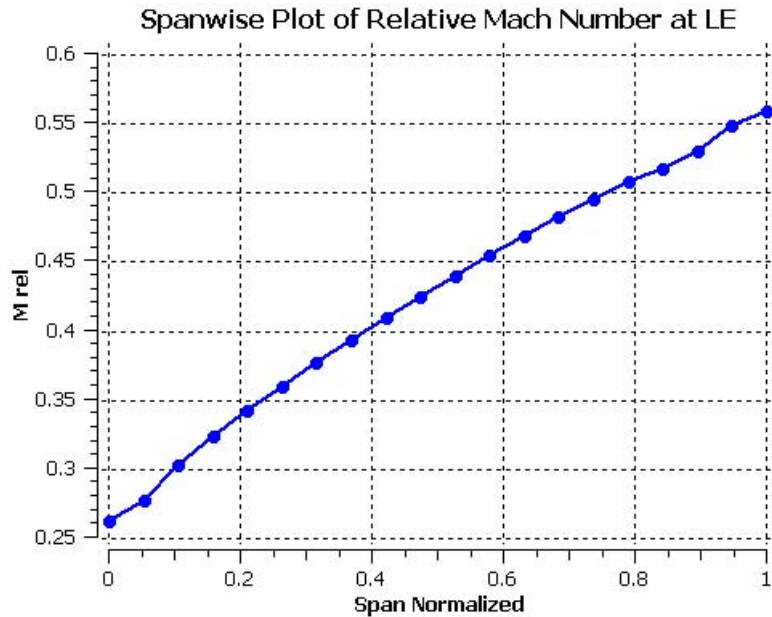


Figura 6.25: Mach Relativo Bordo de Ataque (NEWMARC Simulação C)

É interessante avaliar a figura 6.25 e compará-la com o gráfico tirado de Whitfield e Baines (1990), onde mostra que o valor de Mach relativo na região próxima do *shroud* deve ficar entre 0,6 e 1,2.

Pode-se tirar também desses gráficos a relação W_2/W_{1s} dos gráficos de Mach relativo uma vez que esse parâmetro é função da velocidade sônica na entrada do impelidor. O valor médio de Mach relativo na saída é 0,2 e o de Mach relativo no *shroud* na entrada é 0,56. Conforme mencionado no capítulo de projeto de compressor, Came e Robson (1999) recomendam que a relação W_2/W_{1s} fique entre 0,45 e 0,6. Nessa simulação os resultados mostram uma razão das velocidades relativas igual a 0,36, portanto 20% abaixo do mínimo recomendado.

O CFX permite visualizar a variação dos ângulos da velocidade absoluta (α) e da pá (β) tanto no bordo de ataque como no bordo de fuga. Serão mostrados os gráficos apenas no bordo de fuga, por ser de maior interesse na análise dos resultados (figura 6.26).

Verifica-se na figura 6.26 uma grande variação do ângulo α . Conforme Came e Robinson (1999), esse ângulo deve se situar entre 69 e 73° para minimizar as

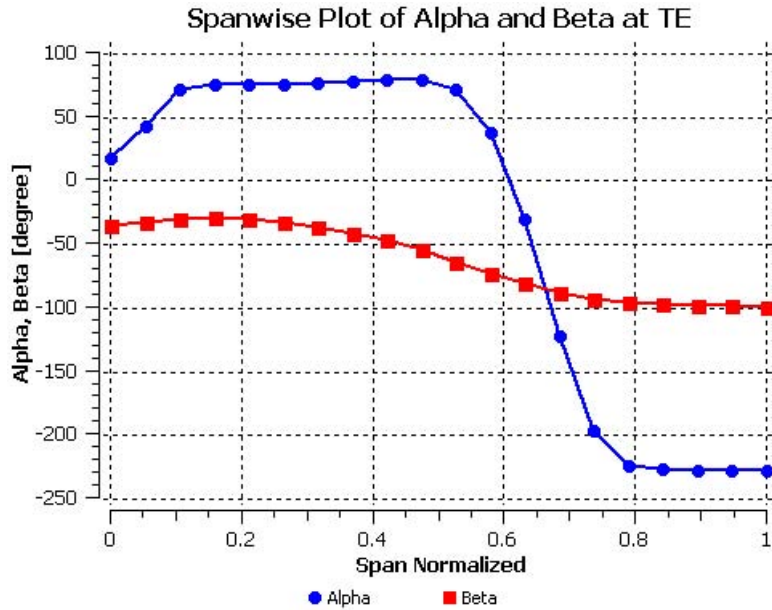


Figura 6.26: Alfa e Beta Bordo de Fuga (NEWMARC Simulação C)

perdas por turbilhonamento (*mixing losses*). Verifica-se que esse resultado é totalmente diferente do recomendado por esses autores podendo ser essa a explicação das grandes perdas por turbilhonamento na saída do impelidor. Como as esteiras são formadas na região próxima da saída do impelidor, a velocidade absoluta do fluido escoará para diversas direções, incluindo na direção oposta ao eixo radial, fazendo com que parte do gás retorne para o impelidor. Isso é visto na variação do ângulo α , que vai de 70° até -230° . Esse efeito poderá ser visto nas figuras das linhas de corrente da velocidade mostradas a seguir.

O CFX gera os vetores dessa velocidade para 20, 50 e 80% da altura normalizada da pá, mostrados nas figuras 6.27 a 6.29.

Essas figuras permitem tirar algumas conclusões, a saber:

- A velocidade atinge valores máximos na parte superior da pá do impelidor, próximo do *shroud*;
- Existe uma região de estagnação, já detectada antes nos resultados da pressão, na região próxima a da saída do impelidor, na qual a velocidade atinge valores mínimos. Esse efeito é maior na parte superior da pá, perto do *shroud*.
- Conforme comentado ao longo deste trabalho, é justamente nessa região em

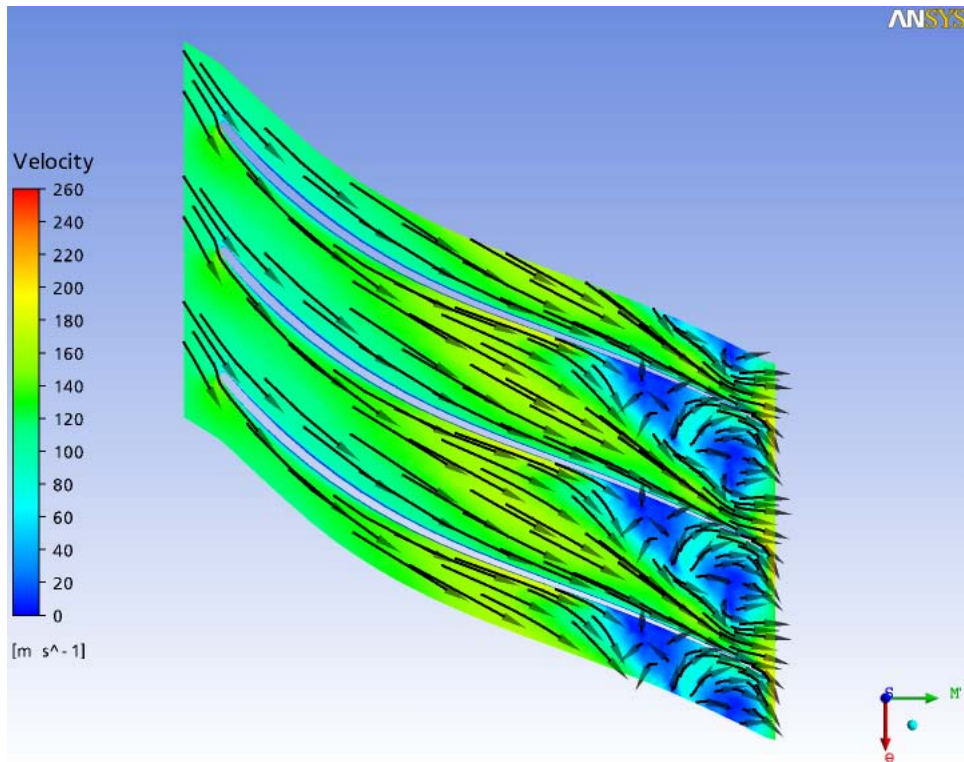


Figura 6.27: Vetor velocidade 20% da altura da pá (NEWMARC Simulação C)

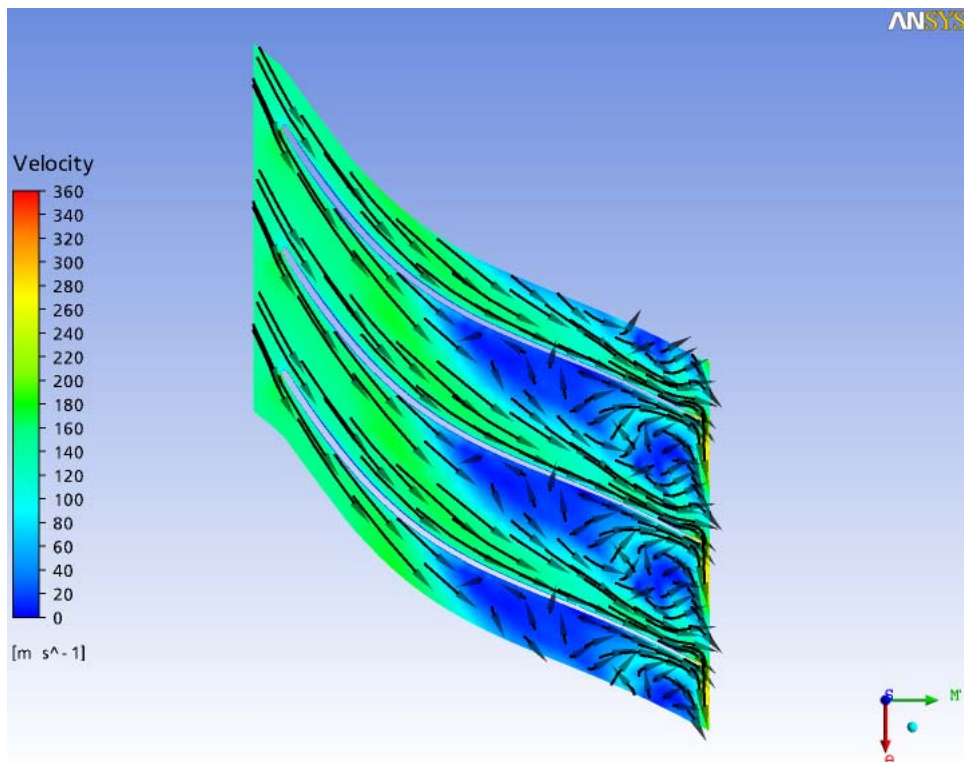


Figura 6.28: Vetor velocidade 50% da altura da pá (NEWMARC Simulação C)

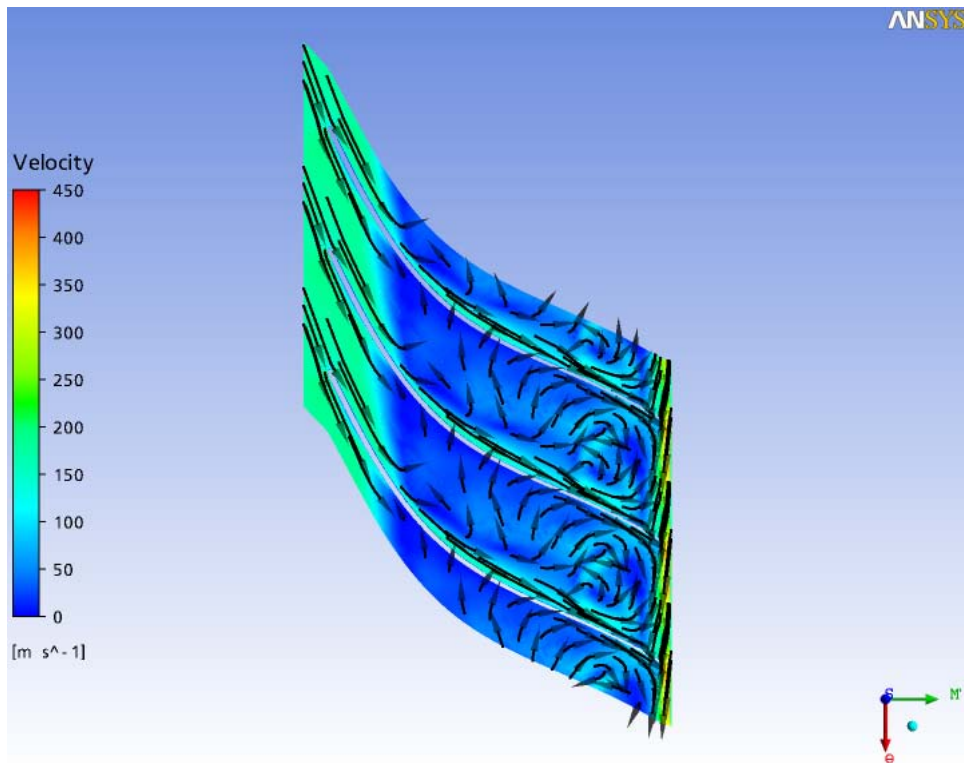


Figura 6.29: Vetor velocidade 80% da altura da pá (NEWMARC Simulação C)

que ocorrem os vórtices e esteiras, levando a diminuição da área de passagem do gás pois a velocidade próxima da parede é quase nula. Pode-se visualizar nitidamente a separação jato-esteira, explicando o alto valor de Mach na saída do impelidor.

- Conforme comentado diversas vezes, é nessa região que ocorrem as maiores perdas. Um bom projeto aerodinâmico procurar diminuir esse efeito;
- Pode-se verificar que a velocidade chega a valores extremamente altos na saída do impelidor na figura 6.29. Essa velocidade chega a ser superior a da velocidade sônica nas condições atmosféricas.
- Essas três últimas figuras explicam claramente a variação do ângulo α ao longo do bordo de fuga.

A figura 6.30 mostra uma visualização tridimensional das linhas de corrente da velocidade. Esse resultado é apenas ilustrativo de como é o comportamento do gás ao longo do impelidor.

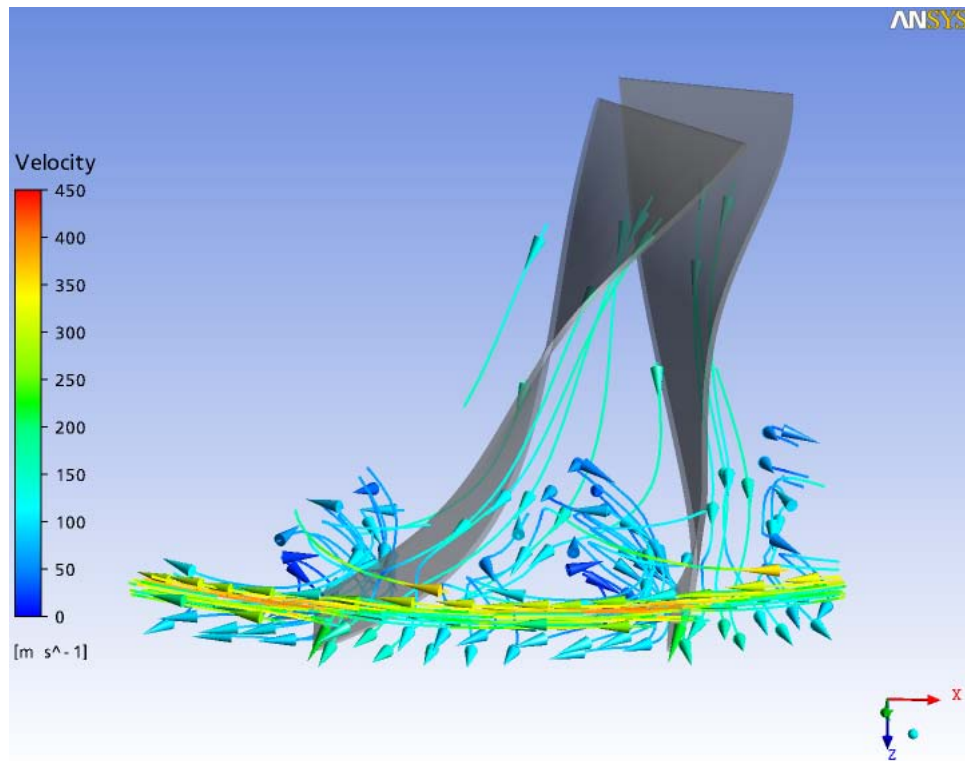


Figura 6.30: Linhas de Corrente da Velocidade (NEWMARC Simulação C)

As perdas no interior do impelidor podem ser visualizadas através dos gráficos e curvas da entropia gerados pelo CFX. A entropia é uma propriedade termodinâmica na qual é necessário fazer uma análise em relação a um valor de referência para se conhecer onde ocorre a sua maior variação. Essa análise permite mapear onde ocorrem as maiores perdas. A figura 6.31 mostra a variação média da entropia ao longo do impelidor.

Como era de se esperar, a entropia aumenta ao longo do impelidor, uma vez que a compressão real não é isoentrópica. Integrando esse resultado ao longo do impelidor, tomando em cada ponto o valor da temperatura e da massa, o CFX calcula a perda de eficiência global. Pode-se observar um forte aumento da entropia a partir da metade do caminho no interior do impelidor. Esse resultado coincide com a região onde começam a se formar as esteiras, mostradas nas figuras de velocidade.

Uma figura que se consegue extrair do CFX é o perfil da entropia ao longo do impelidor nas posições de 20, 50 e 80% da altura normalizada da pá. Serão mostradas todas as figuras geradas para mostrar em detalhe onde ocorrem as maiores perdas

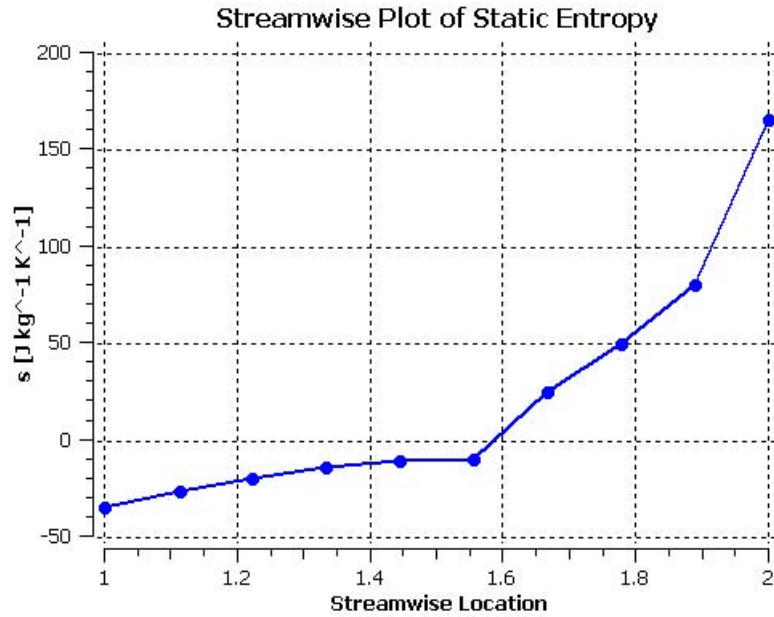


Figura 6.31: Entropia ao longo do impelidor (NEWMARC Simulação C)

(figuras 6.32 a 6.35).

A figura 6.32 mostra que existe uma região de maior perda na saída do impelidor, provavelmente por causa da formação da esteira e também do escorregamento na pá. Diferente do visto em ECKARDT, a variação da entropia ao longo das paredes devido ao atrito é bem menor do que devido aos fenômenos de turbulência.

A figura 6.34 mostra que a variação da entropia foi maior do que na figura anterior. Isso significa que as perdas por vórtice e esteira se concentram mais na região do *shroud* próxima a saída do impelidor. A figura 6.35 mostra o perfil da entropia na saída do impelidor. Não existe interesse em mostrar na entrada uma vez que as perdas são bem menores.

A figura 6.35 mostra que as maiores perdas ocorrem no lado de pressão da pá do impelidor e também na região próxima ao *shroud*, o que corresponde a uma altura normalizada da pá a partir de 80%. Esses resultados estão coerentes com os mostrados nas figuras de pressão, do número de Mach absoluto e da velocidade.

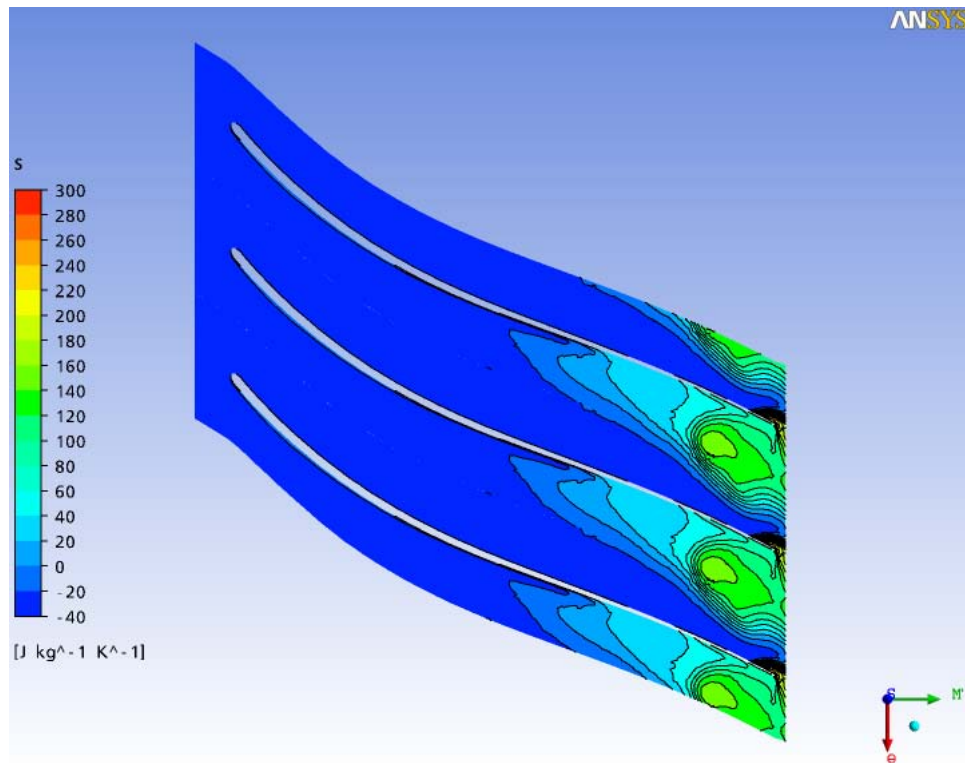


Figura 6.32: Entropia 20% da altura da pá (NEWMARC Simulação C)

6.3.3 Comentários para a simulação C do caso base

Verifica-se que esses últimos resultados são os mais consistentes com o esperado. O valor da eficiência foi baixo e os gráficos mostrando os perfis de pressão, velocidade, número de Mach e entropia estão coerentes para um fluido que recebe energia em um impelidor submetido a uma rotação. Portanto, todas as configurações adotadas nessa simulação serão consideradas nas próximas simulações. Ou seja, para uma simulação de uma turbomáquina radial, deve-se usar como condição de contorno na entrada a pressão e a temperatura total, que no nosso caso é 1 atm e 15 0C e na saída a vazão mássica, que é 4,3 kg/s. O domínio na saída deve ser extremamente estendido para que os fenômenos de turbulência, principalmente a separação jato-esteira, possam ser melhor captados pela simulação.

Não foi possível estabelecer uma comparação dos resultados da simulação do caso base com os apresentados por Nascimento et al. (2007, 2008) devido à abordagem feita por esse grupo ser diferente deste trabalho, principalmente quanto às condições de contorno, levando a resultados completamente distintos.

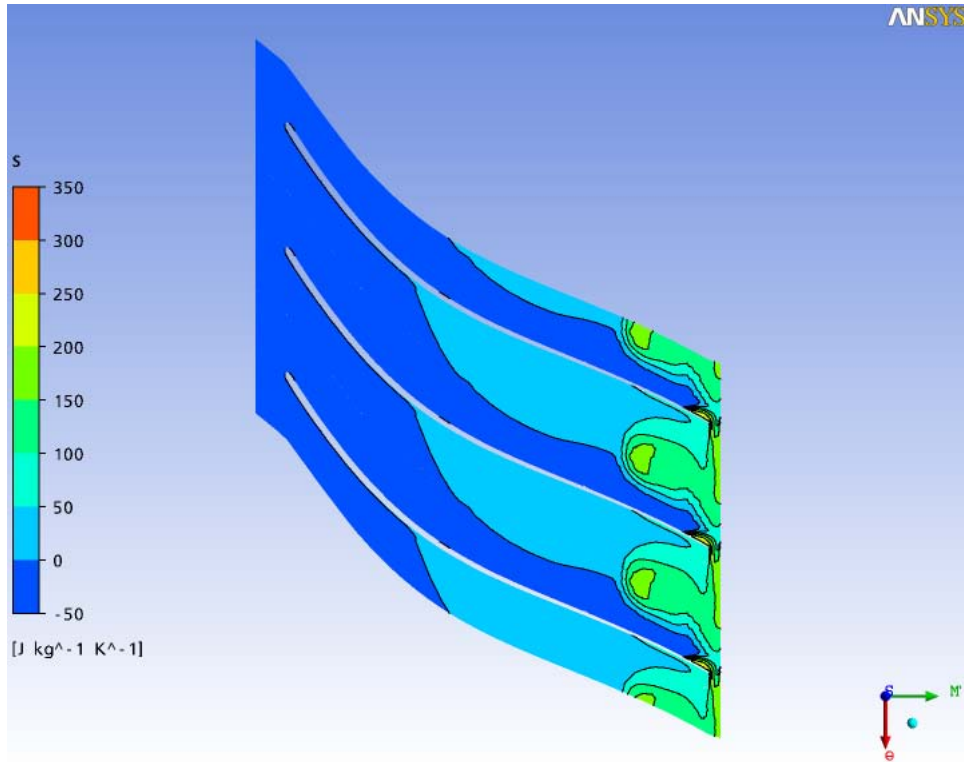


Figura 6.33: Entropia 50% da altura da pá (NEWMARC Simulação C)

6.4 Resultado para a Geometria Modificada + 10mm

Neste item serão mostrados os resultados para o valor de “X” do impelidor NEWMARC aumentado em mais 10 mm. Apesar de ter se mantido inalterados todos os demais parâmetros geométricos, houve mudança na malha porque o formato do impelidor mudou.

Os dados da malha são os seguintes:

- Número de nós: 267.412
- Número de elementos: tetrahédricos: 365.136, prismas: 369.502
- Razão de aspecto: mínimo: 1,134, máximo: 958,1
- Razão de volume do elemento: mínimo: 1, máximo: 882,0
- Máximo ângulo da face dos elementos: mínimo: 59,70, máximo: 160,80

Tabela 6.9 são mostrados alguns parâmetros de desempenho:

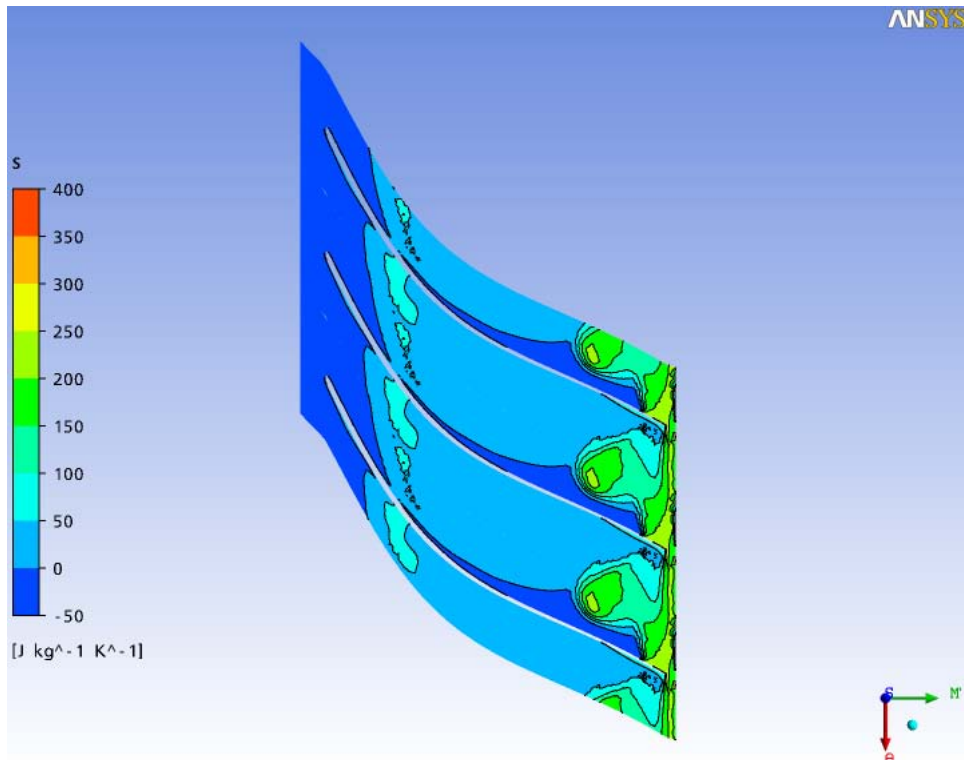


Figura 6.34: Entropia 80% da altura da pá (NEWMARC Simulação C)

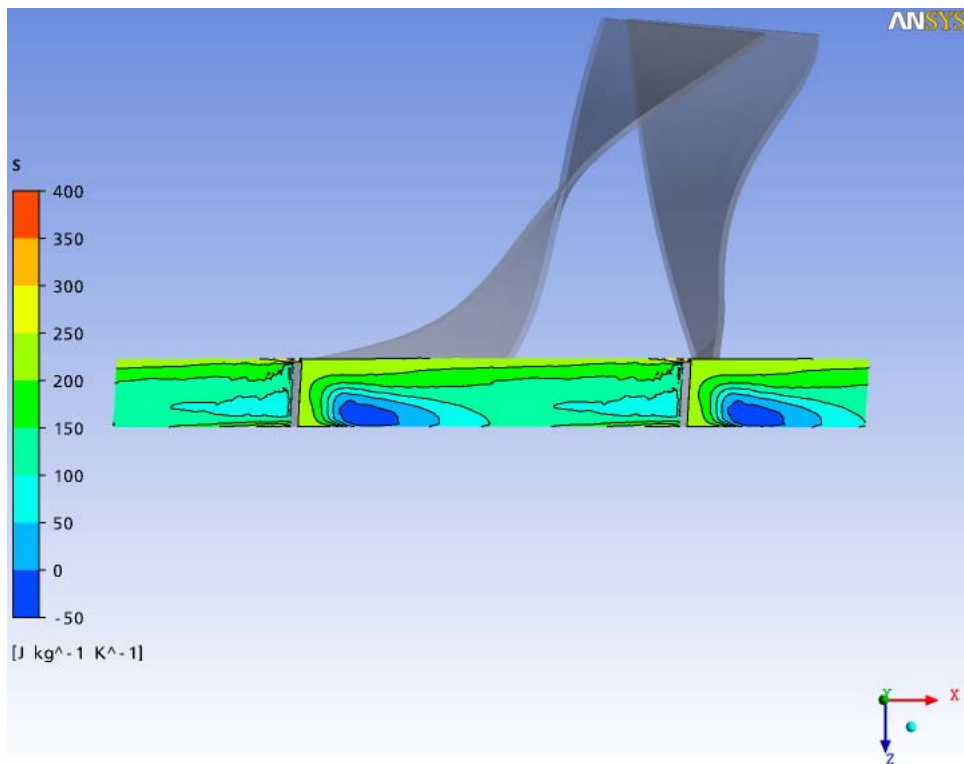


Figura 6.35: Entropia Saída Impelidor (NEWMARC Simulação C)

Tabela 6.9: Desempenho do impelidor NEWMARC, caso +10mm

Potência de entrada (kW)	677,9
Coefficiente de Vazão (entrada)	0,0187
Coefficiente de Vazão (saída)	0,116
Coefficiente de <i>Head</i>	6,711
Coefficiente de trabalho entrada	0,893
Razão de pressão total	3,771
Razão de temperatura total	1,545
Eficiência isoentrópica (%)	85,40

Na Tabela 6.10 são mostrados os valores médios de alguns parâmetros em diferentes posições do domínio:

A Tabela 6.11 mostra a comparação dos resultados com o caso base:

A alteração da geometria de forma a aumentar a distância entre a entrada e a saída do impelidor no plano meridional significa que se diminuiu a curvatura do impelidor. É de se esperar que esse resultado leve ao aumento das perdas por atrito e a diminuição das perdas por causa do fenômenos de turbulência, principalmente quanto a formação de esteiras e recirculação interna. Isso se deve porque a distância entre a entrada e a saída serão maiores, o formato da pá, teoricamente, poderá acomodar melhor o turbilhonamento do fluido.

Analisando os dois resultados verifica-se que a modificação da geometria trouxe como maior benefício o aumento da eficiência, que foi para 85,4%. Mas a razão de pressão caiu para 3,77, uma queda de 10,8%. Como a razão de pressão é usada para o cálculo da eficiência, da temperatura e da potência, esse resultado mostra que não existe uma mesma base de comparação desses resultados. A figura 6.36 mostra a variação da entropia média ao longo do impelidor.

Comparando a figura 6.36 com a figura 6.31 observa-se que a variação da entropia neste caso é bem menor do que no caso base. Claro que essa análise é apenas qualitativa, uma vez que para se determinar o valor total das perdas é necessário integrar ao longo do impelidor a razão entre a variação da entropia e a temperatura. Mas no caso base a entropia sai de um valor de -35 J/kg.K e vai para

Tabela 6.10: Parâmetros ao longo do impelidor - NEWMARC, caso +10mm

Parâmetro	Entrada	Bordo de Ataque	Bordo de Fuga	Saída
Pressão total (bar)	1,013	1,012	3,918	3,820
Temperatura total ($^{\circ}\text{C}$)	15,0	15,46	172,2	171,9
Entalpia total (kJ/kg)	-10,05	-9,582	147,8	147,6
Entropia (J/kgK)	-34,21	-32,20	13,23	21,20
Mach absoluto	0,177	0,201	0,974	0,874
Mach relativo	0,449	0,448	0,273	0,363
U (m/s)	140,1	140,9	420,2	452,4
C_m (m/s)	59,98	64,23	48,80	42,60
C_u (m/s)	-0,148	-4,94	-369,0	-324,8
C (m/s)	60,00	66,02	374,4	328,9
W_u (m/s)	139,9	135,9	51,17	127,6
W (m/s)	153,0	151,7	73,31	138,2

Tabela 6.11: Comparação dos resultados caso base \times +10mm

Parâmetros	Geometria Original	Geometria Modificada: +10mm
R_p	4,23	3,77
R_T	1,67	1,55
η (%)	77,3	85,4
Potência (kW)	833,9	677,9

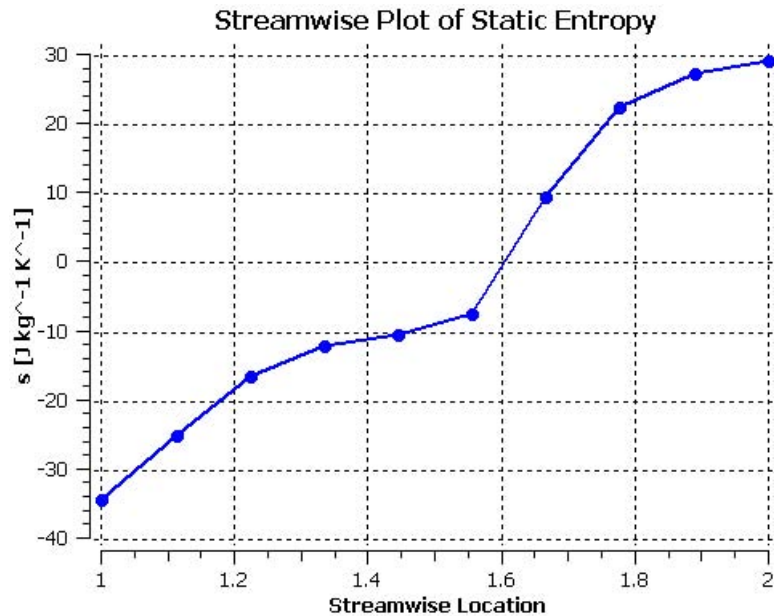


Figura 6.36: Variação da entropia ao longo do impelidor (NEWMARC alterado +10mm)

170 J/kg.K. Para o caso com a geometria alterada a variação total da entropia é nitidamente menor pois vai de -35 J/kg.K para +30 J/kg.K.

Comparando as tabelas 6.8 e 6.10, observa-se que o valor de Mach absoluto cai de 1,13 no bordo de fuga para 0,974. Logo, a hipótese de que as perdas por causa da turbulência diminuem são verificadas com esses resultados. Pode-se ver nas figuras 6.37 a 6.40 a comprovação disso.

As figuras 6.37 a 6.40 mostram que o efeito da separação jato-esteira nas perdas do impelidor são bem menores do que no caso base. Pode-se observar que o valor máximo da velocidade caiu de 450 para 220 m/s. A figura 6.40 mostra a entropia na altura de 80% da pá.

Como era de se esperar, existe uma variação maior da entropia na região onde as esteiras são formadas. Isso não foi visto nitidamente na figura 6.34 do caso base por causa da escala. Como provavelmente existe um pequeno ponto onde houve uma grande variação da entropia no caso base, e como a escala engloba toda a variação da entropia, acabou-se perdendo as variações menores.

Se o resultado mostra um aumento da eficiência conclui-se que a diminuição das perdas por causa dos fenômenos de turbulência supera o aumento das perdas

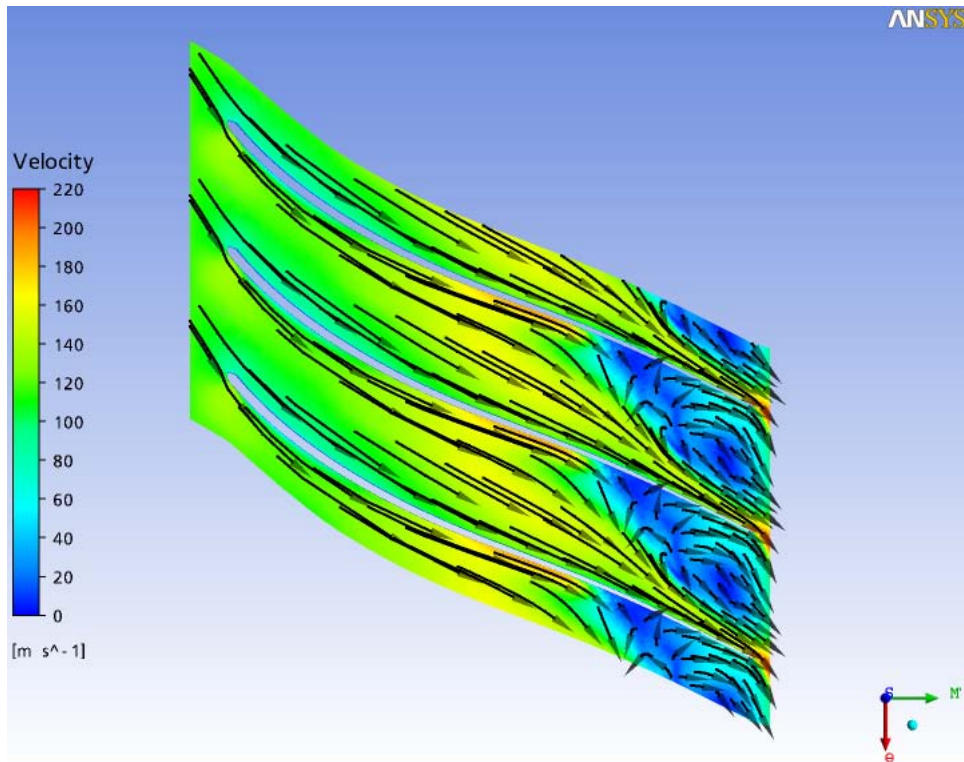


Figura 6.37: Velocidade a 20% da altura da pá (NEWMARC alterado + 10mm)

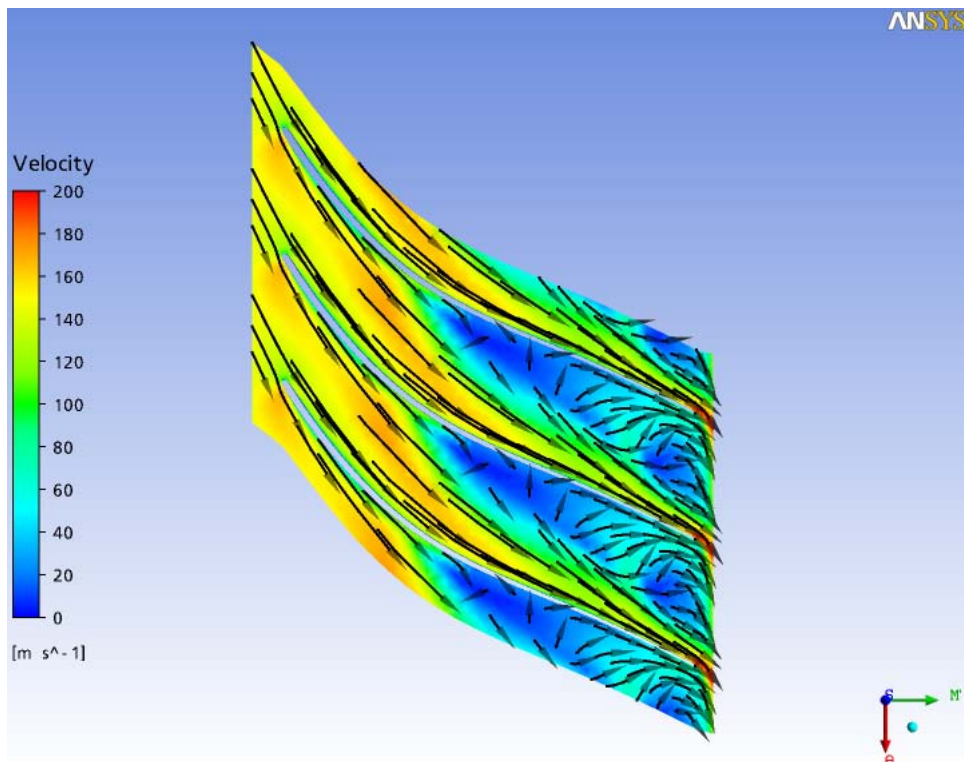


Figura 6.38: Velocidade a 50% da altura da pá (NEWMARC alterado + 10mm)

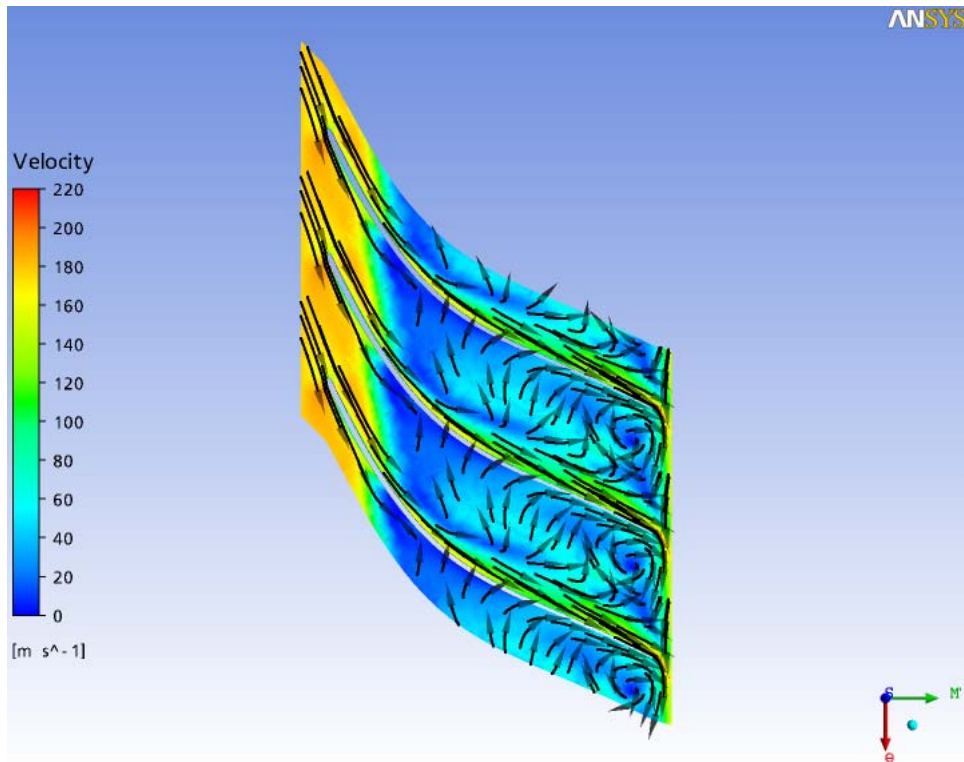


Figura 6.39: Velocidade a 80% da altura da pá (NEWMARC alterado + 10mm)

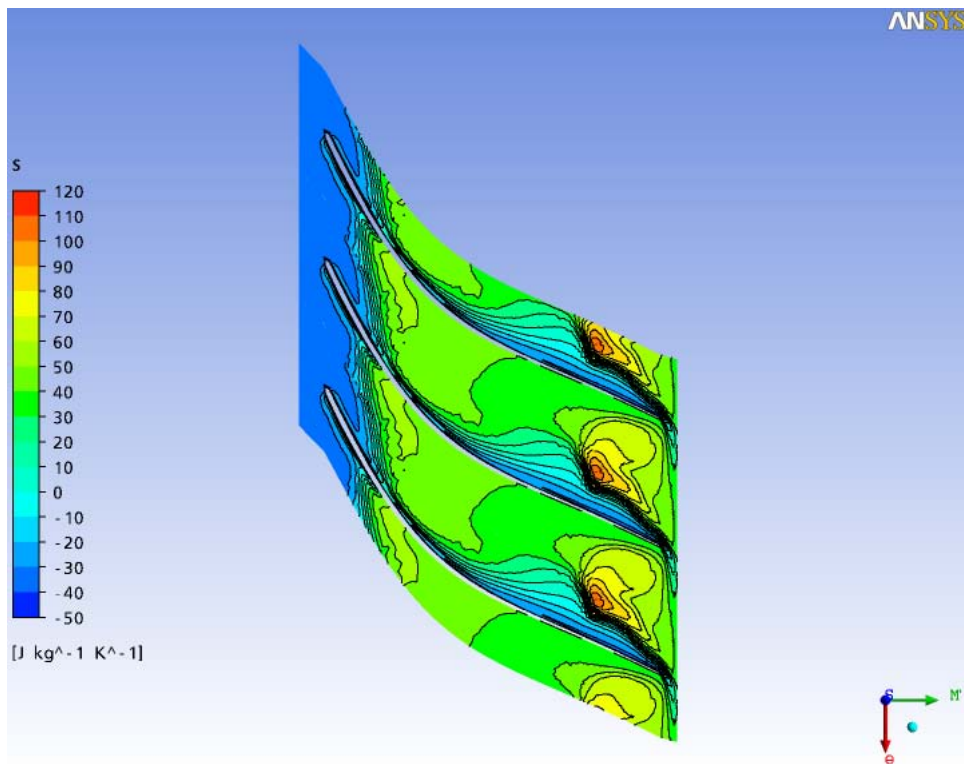


Figura 6.40: Entropia a 80% da altura da pá (NEWMARC alterado + 10mm)

por atrito, apesar de não ter conseguido obter a razão de pressão esperada.

Outra explicação para o aumento da eficiência é a diminuição do número de Mach. No caso base foi verificado que o impelidor se encontrava praticamente no *choke*, região que leva a uma grande diminuição da eficiência. Neste viu-se que o número de Mach na saída do impelidor ficou abaixo de 1,0, portanto é de se esperar um aumento da eficiência.

Observa-se que o número de Mach absoluto, apesar de ter diminuído, ainda continua alto, significando que este compressor ainda está próximo da região de máxima vazão. A figura 6.41 mostra o número de Mach ao longo da altura da pá no bordo de fuga.

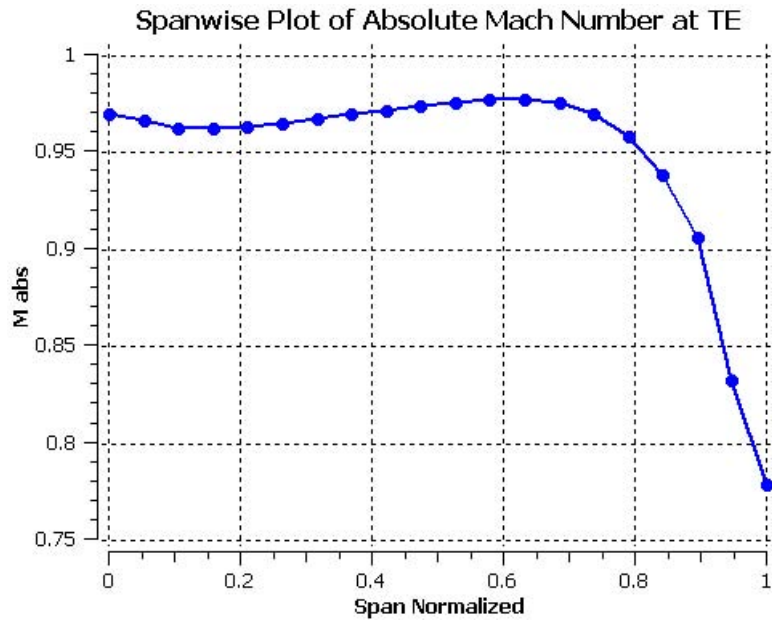


Figura 6.41: Número de Mach absoluto no bordo de fuga (NEWMARC alterado + 10mm)

A figura 6.41 mostra que na saída do impelidor o gás está próximo da velocidade sônica, apesar do resultado ser ligeiramente melhor do que o caso base.

Um dado bastante interessante a ser observado é o valor médio da velocidade absoluta na saída do impelidor mostrado nas tabelas 6.8 e 6.10. No caso base essa velocidade é de 220,2 enquanto que neste caso ela é de 328,9 m/s. Ou seja, apesar das figuras da velocidade relativas para diferentes alturas da pá ser menor, o valor da velocidade absoluta na saída é bem maior, significando que provavelmente as

perdas no difusor podem levar uma diminuição da eficiência global do compressor.

Conclui-se também que, apesar de se manter os mesmos parâmetros geométricos usados no projeto unidimensional para se obter uma determinada razão de pressão, a variação da distância entre a entrada e a saída do impelidor projetada no plano meridional na direção axial também influi nesse resultado. Para compensar isso, será necessário fazer algumas alterações no projeto, tais como alteração dos ângulos da pá na entrada e na saída, aumentar o diâmetro do impelidor ou aumentar a rotação para compensar essa diminuição da razão de pressão. Neste caso estudado, não será possível aumentar a rotação por causa do número de Mach.

6.5 Resultado para a Geometria Modificada - 10mm

Neste item serão mostrados os resultados para o valor de "X" do impelidor NEWMARC diminuindo em 10mm. Apesar de ter se mantido todos os demais parâmetros geométricos, houve mudança na malha porque o formato do impelidor mudou. Os dados da malha são os seguintes:

- Número de nós: 179.130
- Número de elementos: tetrahédricos: 271.028, prismas: 240.495
- Razão de aspecto: mínimo: 1,149, máximo: 55,81
- Razão de volume do elemento: mínimo: 1, máximo: 83,3
- Máximo ângulo da face dos elementos: mínimo: 50,50, máximo: 160,40

Na Tabela 6.12 são mostrados alguns parâmetros de desempenho:

Na Tabela 6.13 são mostrados os valores médios de alguns parâmetros em diferentes posições do domínio.

A Tabela 6.14 mostra a comparação dos resultados com o caso base.

A alteração da geometria de forma a diminuir a distância entre a entrada e a saída do impelidor no plano meridional significa que se aumentou a curvatura do impelidor. É de se esperar que esse resultado leve à diminuição das perdas por atrito e ao aumento das perdas por causa do fenômenos de turbulência, principalmente

Tabela 6.12: Desempenho do impelidor NEWMARC, caso -10mm

Potência de entrada (kW)	680,7
Coefficiente de Vazão (entrada)	0,0187
Coefficiente de Vazão (saída)	0,110
Coefficiente de <i>Head</i>	6,828
Coefficiente de trabalho entrada	0,897
Razão de pressão total	3,845
Razão de temperatura total	1,547
Eficiência isoentrópica (%)	86,7

Tabela 6.13: Parâmetros ao longo do impelidor - NEWMARC, caso -10mm

Parâmetro	Entrada	Bordo de Ataque	Bordo de Fuga	Saída
Pressão total (bar)	1,013	1,015	3,982	3,895
Temperatura total (°C)	15,0	15,49	173,5	172,6
Entalpia total (kJ/kg)	-10,04	-9,549	149,1	148,3
Entropia (J/kgK)	-34,18	-33,12	11,42	17,24
Mach absoluto	0,178	0,204	0,979	0,908
Mach relativo	0,448	0,446	0,265	0,324
U (m/s)	140,0	140,8	420,2	439,8
C_m (m/s)	59,99	64,51	46,09	44,13
C_u (m/s)	-0,188	-5,87	-366,2	-333,4
C (m/s)	60,00	67,03	371,1	337,7
W_u (m/s)	139,8	134,9	53,95	106,4
W (m/s)	153,0	151,0	75,23	121,0

Tabela 6.14: Comparação dos resultados caso base X -10mm

Parâmetros	Geometria Original	Geometria Modificada: -10mm
R_p	4,23	3,84
R_T	1,67	1,55
η (%)	77,3	86,7
Potência (kW)	833,9	680,7

quanto a formação de esteiras e recirculação interna. Isso se deve porque a distância entre a entrada e a saída são menores, o formato da pá, teoricamente, poderá aumentar o turbilhonamento do fluido.

Analisando os dois resultados verifica-se que a modificação da geometria trouxe como maior benefício o aumento da eficiência, que foi para 86,7%, valor superior ao do caso de +10mm. Mas a razão de pressão caiu para 3,84, uma queda de 9,2%. Como a razão de pressão é usada para o cálculo da eficiência, da temperatura e da potência, esse resultado mostra que não existe uma mesma base de comparação desses resultados. De qualquer forma, verifica-se que esses resultados são bem melhores do que o caso anterior analisado. A figura 6.42 mostra a variação da entropia média ao longo do impelidor.

Comparando a figura 6.42 com a figura 6.31 observa-se que a variação da entropia neste caso é bem menor do que no caso base. Claro que essa análise é apenas qualitativa, uma vez que para se determinar o valor total das perdas é necessário integrar ao longo do impelidor a razão entre a variação da entropia e a temperatura. Mas no caso base a entropia sai de um valor de -35 J/kg.K e vai para 170 J/kg.k. Para o caso com a geometria alterada a variação total da entropia é nitidamente menor pois vai de -35 J/kg.K para +28 J/kg.K.

Comparando as tabelas 6.8 e 6.13, observa-se que o valor de Mach absoluto cai de 1,13 no bordo de fuga para 0,979. Uma possível explicação da diminuição do número de Mach ocorrer quando era esperado um aumento das perdas por turbulência é que a transferência de energia do rotor para o fluido é menor por causa do menor percurso ao longo do impelidor. Pode-se ver nas figuras 6.43 a 6.46 a comprovação disso, uma vez que as velocidades neste caso também são menores.

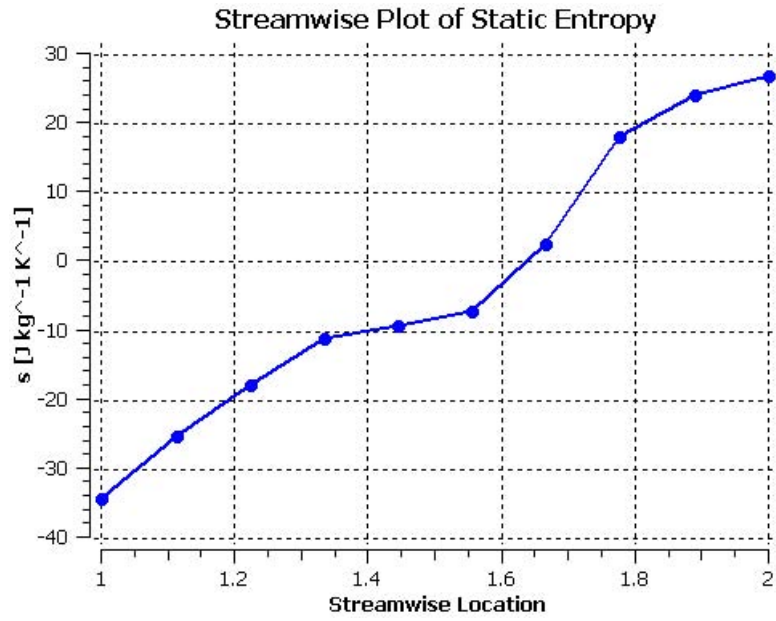


Figura 6.42: Variação da entropia ao longo do impelidor (NEWMARC alterado - 10mm)

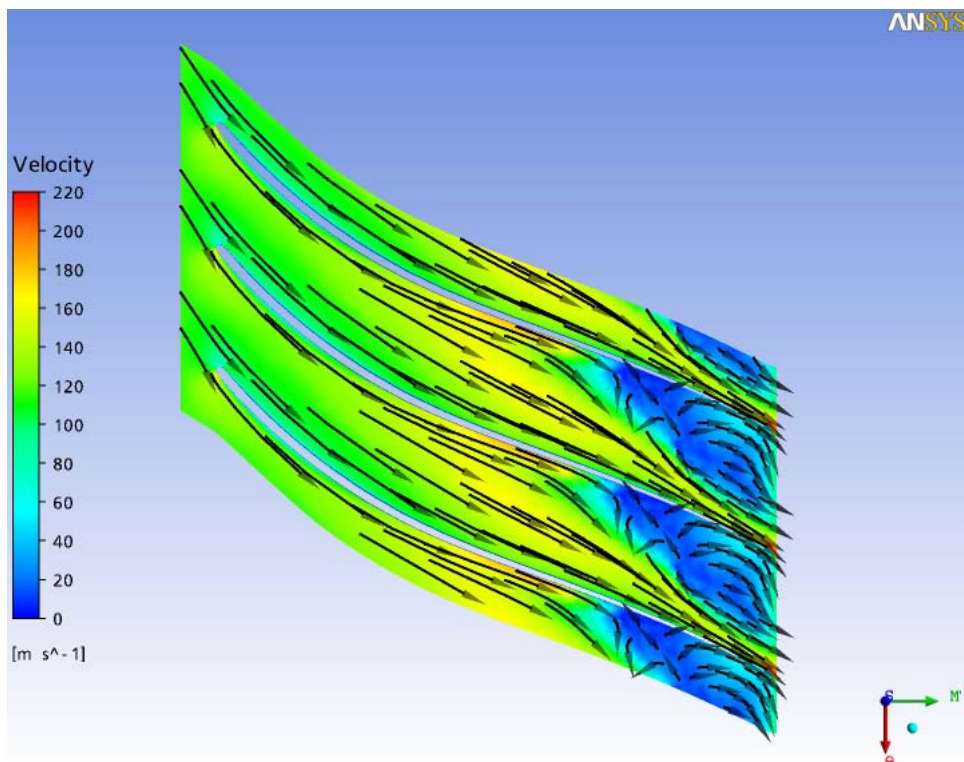


Figura 6.43: Velocidade a 20% da altura da pá (NEWMARC alterado - 10mm)

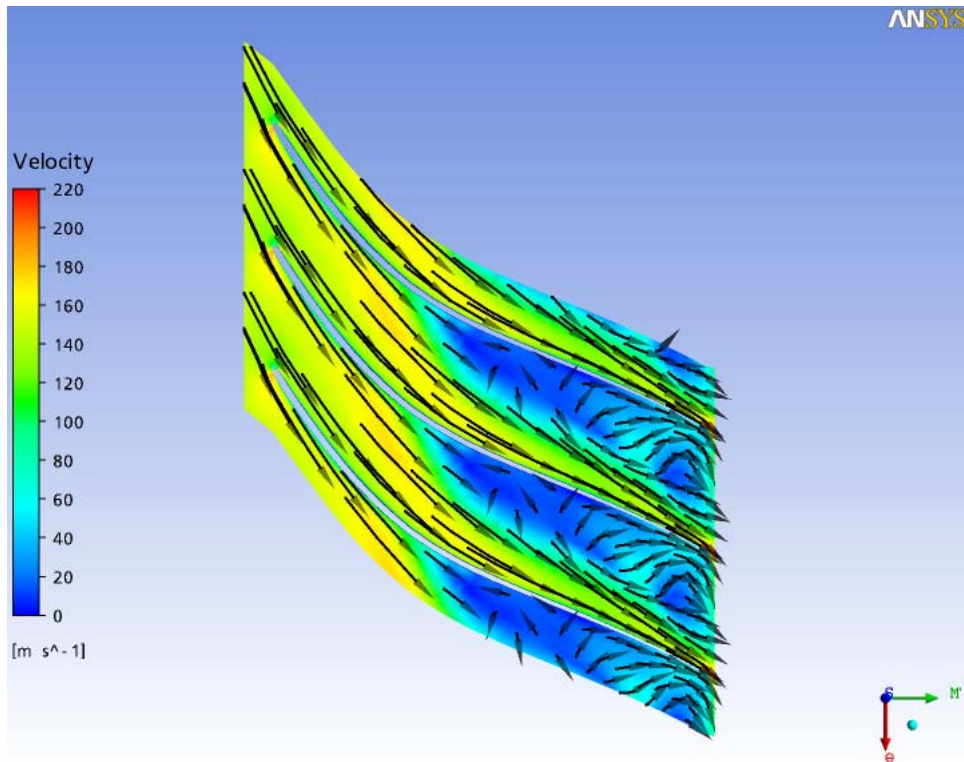


Figura 6.44: Velocidade a 50% da altura da pá (NEWMARC alterado - 10mm)

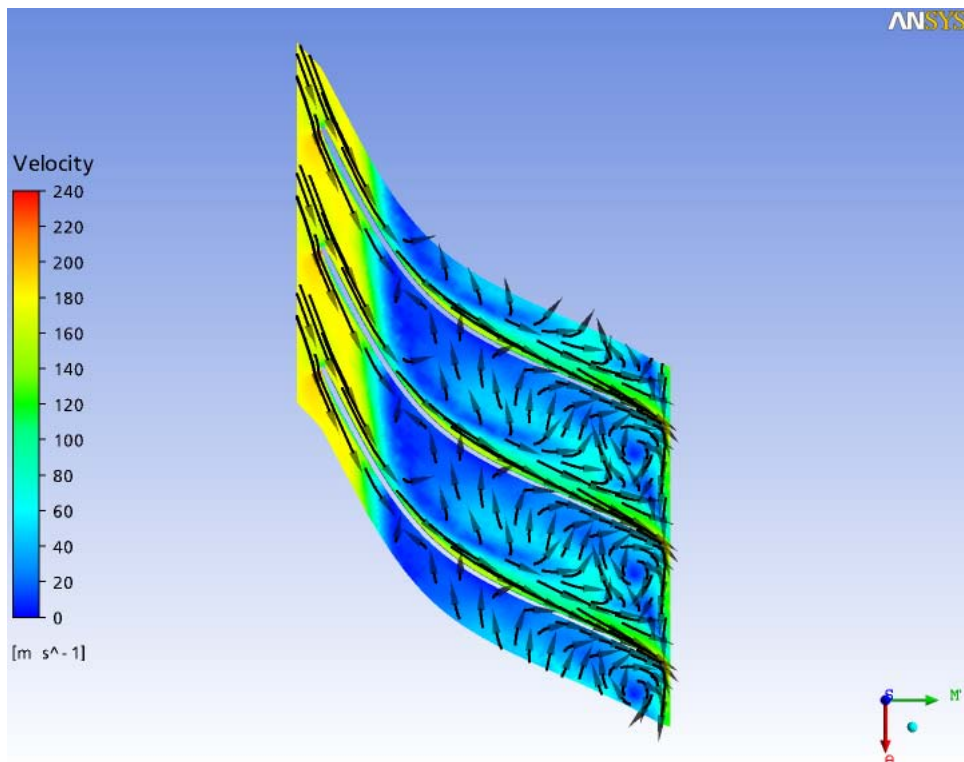


Figura 6.45: Velocidade a 80% da altura da pá (NEWMARC alterado - 10mm)

As figuras 6.43 a 6.46 mostram que o efeito da separação jato-esteira nas perdas do impelidor são bem menores do que no caso base. Pode-se observar que o valor máximo da velocidade caiu de 450 para 240 m/s. O caso anterior essa velocidade chegava a um valor máximo de 220 m/s. Provavelmente o fato deste caso a eficiência ser a maior de todos se deve ao fato de ocorrer uma menor transferência de energia para o fluido, o que faz com que a influência das perdas por turbulência serem menores do que as demais perdas.

A figura 6.46 mostra a entropia na altura de 80% da pá.

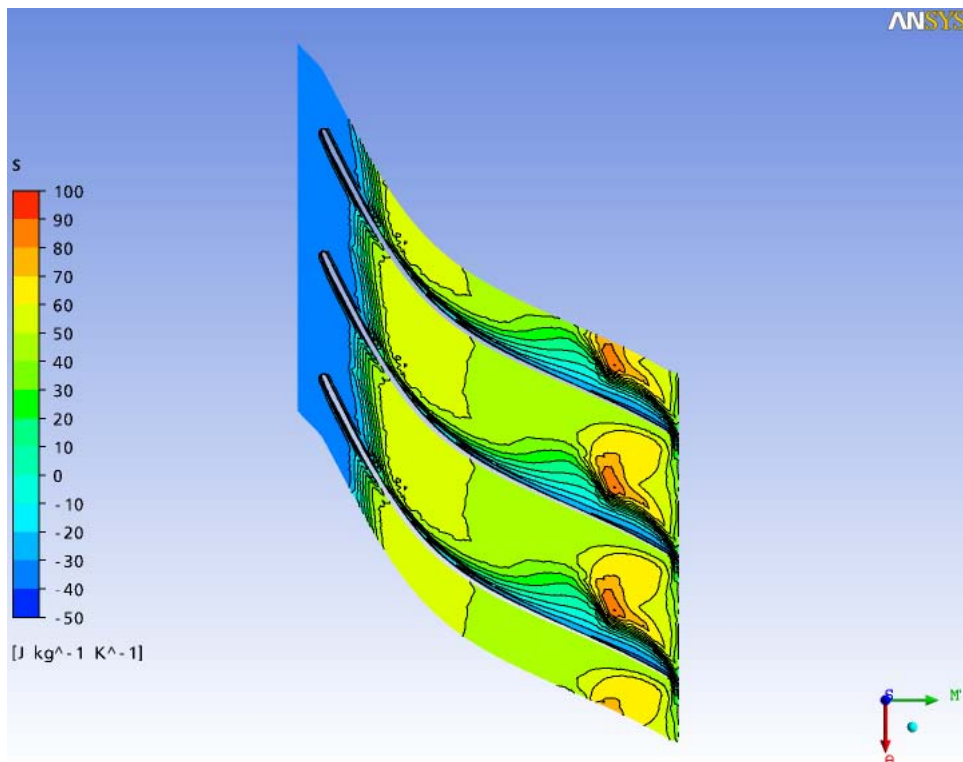


Figura 6.46: Entropia a 80% da altura da pá (NEWMARC alterado - 10mm)

Na figura 6.46 também é possível visualizar uma maior variação da entropia na região onde as esteiras são formadas. Se o resultado mostra um aumento da eficiência conclui-se que a diminuição das perdas por atrito supera o aumento das perdas por turbulência, apesar de não ter conseguido obter a razão de pressão esperada.

Outra explicação para o aumento da eficiência é a diminuição do número de Mach. No caso base foi verificado que o impelidor se encontrava praticamente no *choke*, região que leva a uma grande diminuição da eficiência. Neste viu-se que o

número de Mach na saída do impelidor ficou abaixo de 1,0, portanto é de se esperar um aumento da eficiência.

Observa-se que, o número de Mach absoluto, apesar de ter diminuído, ainda continua alto, significando que este compressor ainda está próximo da região de máxima vazão. A figura 6.47 mostra o número de Mach ao longo da altura da pá no bordo de fuga.

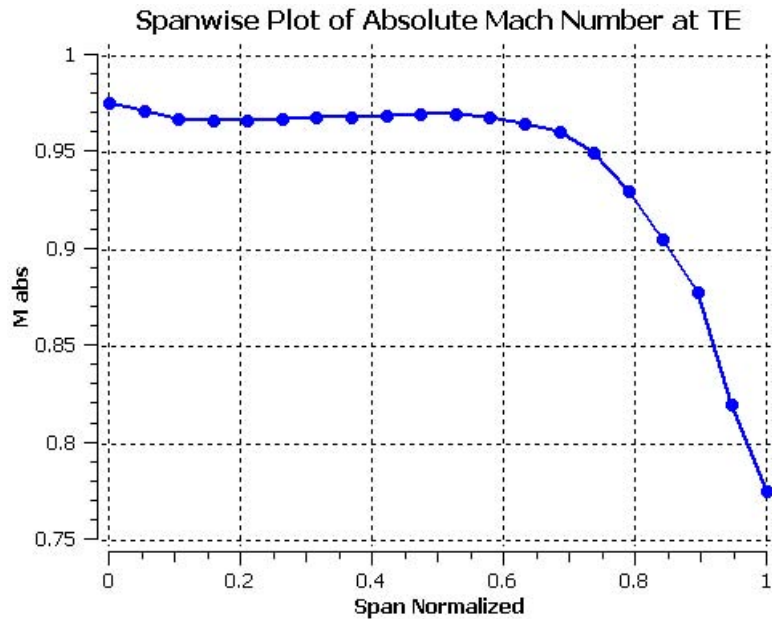


Figura 6.47: Número de Mach no bordo de fuga (NEWMARC alterado - 10mm)

Esta figura mostra que na saída do impelidor o gás está próximo da velocidade sônica, apesar do resultado ser ligeiramente melhor do que o caso base.

Um dado bastante interessante a ser observado é o valor médio da velocidade absoluta na saída do impelidor mostrado nas tabelas 6.8 e 6.13. O caso base essa velocidade é de 220,2 enquanto que neste caso ela é de 337,7 m/s. Ou seja, apesar das figuras da velocidade relativas para diferentes alturas da pá ser menor, o valor da velocidade absoluta na saída é bem maior, significando que provavelmente as perdas no difusor podem levar uma diminuição da eficiência global do compressor.

6.6 Avaliação dos casos de alteração da geometria do impelidor NEWMARC

A não manutenção da razão de pressão fez com que não houvesse uma mesma base de referência de comparação quando se alterou o valor de “X” do impelidor NEWMARC para mais e para menos 10 mm. Mas em ambos casos analisados houve uma melhora bastante expressiva na eficiência do impelidor, talvez porque o impelidor tenha saído da região de *choke*.

Conclui-se também que, apesar de se manter os mesmos parâmetros geométricos determinados no projeto unidimensional para se obter uma determinada razão de pressão, a variação da distância entre a entrada e a saída do impelidor projetada no plano meridional na direção axial também influi nesse resultado. Isso foi visto para ambos os casos simulados. Para compensar isso, será necessário fazer algumas alterações no projeto, tais como alteração dos ângulos da pá na entrada e na saída, aumentar o diâmetro do impelidor ou aumentar a rotação para compensar essa diminuição da razão de pressão. Neste caso estudado, o aumento da rotação deverá ser compensado com a diminuição do diâmetro do impelidor por causa do alto número de Mach.

Deve-se também efetuar uma análise do conjunto inteiro, incluindo o difusor. Isso é importante uma vez que o perfil de velocidade dos três casos analisados é diferente. Apesar da maior parte das perdas se concentrar no impelidor, é possível que a vantagem obtida com essas alterações seja menor devido a um possível aumento das perdas no difusor.

6.7 Resultado para o Impelidor com 18 Pás

Neste item serão mostrados os resultados para o mesmo impelidor do caso base mas com 18 pás. Apesar de ter se mantido todos os demais parâmetros geométricos, houve mudança na malha porque o número de pás mudou.

Os dados da malha são os seguintes:

- Número de nós: 211.770

- Número de elementos: tetrahédricos: 399.483, prismas: 255.052
- Razão de aspecto: mínimo: 1,09, máximo: 8.989,4
- Razão de volume do elemento: mínimo: 1, máximo: 3.986,3
- Máximo ângulo da face dos elementos: mínimo: 60,60, máximo: 173,90

Na Tabela 6.15 são mostrados alguns parâmetros de desempenho.

Tabela 6.15: Desempenho do impelidor NEWMARC, caso com 18 pás

Potência de entrada (kW)	785,0
Coefficiente de Vazão (entrada)	0,0187
Coefficiente de Vazão (saída)	0,129
Coefficiente de <i>Head</i>	7,149
Coefficiente de trabalho entrada	1,04
Razão de pressão total	4,05
Razão de temperatura total	1,63
Eficiência isoentrópica (%)	80,23

Na Tabela 6.16 são mostrados os valores médios de alguns parâmetros em diferentes posições do domínio:

A Tabela 6.17 mostra a comparação dos resultados com o caso base:

A alteração da geometria aumentando o número de pás leva a um aumento das perdas por atrito e possivelmente maiores perdas por incidência do gás ao entrar no impelidor. Por outro lado, um impelidor ideal é aquele que tem um número infinito de pás de forma a evitar as perdas devido aos fenômenos de turbulência e também para diminuir as perdas por escorregamento na saída. Portanto, é de se esperar que essa alteração leve ao aumento das perdas por atrito e diminuição das perdas por causa da formação de esteiras e recirculação interna e também diminuição do escorregamento na saída do impelidor. Se o resultado mostra um pequeno aumento da eficiência, de 77% no caso base para 80%, conclui-se que a diminuição das perdas por causa dos fenômenos de turbulência e do escorregamento superam o aumento das perdas por atrito. Esse resultado comprova a análise feita por Xu (2007), que

Tabela 6.16: Parâmetros ao longo do impelidor - NEWMARC, caso 18 pás

Parâmetro	Entrada	Bordo de Ataque	Bordo de Fuga	Saída
Pressão total (bar)	1,013	1,017	4,194	4,103
Temperatura total ($^{\circ}\text{C}$)	15,0	15,6	193,0	197,4
Entalpia total (kJ/kg)	-10,03	-9,40	168,7	173,1
Entropia (J/kgK)	-34,27	-32,98	37,47	53,67
Mach absoluto	0,177	0,207	1,04	1,03
Mach relativo	0,451	0,448	0,252	0,271
U (m/s)	140,0	141,2	420,2	439,8
C_m (m/s)	59,88	66,84	54,21	54,06
C_u (m/s)	-0,10	-7,45	-308,2	-205,3
C (m/s)	59,91	69,24	314,9	214,9
W_u (m/s)	139,9	133,7	112,0	234,5
W (m/s)	152,8	150,2	141,9	255,2

Tabela 6.17: Comparação dos resultados caso base \times 18 pás

Parâmetros	Geometria Original	Geometria Modificada: 18 pás
R_p	4,23	4,05
R_T	1,67	1,63
η (%)	77,3	80,2
Potência (kW)	833,9	785,0

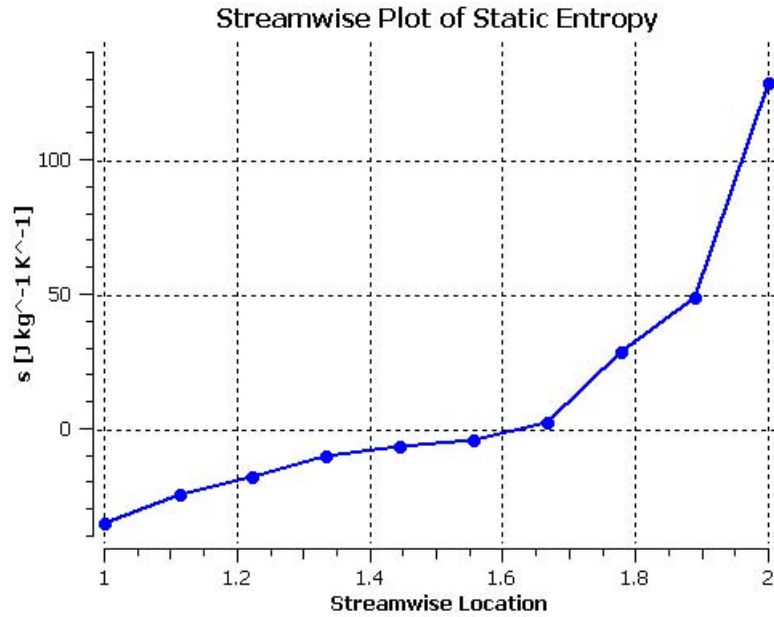


Figura 6.48: Variação da entropia ao longo do impelidor (NEWMARC com 18 pás)

mostra que para razão de pressão igual a 4 o número de pás deverá ser superior a 18. De qualquer forma, como o número de Mach para 18 pás caiu, é possível que esse aumento de eficiência se deva porque o impelidor não está mais no *choke*.

Pode-se observar também que a razão de pressão ficou bastante próxima ao previsto no projeto unidimensional. A eficiência é mais próxima ao previsto, que era de 85%. Portanto, é possível levantar a hipótese de que o resultado do desempenho de um impelidor previsto no projeto unidimensional possivelmente é próximo ao desempenho real caso o número de pás seja adequado. Essa hipótese necessita ser validada necessitando fazer diversas simulações para diferentes geometrias e diferentes razões de pressão e condições de operação.

Pode-se observar que a razão de pressão caiu para 4,05, uma queda de 4,3%. Como a eficiência, a temperatura e a potência são funções da razão de pressão, a sua diminuição melhora o resultado dos demais parâmetros.

A figura 6.48 mostra a variação da entropia média ao longo do impelidor.

Comparando a figura 6.48 com a figura 6.31 observa-se que a variação da entropia neste caso é um pouco menor do que no caso base. Apesar desta análise ser qualitativa, ainda assim é possível ver que a entropia na saída do impelidor caiu de 170 J/kg.K no caso base para 130 J/kg.K. A entropia na entrada para ambos os

casos é a mesma.

Comparando o valor de Mach absoluto do caso base com o deste, observa-se uma diminuição de 1,13 no bordo de fuga para 1,04, comprovando assim a diminuição das perdas por turbulência, pois existe diminuição da velocidade na saída do impelidor. Isso reforça mais ainda a hipótese que a principal causa da melhora da eficiência é porque o compressor não se encontra mais no *choke*. Pode-se ver nas figuras 6.49 a 6.52 a comprovação disso, uma vez que as velocidades neste caso são um pouco menores:

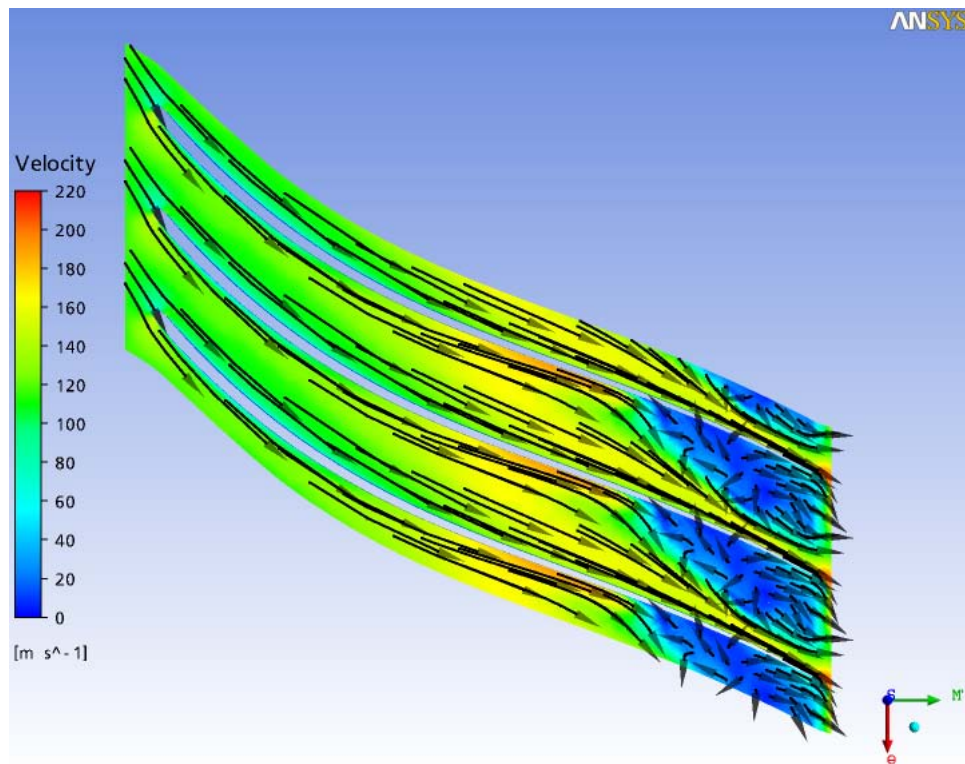


Figura 6.49: Velocidade a 20% da altura da pá (NEWMARC com 18 pás)

As figuras 6.49 a 6.52 mostram que o efeito da separação jato-esteira nas perdas do impelidor são menores do que no caso base. Pode-se observar que o valor máximo da velocidade caiu de 260 para 220 m/s e de 360 para 320 m/s em 20 e 50% da altura da pá respectivamente. Diferentemente dos casos de alteração da geometria do impelidor, na qual a queda da velocidade foi mais acentuada, neste caso a queda foi menor sendo isso provavelmente a explicação de que o aumento da eficiência ter sido menor do que nos dois casos de alteração da geometria.

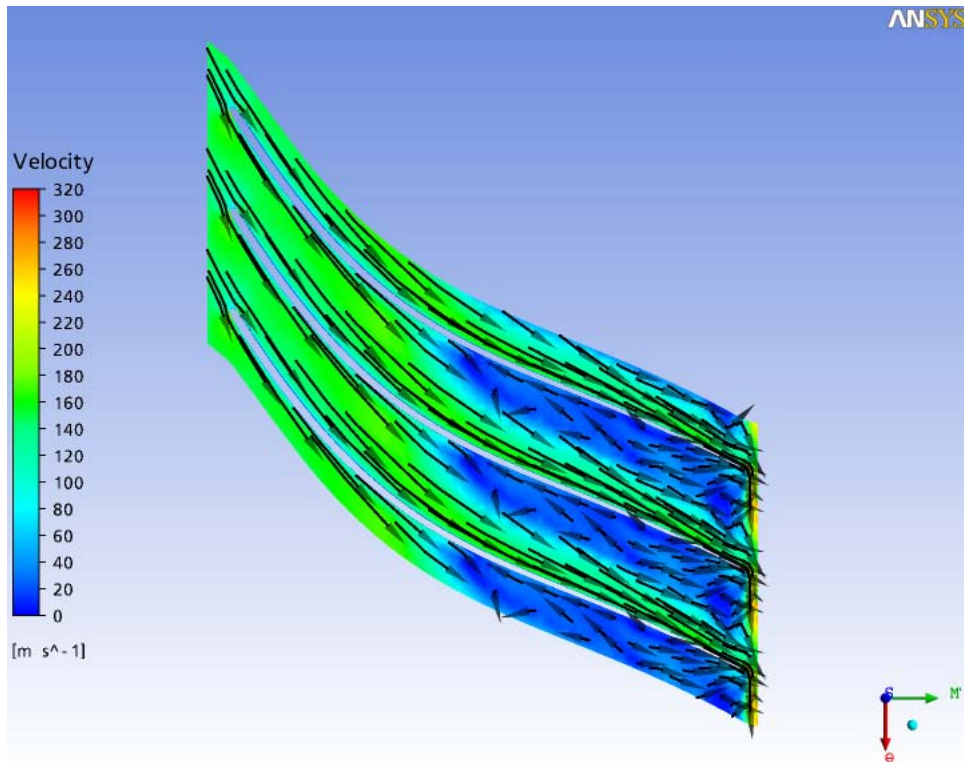


Figura 6.50: Velocidade a 50% da altura da pá (NEWMARC com 18 pás)

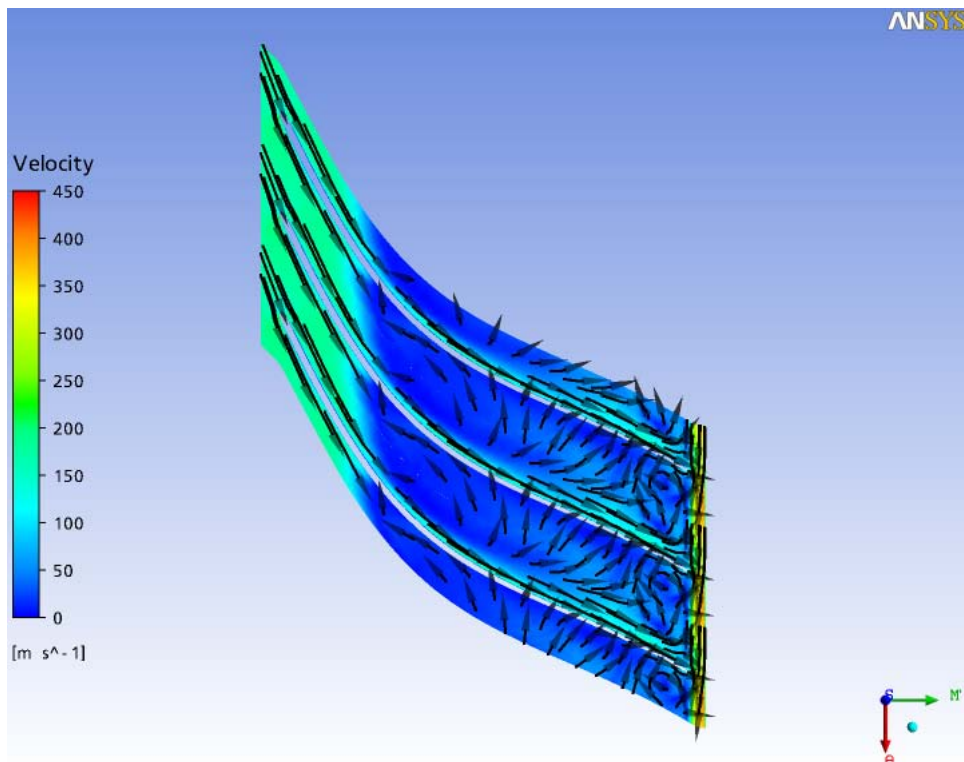


Figura 6.51: Velocidade a 80% da altura da pá (NEWMARC com 18 pás)

A figura 6.51 mostra a entropia na altura de 80% da pá.

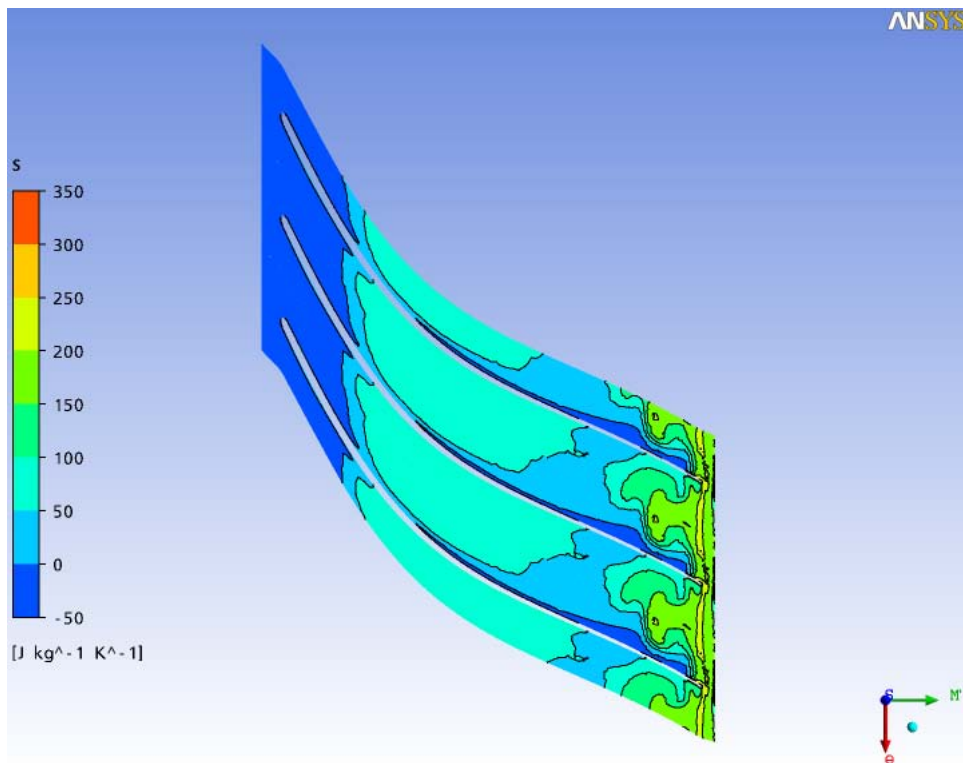


Figura 6.52: Entropia a 80% da altura da pá (NEWMARC com 18 pás)

Na figura 6.52 também é possível visualizar uma maior variação da entropia na região onde as esteiras são formadas. Se o resultado mostra um aumento da eficiência conclui-se que a diminuição das perdas por turbulência e por escorregamento supera o aumento das perdas por atrito.

Observa-se que, o número de Mach absoluto, apesar de ter diminuído, ainda continua alto, significando que este compressor ainda está próximo da região de estrangulamento. A figura 6.53 mostra o número de Mach ao longo da altura da pá no bordo de fuga:

A figura 6.53 mostra que na saída do impelidor o gás está na velocidade sônica, sendo aparentemente um resultado ligeiramente pior do que o caso base.

Um dado bastante interessante a ser observado é o valor médio da velocidade absoluta na saída do impelidor mostrado nas tabelas 6.8 e 6.16. O caso base essa velocidade é de 220,2 m/s, enquanto que neste caso ela é de 214,9 m/s. Isso significa que provavelmente as perdas no difusor para ambos os casos será similar pois a

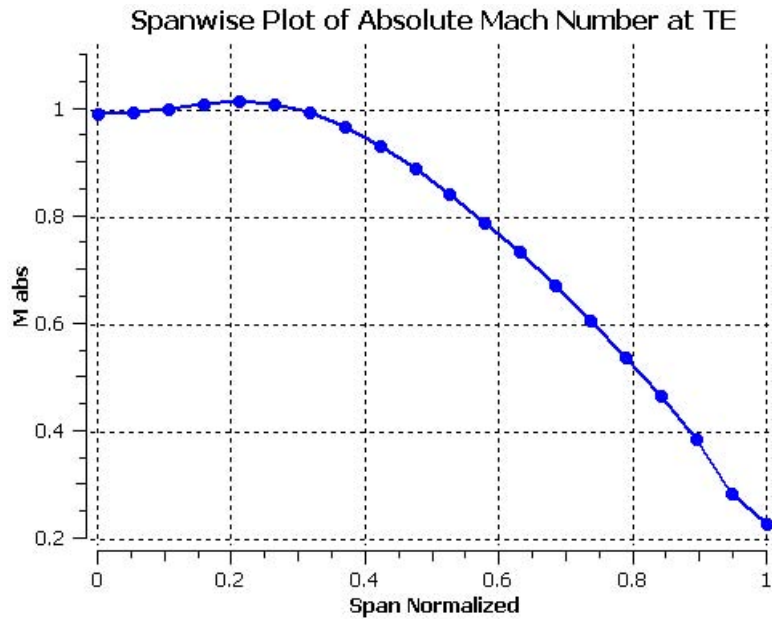


Figura 6.53: Número de Mach no bordo de fuga (NEWMARC com 18 pás)

variação da velocidade absoluta é muito pequena.

6.8 Resultado para o impelidor com splitter

Neste item serão mostrados os resultados para o impelidor do caso base mas com *splitters* montados entre as pás. *Splitters* são pás montadas apenas na saída do impelidor com a finalidade de diminuir as perdas por turbulência. Essa configuração é melhor do que a de um impelidor com o dobro de pás pois evita o aumento das perdas por incidência (entrada do impelidor). Ela tem como desvantagem o aumento das perdas por atrito. A figura 6.54 mostra um impelidor com splitter.

Apesar de se ter mantido todos os demais parâmetros geométricos, houve mudança na malha porque o número total de pás mudou.

Os dados da malha são os seguintes:

- Número de nós: 584.135
- Número de elementos: tetrahédricos: 1.043.153, prismas: 743.047, piramidal: 3.554
- Razão de aspecto: mínimo: 1,09, máximo: 132,2

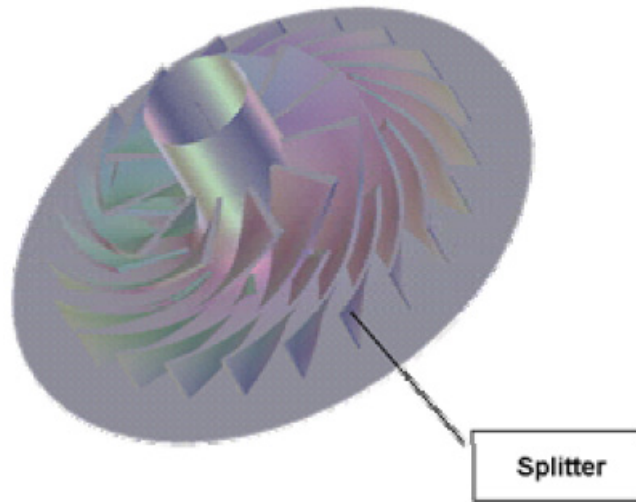


Figura 6.54: Impelidor com *splitter*

- Razão de volume do elemento: mínimo: 1, máximo: 1.615,7
- Máximo ângulo da face dos elementos: mínimo: 48,960, máximo: 174,00

Na Tabela 6.18 são mostrados alguns parâmetros de desempenho:

Tabela 6.18: Desempenho do impelidor NEWMARC, caso *splitter*

Potência de entrada (kW)	789,2
Coefficiente de Vazão (entrada)	0,0187
Coefficiente de Vazão (saída)	0,141
Coefficiente de Head	6,98
Coefficiente de trabalho entrada	1,04
Razão de pressão total	3,94
Razão de temperatura total	1,63
Eficiência isoentrópica (%)	78,3

Na Tabela 6.19 são mostrados os valores médios de alguns parâmetros em diferentes posições do domínio.

A Tabela 6.20 mostra a comparação dos resultados com o caso base.

A alteração da geometria aumentando o número de pás através da adição de *splitters* leva a um aumento das perdas por atrito. Não haverá nenhuma alteração

Tabela 6.19: Parâmetros ao longo do impelidor - NEWMARC, caso *splitter*

Parâmetro	Entrada	Bordo de Ataque	Bordo de Fuga	Saída
Pressão total (bar)	1,013	1,020	4,193	4,11
Temperatura total ($^{\circ}\text{C}$)	15,0	15,8	193,8	197,4
Entalpia total (kJ/kg)	-10,04	-9,20	169,6	173,4
Entropia (J/kgK)	-34,26	-33,20	36,25	60,42
Mach absoluto	0,177	0,213	1,09	1,02
Mach relativo	0,452	0,449	0,278	0,236
U (m/s)	140,0	141,4	420,2	439,8
C_m (m/s)	60,16	68,28	59,31	56,52
C_u (m/s)	0,08	-8,05	-334,1	-238,2
C (m/s)	60,16	71,87	343,2	246,2
W_u (m/s)	140,1	133,3	86,06	201,6
W (m/s)	153,0	151,0	120,6	221,8

Tabela 6.20: Comparação dos resultados caso base \times *splitter*

Parâmetros	Geometria Original	Geometria Modificada: <i>splitters</i>
R_p	4,23	3,94
R_T	1,67	1,63
η (%)	77,3	78,3
Potência (kW)	833,9	789,2

das perdas na entrada por causa da forma de construção desse tipo de impelidor. Por outro lado, conforme mostrado no caso com 18 pás, um impelidor ideal é aquele que tem o maior número de pás de forma a evitar as perdas devido aos fenômenos de turbulência e também por escorregamento na saída. Portanto, é de se esperar que essa alteração leve ao aumento das perdas por atrito e diminuição das perdas por causa da formação de esteiras e recirculação interna e também diminuição do escorregamento na saída do impelidor. Se o resultado mostra um ligeiro aumento da eficiência, de 77% no caso base para 78%, conclui-se que a diminuição das perdas por causa dos fenômenos de turbulência e do escorregamento superam o aumento das perdas por atrito. Esse resultado comprova a análise feita por Xu (2007) que mostra que para razão de pressão igual a 4 é recomendável usar um impelidor de 12 pás com splitter.

Pode-se observar também que a razão de pressão ficou bastante próxima ao previsto no projeto unidimensional, mas abaixo em 1,5% do esperado (4,0).

De qualquer forma, a simulação realizada em CFD mostrou que o desempenho do impelidor deste caso é inferior ao de 18 pás, tanto em termos de eficiência quanto em termos de razão de pressão. Se esses valores se comprovarem em alguma bancada de teste, o compressor fornecerá uma pressão um pouco abaixo do necessário.

Apesar da razão de pressão não ter atingido ao valor projetado pela metodologia unidimensional, ainda pode-se manter a hipótese levantada no caso anterior de que o resultado do desempenho de um impelidor previsto no projeto unidimensional possivelmente é próximo ao desempenho real caso o número de pás seja adequado. Os resultados de ambas metodologias ainda continuam próximos entre si.

Pode-se observar que a razão de pressão caiu para 3,94, uma queda de 6,9% em relação ao do caso original. Como a eficiência, a temperatura e a potência são funções da razão de pressão, a sua diminuição melhora o resultado dos demais parâmetros. A figura 6.55 abaixo mostra a variação da entropia no plano meridional ao longo do impelidor no plano.

Comparando a figura 6.55 com a figura 6.31, observa-se que a variação da entropia neste caso é um pouco menor do que no caso base. Apesar desta análise ser qualitativa, ainda assim é possível ver que a entropia na saída do impelidor caiu

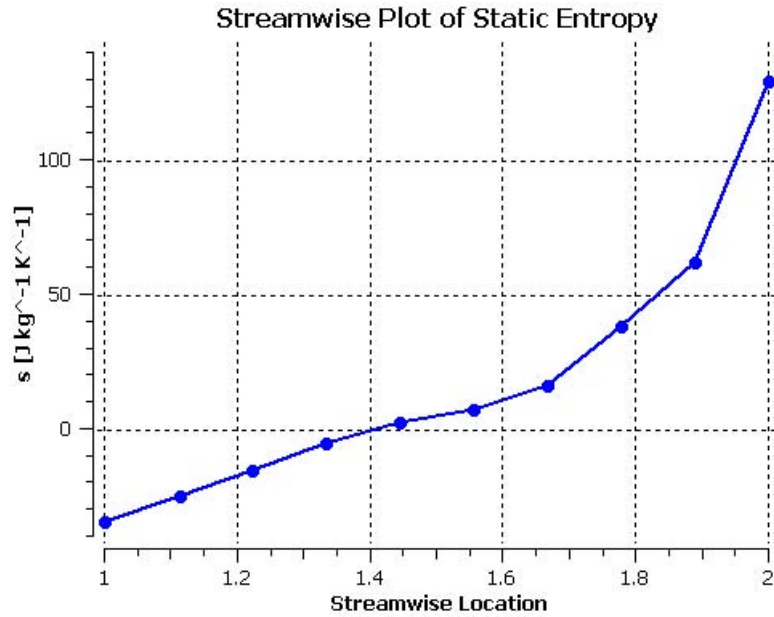


Figura 6.55: Variação da entropia ao longo do impelidor (NEWMARC com *splitter*) de 170 J/kg.K no caso base para 130 J/kg.K. A entropia na entrada para ambos os casos é a mesma.

Comparando as tabelas 6.8 e 6.19, observa-se que o valor de Mach absoluto cai de 1,13 no bordo de fuga para 1,09, comprovando assim uma pequena diminuição das perdas por turbulência, pois existe diminuição da velocidade na saída do impelidor. Isso significa para este caso, que o impelidor ainda continua no *choke*, mas em um ponto em que a eficiência é um pouco melhor. Pode-se ver nas figuras 6.56 a 6.59 a diminuição da velocidade em relação ao caso base.

As figuras 6.56 a 6.59 mostram que o efeito da separação jato-esteira nas perdas do impelidor são menores do que no caso base. Pode-se observar que o valor máximo da velocidade caiu de 360 para 320 m/s para 50% da altura da pá. Diferentemente dos casos de alteração da geometria do impelidor, na qual a queda da velocidade foi mais acentuada, neste caso a queda foi menor sendo isso provavelmente a explicação de que o aumento da eficiência ter sido bem menor do que nos demais casos analisados.

A figura 6.59 mostra a entropia na altura de 80% da pá.

Na figura 6.59 também é possível visualizar uma maior variação da entropia na região onde as esteiras são formadas. Se o resultado mostra um pequeno au-

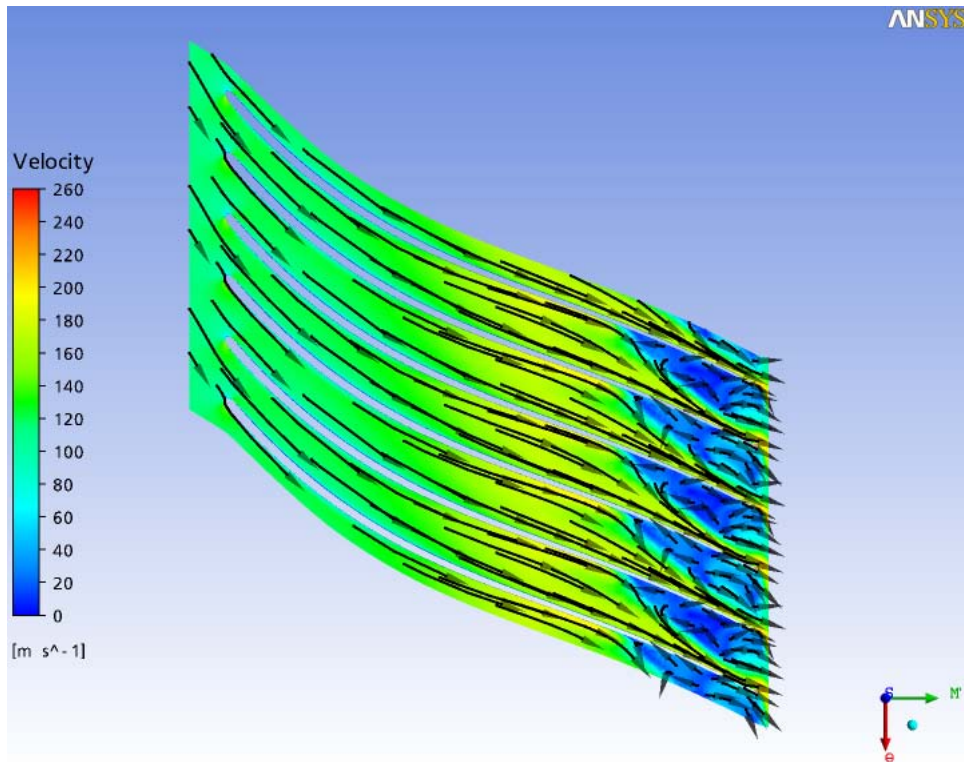


Figura 6.56: Velocidade a 20% da altura da pá (NEWMARC *splitter*)

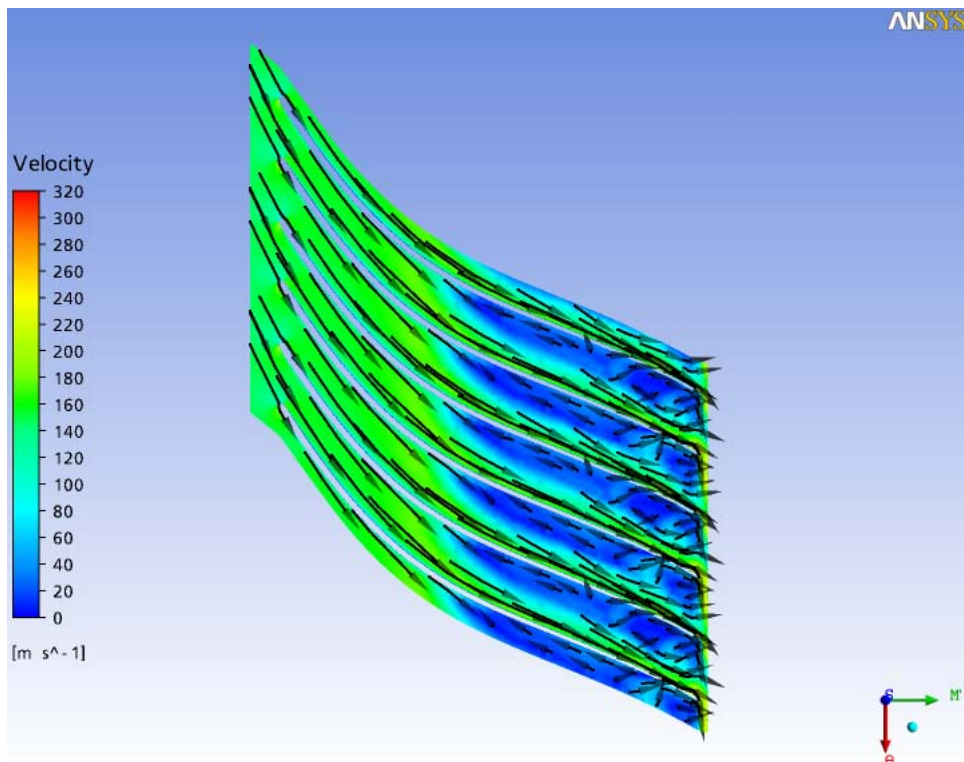


Figura 6.57: Velocidade a 50% da altura da pá (NEWMARC *splitter*)

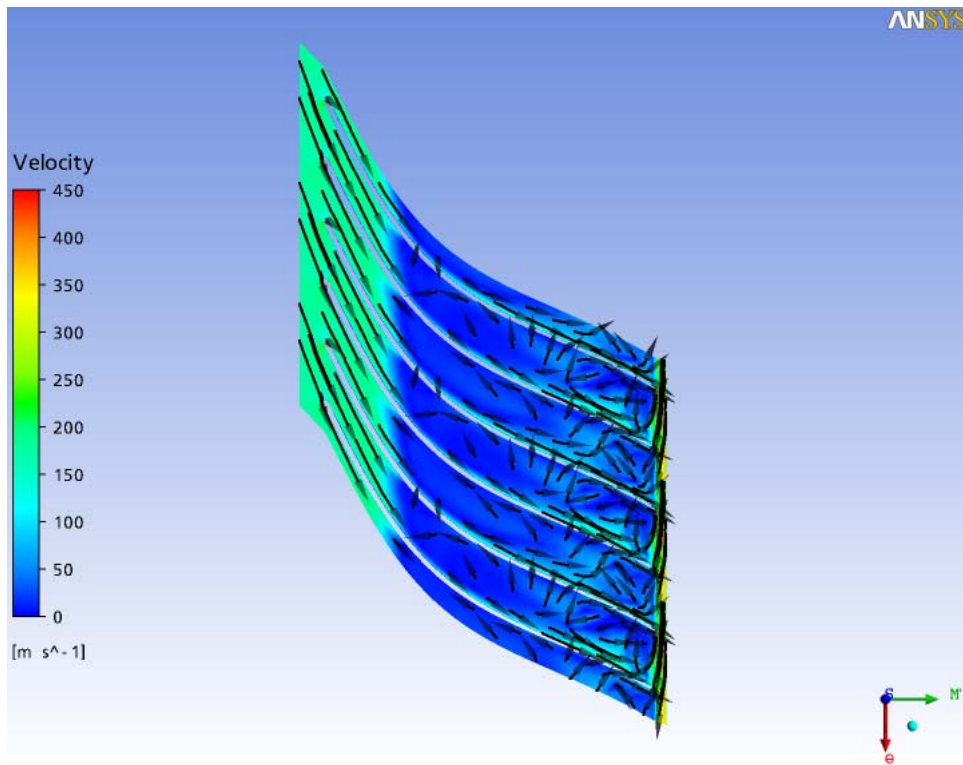


Figura 6.58: Velocidade a 80% da altura da pá (NEWMARC *splitter*)

mento da eficiência conclui-se que a diminuição das perdas por turbulência e por escorregamento supera um pouco o aumento das perdas por atrito.

Observa-se que o número de Mach absoluto, apesar de ter diminuído, ainda continua alto, ainda acima de 1,0 conforme mostrado na tabela 6.19 e na figura 6.60., Isso significa que este impelidor ainda se encontra no choke. A figura 6.60 mostra o número de Mach ao longo da altura da pá no bordo de fuga:

A figura 6.60 mostra que na saída do impelidor o gás está na velocidade sônica, sendo aparentemente um resultado ligeiramente pior do que o caso base pois o gráfico mostrava que o número de Mach chegava próximo de 1. Como este resultado só é válido para o bordo de fuga, provavelmente a velocidade absoluta do gás entre as pás deve atingir valores mais altos no caso base do que no deste. Verificando os valores de Mach médio mostrado nas tabelas de ambos os casos, o do caso base é ligeiramente superior ao do deste caso, comprovando essa hipótese.

Um dado bastante interessante a ser observado é o valor médio da velocidade absoluta na saída do impelidor mostrado nas tabelas 6.8 e 6.19. O caso base essa

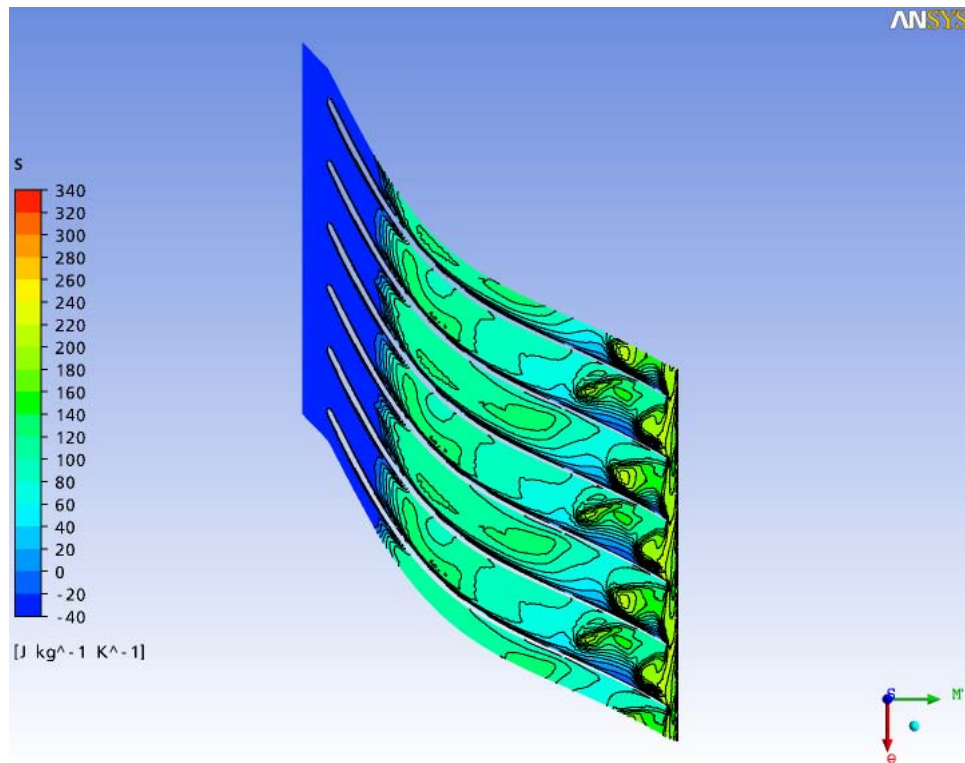


Figura 6.59: Entropia a 80% da altura da pá (NEWMARC *splitter*)

velocidade é de 220,2 enquanto que neste caso ela é de 246,6 m/s. Isso significa que possivelmente as perdas no difusor para este caso devem ser maiores, confirmando mais ainda que o resultado do impelidor com 18 pás é o melhor de todos.

6.9 Simulações com o Modelo SST

No capítulo de validação do modelo de turbulência foi mostrado que o modelo de RNG $k-\varepsilon$ é melhor do que o SST. Na realidade, os resultados de SST só foram piores na região próxima ao *surge*, que é onde ocorre o deslocamento da camada limite. Nos demais pontos, os resultados foram bem próximos dos dados levantados por ECKARDT.

A principal diferença entre os impelidores de ECKARDT e no impelidor NEWMARC é a razão de pressão. O primeiro tem uma razão de pressão baixa, inferior a 2, enquanto o segundo tem uma razão de pressão muito alta. São raros os compressores projetados com razão de pressão alta e com apenas um impelidor. A maior

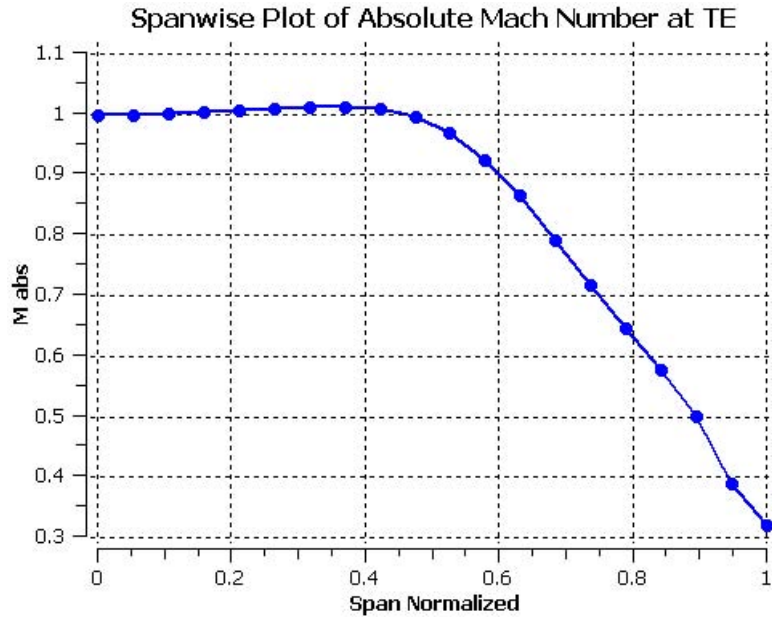


Figura 6.60: Número de Mach absoluto no bordo de fuga (NEWMARC *splitter*)

aplicação é o seu uso em turbinas a gás, como é o caso deste estudo. Os compressores de processo são fabricados com múltiplos estágios de impelidor com uma baixa razão de pressão em cada impelidor.

A principal característica de um compressor com alta razão de pressão em um único impelidor é o aumento das perdas por turbulência, principalmente o fenômeno de separação jato-esteira, muito mostrado e comentado na análise dos resultados simulados. Diversos estudos de simulação de escoamentos turbulentos mostram que os resultados do SST são mais próximos aos dados reais do que os do $k-\varepsilon$ quando ocorre esse fenômeno. Como no modelo RNG $k-\varepsilon$ existem alterações das equações de $k-\varepsilon$ com a finalidade de corrigir a simulação de um fluido submetido a uma rotação, é possível que os resultados mostrados com esse modelo sejam válidos. Como não foram encontrados na Revisão Bibliográfica artigos que tratam de simulações com o modelo SST para um impelidor de alta razão de pressão, serão mostrados os resultados com esse modelo somente para verificar se a variação dos resultados devido a alteração da geometria estão coerentes com os do modelo RNG $k-\varepsilon$.

Foram realizadas simulações com o modelo SST para o caso base e para os casos de alteração da distância entre a entrada e a saída do impelidor para mais e para menos 10mm. Foi usada a mesma malha tetraprisma e um domínio bastante

estendido na saída. Os resultados são mostrados na Tabela 6.21.

Tabela 6.21: Comparação SST e RNG $k-\epsilon$, NEWMARC - vazão de projeto

Parâmetros	SST	RNG $k - \epsilon$
Potência de entrada (kW)	751,1	833,9
Coefficiente de Vazão (entrada)	0,0187	0,0187
Coefficiente de Head	7,154	7,468
Coefficiente de trabalho entrada	0,989	1,10
Razão de pressão total	4,035	4,228
Razão de temperatura total	1,604	1,670
Eficiência isoentrópica (%)	82,1	77,34

Verifica-se que os resultados dessas simulações ficaram bem diferentes entre si, principalmente na eficiência e na razão de pressão, que ficou mais próxima ao do valor de projeto encontrado pela metodologia unidimensional. A eficiência aumento em 4,8 pontos percentuais enquanto a razão de pressão diminuiu em 4,6%.

A simulação com SST mostrou um número de Mach ainda alto, mas inferior ao do RNG $k-\epsilon$. No bordo de fuga seu valor é 1,04 e na saída é 0,97. No RNG $k-\epsilon$ esses valores são respectivamente 1,13 e 1,09. É possível que a diferença do resultado entre esses dois modelos seja porque o ponto esteja no *choke*. Para dirimir essa dúvida, foram feitas simulações com os dois modelos com uma vazão de 80% da vazão de projeto e também com a alteração na dimensão "X" do impelidor, mas na vazão nominal. Os resultados são mostrados na Tabela 6.22.

O número de Mach no bordo de fuga ainda continua alto. O do modelo SST o seu valor é 1,07 enquanto que no modelo RNG $k-\epsilon$ é 1,19. Em ambos os casos houve diminuição da eficiência, ficando os resultados do SST mais próximos dos de RNG $k-\epsilon$. Os resultados variando a distância entre a entrada e a saída do impelidor na direção axial em +10 mm foram mostrados na Tabela 6.23.:

Os resultados variando a distância entre a entrada e a saída do impelidor na direção axial em -10 mm foram mostrados na Tabela 6.24.

É interessante notar que os resultados para os dois modelos alterando a vazão e geometria ficaram bastante próximos entre si. Portanto, pode-se observar que quando

Tabela 6.22: Comparação SST e RNG $k-\varepsilon$, NEWMARC - 80% da vazão de projeto

Parâmetros	SST	RNG $k - \epsilon$
Potência de entrada (kW)	634,1	677,0
Coefficiente de Vazão (entrada)	0,015	0,015
Coefficiente de Head	7,13	7,43
Coefficiente de trabalho entrada	1,04	1,11
Razão de pressão total	4,01	4,19
Razão de temperatura total	1,64	1,68
Eficiência isoentrópica (%)	77,8	76,4

Tabela 6.23: Comparação SST e RNG $k-\varepsilon$, NEWMARC alterado +10mm - vazão de projeto

Parâmetros	SST	RNG $k - \epsilon$
Potência de entrada (kW)	681,9	677,9
Coefficiente de Vazão (entrada)	0,0187	0,0187
Coefficiente de Vazão (saída)	0,114	0,116
Coefficiente de Head	6,736	6,711
Coefficiente de trabalho entrada	0,898	0,893
Razão de pressão total	3,78	3,771
Razão de temperatura total	1,55	1,545
Eficiência isoentrópica (%)	84,95	85,40

Tabela 6.24: Comparação SST e RNG $k-\epsilon$, NEWMARC alterado -10mm - vazão de projeto

Parâmetros	SST	RNG $k - \epsilon$
Potência de entrada (kW)	680,3	680,7
Coefficiente de Vazão (entrada)	0,0187	0,0187
Coefficiente de Vazão (saída)	0,103	0,110
Coefficiente de Head	6,82	6,828
Coefficiente de trabalho entrada	0,896	0,897
Razão de pressão total	3,84	3,845
Razão de temperatura total	1,55	1,547
Eficiência isoentrópica (%)	86,23	86,7

o compressor se distancia do *choke*, o resultado de ambos modelos ficam próximos um do outro. A análise do modelo SST mostra que na modelagem com vazão de 80% da original, a eficiência do modelo caiu bastante, apesar do número de Mach continuar muito alto. O resultado do comportamento do impelidor nas simulações feitas com o RNG $k-\epsilon$ estão bem mais coerentes.

Por todas as análises realizadas, verifica-se que o SST não fornece bons resultados quando o compressor está próximo no seu limite operacional, tanto no *surge* (baixa vazão), quanto no *choke* (alta vazão). Isso reforça mais ainda a recomendação do uso do RNG $k-\epsilon$ como o modelo de turbulência para as simulações em impelidores de compressores.

Capítulo 7

Conclusões e Sugestões

Este trabalho teve como principal objetivo mostrar as diversas etapas de um projeto de um impelidor de um compressor centrífugo e a influência dos parâmetros geométricos e termodinâmicos no desempenho desse equipamento. Foi possível mostrar também números adimensionais característicos que envolvem tanto as condições termodinâmicas do gás como a geometria do impelidor.

7.1 Conclusões do Trabalho

A metodologia cuja hipótese simplificadora é considerar um escoamento unidimensional do gás é função tanto dos aspectos termodinâmicos como dos geométricos para determinar as dimensões e a performance de um compressor. É possível levantar os ângulos das pás, os diâmetros do impelidor, a razão de pressão e a eficiência. Para projetos que requeiram melhoria do desempenho desse equipamento, ou então para o caso de não haver nenhuma experiência prévia em projeto de compressor, o uso de uma ferramenta tipo CFD pode ser útil para avaliar os resultados do projeto unidimensional ou verificar o impacto da alteração de alguns parâmetros geométricos no desempenho geral do compressor.

Para poder aplicar corretamente o CFD devem ser tomados alguns cuidados para que os resultados sejam os mais próximos possíveis de dados reais. A geometria deverá ser a mais fiel possível das dimensões reais ou que foram projetadas dos componentes da turbomáquina. A escolha da malha é extremamente importante pois

ela deve ser adequada e suficientemente refinada nas regiões onde ocorrem os maiores gradientes de velocidade e de pressão. Esse é o primeiro cuidado importante para a obtenção de bons resultados da simulação. Deve-se avaliar se diversos parâmetros da malha gerada, tais como a razão de aspecto, ângulos de face máximos e mínimos e outros devem estar dentro dos limites ideais que são informados pelo *software*.

Outro ponto importante é a escolha correta das condições de contorno. Para o caso estudado, as melhores condições de contorno foram a pressão e a temperatura total na entrada e vazão mássica na saída. É fundamental o projetista fazer uma análise crítica dos resultados para avaliar se eles estão coerentes com o esperado.

Outro cuidado a ser tomado é quanto a extensão do domínio. Como no caso estudado a razão de pressão é extremamente alta para um único impelidor, os fenômenos de turbulência na saída interferem diretamente na eficiência do impelidor. Por isso, a extensão do domínio deve ser suficientemente grande para poder captar as esteiras formadas que fazem o fluido retornar para o impelidor, ou criando uma região de estagnação.

Uma primeira conclusão é quanto ao modelo de turbulência a ser usado em simulações tridimensionais. Conforme a revisão bibliográfica e conforme a avaliação com os dados experimentais do compressor de ECKARDT, um modelo que oferece bons resultados é o RNG $k-\varepsilon$. Vale a pena comentar que esse modelo foi validado para impelidores de pequena razão de pressão, onde o efeito de separação jato-esteira é menor. Porém, no impelidor NEWMARC, os resultados do modelo SST não foram muito coerentes no ponto de projeto que corresponde ao *choke*. Portanto, comprovou-se que o modelo SST é um modelo que não oferece bons resultados nos pontos operacionais extremos.

Verificou-se também a influência na alteração de alguns parâmetros geométricos no desempenho do compressor, principalmente na razão de pressão e na eficiência.

A alteração da distância entre a entrada e a saída do impelidor na direção axial projetada no plano meridional diminuiu a razão de pressão tanto para o caso de aumento dessa distância quanto para o de diminuição. Mas infelizmente essa razão acabou ficando menor do que o desejado pois em ambos os casos houve aumento

da eficiência. Apesar desse benefício, ele não atende as condições de operação da máquina para a qual ela foi projetada, por isso não pôde ser considerado como válida para a melhoria do desempenho do impelidor.

Por outro lado a alteração do número de pás trouxe como grande benefício um aumento da eficiência em 3 pontos percentuais para o caso de 18 pás, sendo que a razão de pressão ficou exatamente em conformidade com o projeto unidimensional. Para o caso com *splitter*, os ganhos não foram tão significativos.

Uma outra conclusão que se pode tirar é a necessidade de se incluir algumas correlações empíricas no projeto unidimensional. Uma delas é o número de pás em função da razão de pressão proposto por Xu (2007), sendo ainda necessário fazer diversas outras análises para se confirmar se ela é válida para qualquer caso.

A outra conclusão é quanto a distância ideal entre a entrada e a saída do impelidor. Não foi encontrada na literatura nenhuma menção quanto a uma metodologia para a determinação dessa distância, sendo provavelmente necessário fazer diversas análises para diferentes condições de operação com o objetivo de se estabelecer uma relação empírica para esse caso. Normalmente essa distância é função do perfil aerodinâmico da pá, que foi determinado a partir de análises em túneis de vento, bancadas de testes e experiências em diversos projetos ao longo dos últimos anos. O CFX gera automaticamente esse perfil, podendo ser ajustado manualmente pelo usuário. Mas poderia-se fazer diversas análises em CFD para diferentes casos procurando-se alterar essa distância e procurar tirar uma correlação empírica.

Este trabalho mostrou a utilidade de uma ferramenta computacional do tipo CFD no projeto de um compressor. Verificou-se que é necessário fazer diversos ajustes no impelidor projetado por Nascimento e sua equipe pois poderá haver problemas operacionais do compressor, principalmente o fato do ponto de projeto estar próximo ao *choke*. Normalmente um compressor de uma turbina a gás nunca é projetado para a sua melhor condição operacional, pois é necessário fazer o *match* com a turbina. Em geral, tanto o compressor quanto a turbina são projetados para que o conjunto opere na sua melhor condição. Mas existe o risco desse compressor ter problemas operacionais por causa da proximidade com o *choke*. Essa análise trouxe uma economia de tempo e diminuição dos custos envolvidos nesse desenvolvimento

pois não foi necessário construir um protótipo para se chegar a essas conclusões.

Outro benefício é a possibilidade de se fazer diferentes simulações para se avaliar o impacto de diversos parâmetros geométricos no desempenho do impelidor. Assim, pode-se fazer ajustes no projeto unidimensional antes de se construir um protótipo.

7.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Não foi possível realizar todas as investigações que uma ferramenta computacional do tipo CFD permite fazer. Por exemplo, pode-se levantar as perdas por atrito nas paredes do impelidor ou as perdas por recirculação interna devido a folga entre o impelidor e o *shroud* para os diversos casos estudados para se levantar a alteração dessas perdas para diferentes geometrias ou diferentes impelidores. Por isso, ficam algumas sugestões para se buscar a melhoria deste trabalho ou de trabalhos similares em projetos de turbomáquinas:

- Rodar todos os casos apresentados neste trabalho para diferentes rotações e vazões mássicas para sair da região próxima ao *choke*. Comparar os resultados obtidos para verificar se a conclusão é a mesma;
- Rodar todos os casos apresentados neste trabalho considerando as paredes do impelidor (pás e *hub*) e do *shroud* como sendo lisas. Esse procedimento elimina as perdas por atrito nas paredes. A diferença dos resultados mostrará qual o impacto das perdas por atrito no desempenho do impelidor;
- Repetir o item anterior mas considerando as perdas por atrito mas sem considerar que haja folga entre o impelidor e o *shroud*. A diferença dos resultados mostrará qual o impacto das perdas por recirculação interna na performance geral do impelidor
- Repetir o item anterior mas considerando as paredes lisas do impelidor e do *shroud* e sem folga entre o impelidor e o *shroud*. O resultado mostrará o impacto das perdas por turbulência.

Outra simulação que pode ser feita é inserir pás guias (*inlet guide vanes*) a montante do impelidor de forma a direcionar o escoamento relativo do gás na direção do ângulo de entrada do impelidor. Essa direção é função tanto da velocidade absoluta do gás quanto da velocidade periférica do olho do impelidor. Isso afeta diretamente o cálculo do *Head* de Euler, tendo como intuito o aumento do seu valor. O objetivo desse estudo será avaliar a influência das pás guias tanto nos cálculos paramétricos como na simulação em CFD.

A Revisão Bibliográfica mostrou a influência de alguns parâmetros termodinâmicos, principalmente o coeficiente isoentrópico, no desempenho de um compressor. Existem diversas linhas de pesquisa em andamento no mundo para mitigar a emissão de CO₂ nas usinas termoelétricas a gás natural. Uma dessas pesquisas prevê a recirculação de parte dos gases de exaustão para a admissão da turbina a gás, alterando o fluido de trabalho. Essa recirculação leva a uma diminuição do coeficiente isoentrópico, levando com isso a diminuição da pressão de descarga. Portanto, a expansão dos gases de exaustão na turbina será menor, diminuindo a geração de energia. Um estudo que poderá ser feito é avaliar qual a recirculação máxima dos gases de exaustão para a admissão mdo compressor de forma que a alteração do seu desempenho seja mínimo.

Outros estudos que são objeto de diversas pesquisas e desenvolvimentos é fazer essas simulações considerando regime transiente. Uma das características do escoamento turbulento é que o regime não é permanente. Essa simulação mostrará um resultado bem próximo da realidade.

Outras linhas de pesquisas levantadas na Revisão Bibliográfica é fazer simulações considerando a iteração fluido-estrutura e o uso de técnicas de otimização para a melhoria do projeto mecânico sem alterar muito o projeto aerodinâmico.

Referências Bibliográficas

- Asuaje, M., Bakir, F., Smaine, K., e Rey, R. (2004). Inverse design method for centrifugal impellers and comparison with numerical simulation tools. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, Volume 18(2):pp 101–110.
- Aungier, R. H. (2000). *Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis*. ASME press, New York.
- Bejan, A. (1988). *Advanced Engineering Thermodynamics*. Wiley, New York.
- Benini, A. e Toffolo, A. (2003a). Centrifugal compressor of a 100 kw microturbine: part 2 numerical study of impeller-diffuser interaction. In *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, 2003 Power for Land, Sea and Air*, páginas 1–7, Atlanta, Georgia, USA.
- Benini, A. e Toffolo, A. (2003b). Centrifugal compressor of a 100 kw microturbine: part 3 optimization of diffuser apparatus. In *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, 2003 Power for Land, Sea and Air*, páginas 1–8, Atlanta, Georgia, USA.
- Benini, A., Toffolo, A., e Lazzaretto, A. (2003). Centrifugal compressor of a 100 kw microturbine: part 1 experimental and numerical investigations on overall performance. In *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003, 2003 Power for Land, Sea and Air*, páginas 1–8, Atlanta, Georgia, USA.
- Bonaiuti, D., Arnone, A., Milani, A., e Baldassarre, L. (2003). Aerodynamic analysis of a multistage centrifugal compressor. In *Proceedings of ASME IGTI Turbo Expo, Junho de 2003*, páginas 1–13, Atlanta, Georgia, USA.
- Boussinesq, J. (1877). Essai sur la théorie des aux courantes. *Mem. Présentés Acad. Sci.*, 23:46.
- Bradshaw, P. (1996). Turbulence modeling with application to turbomachinery. *Prog. Aerospace Sci.*, 32:575–624.

- Came, P. M. e Robinson, C. J. (1999). Centrifugal compressor design. *IMechE*, 213, Parte C:139–155.
- Choi, Y. S. e Kang, S. H. (1999). Application of through-flow calculation to design and performance prediction of centrifugal compressor. *International Journal of Rotating Machinery*, 5(1):17–33.
- Cohen, H., Rogers, G. F. C., e Saravanamuttoo, H. I. H. (1972). *Gas Turbine Theory*. Longman Group Limited.
- Cumpsty, N. A., editor (1989). *Compressors aerodynamics*. Longman Scientific & Technical.
- Dalbert, P., Ribi, B., Kmeci, T., e Casey, M. V. (1999). Radial compressor design for industrial compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science*, 213(1):71–83.
- Dixon, S. L. (1998). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, USA, 4th edição. in SI/Metric units.
- Eckardt, D. (1980). Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers, part 1: Flow measurements using a laser velocimeter. *The 25th Annual International Gas Turbine Conference*, páginas 77–86.
- Elder, R. L. e Forster, C. P. (1986). Lecture notes centrifugal compressor.
- Falcão, A. F. O. (2002). Apostila sobre turbomáquinas.
- Gallimore, S. J. (1999). Axial flow compressor design. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 213:437–449.
- Giles, M. B. (1998). Some thoughts on exploiting cfd for turbomachinery design.
- Hirsch, C. e Demeulenaere, A. (2003). State of the art in the industrial cfd for turbomachinery flows. *QNET-CFD Network Newsletter*, 2(3):5–9.
- Ismail, K. A. R., Rosolen, C. V. A. G., Benevenuto, F. J., e Lucato, D. (1998). Small radial compressors: aerodynamic design and analysis. *International Journal of Rotating Machinery*, 4(3):189–200.
- Japikse, D. (1985). Assesment of single and two-zone modeling of centrifugal compressors. studies in component performance: Part 3.
- Japikse, D. (1996). Centrifugal compressor design and performance. In *Concepts ETI Inc.*, Vermont, USA.

- Johnston, J. P. e Dean Jr., R. C. (1966). Losses in vaneless diffusers of centrifugal compressors and pumps. analysis, experiment and design. *Trans. ASME, Journal Engineering for Power*, 88:49–62.
- Kundu, P. e Cohen, I. M. (2004). *Fluid Mechanics*. Elsevier Academic Press.
- Lakshminarayana, B. (1986). Turbulence modeling for complex shear flows. *AIAA*, 24(1900-1916).
- Li, Y. e Zheng, Q. (2006). Numerical simulation of a multistage radial inflow turbine. In *Proceedings of GT 2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air*, páginas 1–8, Barcelona, Espanha.
- Molinari, M. e Dawes, W. N. (2006). Review of evolution of compressor design process and future perspectives. *Proceedings IMechE, Journal Mechanical Science*, 220 part C:761–771.
- Nascimento, M. A. R., Venturini, O. J., Lora, E. E. S., Rodrigues, L. d. O., Carvalho, H. M., e Ramirez, G. A. S. (2007). Desenvolvimento de ferramentas computacionais e procedimentos para projeto aero-termodinâmico de compressores, turbinas e câmaras de combustão de microturbinas a gás.
- Nascimento, M. A. R., Venturini, O. J., Lora, E. E. S., Rodrigues, L. d. O., Carvalho, H. M., Ramirez, G. A. S., e Moura, N. R. (2008). Cycle selection and compressor design of 600 kw simple cycle gas turbine. In *ASME Turbo-Expo 2008*, Berlin.
- Neto, A. S. (2000). Apostila turbulência nos fluidos aplicada.
- Nicklaus, D., Croker, D. S., e Smith, C. E. (2002). Development of a lean direct fuel injector for low emission aero gas turbine. *ASME*.
- Oh, H. W., Yoon, E. S., e Chung, M. K. (1997). An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors. *IMechE*, 211, Part A:331–338.
- Performance Test Code on Compressors and Exhausters (1997), ASME-PTC-10.
- Oldrich, J. (2006). Research and development of flow part of centrifugal compressor. *PapierniĀka*, páginas 1–7.
- Orszag, S. A., Yakhot, V., Flannery, W., Boysan, F., Chouhury, D., Maruzewski, J., e Patel, B. (1993). Renormalization group modeling and turbulence simulations. In *Near-Wall Turbulent Flows*. Elsevier Science Publisher.
- Parente, J., Mori, G., e Croce, G. (2004). Micro gas turbine combustion chamber

- design and cfd analisys. In *ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, Vienna, Austria. GT2004.
- Pope, S. (2003). *Turbulent flows*. Cambridge University Press.
- Roberts, S. K. e Sjolander, S. A. (2005). Effect of the specific heat ratio on the aerodynamic performance of turbomachinery. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbine & Power*, 127:773–780.
- Rodgers, C. (1964). Typical performance characteristics of gas turbine radial compressors. *Journal of Enginering for Power, transaction ASME*, (86):161–175.
- Rodgers, C. (1978). A diffusion factor correlation for centrifugal impeller stalling.
- Rodgers, C. (1992). Centrifugal compressor design. In *Short course on Centrifugal Compressors*, Cranfield University.
- Rodrigues, P. S. B. (1991). *Compressores industriais*. Editora Didática e Científica LTDA.
- Rohne, K. H. e Banzhaf, M. (1991). Investigation of the flow at the exit of na unshrouded centrifugal impeller and comparison with the classical jet-wake theory. *Journal of Turbomachinery*, 113:654–659.
- S., J., K., H., e C., T. (2002). Modeling rotating swirling turbulent flows: a perpetual challenge. *AIAA*, 40(10):1984–1996.
- Schuster, P. e Schmidt-Eisenlohr, U. (1980). Flow field analysis of radial and back-swept centrifugal compressor impellers, part 2: Comparison of potential flow calculations and measurements. In *The 25th Annual International Gas Turbine Conference*, páginas 87–95, New Orleans, Louisiana.
- Shih, T. I. P. e Brereton, G. (2001). Turbulence modeling in simulation of gas-turbine flow and heat transfer. In *Heat Transfer in Gas Turbine Systems*, volume 934 de *Annals of the New York Academy of Sciences*, páginas 52–63.
- Silva Freire, A. P., Menut, P. P. M., e Su, J. (2002). *Turbulência*. Associação Brasileira de Ciências Mecânicas.
- Sloteman, D., Saad, A., e Cooper, P. (2001). Designing custom pump hydraulics using traditional methods. Paper FEDSM2001-18067.
- Stanitz, J. D. (1952a). Design considerations for mixed flow compressors with high flow rates per unit frontal area. *NACA RM E53A15*.

- Stanitz, J. D. (1952b). One-dimensional compressible flow in vaneless diffusers of radial- and mixed-flow centrifugal compressors, including effects of friction, heat transfer and area change. *NACA TN 2610*.
- Stodola, A. (1972). *Steam and Gas Turbines*. Mc Graw Hill.
- Su, J. (2005). Apostila introdução a modelos de turbulência.
- Vassiliev, V., Pirscher, A., Kostege, V., e Chernyshev, S. (2005). Cfd application in design of gt structural components. In *Proceedings of GT 2005, ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air*, páginas 1–13, Reno-Tahoe, Nevada, USA.
- Walsh, P. P. e Fletcher, P. (1998). *Gas Turbine Performance*. Blackwell Science Ltd.
- Whitfield, A. e Baines, N. C., editors (1990). *Design of Radial Turbomachines*. Longman Scientific and Technical.
- Wiesner, F. J. (1967). A review of slip factors for centrifugal compressors. *Trans. ASME J. Eng. Power*, 89:558–572.
- Wilcox, D. C. (1998). *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, La Cañana, CA, 2nd edição.
- Xu, C. (2007). Design experience and consideration for centrifugal compressor development. *Proc. IMechE Part G: Aerospace Engineering.*, 221:273–287.