

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**OTIMIZAÇÃO DO PROJETO E DO CANAL DE
PASSAGEM DO ROTOR E DO DIFUSOR DE UM
COMPRESSOR CENTRÍFUGO PARA TURBINA A
GÁS**

Autor: Elkin Ivan Gutiérrez Velásquez

Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento

Itajubá, Julho de 2013.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Elkin Ivan Gutiérrez Velásquez

**OTIMIZAÇÃO DO PROJETO E DO CANAL DE
PASSAGEM DO ROTOR E DO DIFUSOR DE UM
COMPRESSOR CENTRÍFUGO PARA TURBINA A
GÁS**

**Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
como parte dos requisitos para obtenção do Título de Doutor em Ciências
em Engenharia Mecânica.**

Área de Concentração: Conversão de Energia

Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento

Julho de 2013

Itajubá

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –
Bibliotecária Margareth Ribeiro- CRB_6/1700

G984o

Gutiérrez Velásquez, Ivan Elkin

Otimização do projeto e do canal de passagem do rotor e do difusor de um compressor centrífugo para turbina a gás / Elkin Ivan Gutiérrez Velásquez. -- Itajubá, (MG) : [s.n.], 2013.

154 p. : il.

Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento.
Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Turbomaquinaria. 2. CFD. 3. Optimização Multiobjetivo.
4. Compressor Centrífugo. I. Nascimento, Marco Antônio Rosa do, orient. II. Universidade Federal de Itajubá. III. Título.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Elkin Ivan Gutiérrez Velásquez

**OTIMIZAÇÃO DO PROJETO E DO CANAL DE
PASSAGEM DO ROTOR E DO DIFUSOR DE UM
COMPRESSOR CENTRÍFUGO PARA TURBINA A
GÁS**

Tese aprovada por banca examinadora em 18 de julho de 2013, conferindo ao autor o título de **Doutor em Ciências em Engenharia Mecânica**.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. José Carlos César Amorim – IME

Prof. Dr. Hélder Fernando de França Mendes Carneiro – ITA

Prof. Dr. Augusto Néilson Carvalho Viana – UNIFEI

Prof. Dr. Sebastião Simões da Cunha Júnior – UNIFEI

Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento – UNIFEI (Orientador)

Prof^a. Dr^a. Ana Lúcia Fernandes de Lima e Silva – UNIFEI (Presidente)

Dedicatória

*A mis padres,
por su amor, trabajo y sacrificios. (in memoriam)*

*A minha esposa Fernanda e a meu filho Juan David,
porque são a razão do meu existir.*

Agradecimentos

A minha esposa Fernanda e a meu filho Juan David pelo apoio, amor, paciência e compreensão nos momentos de ausência.

Ao orientador, Prof. Dr. Marco Antônio Rosa Nascimento pela orientação durante a execução deste trabalho.

Aos professores da Universidade Federal de Itajubá que me auxiliaram no desenvolvimento deste trabalho.

Aos colegas dos grupos GETEC e NEST pelo apoio e colaboração.

Aos meus irmãos e amigos pelo apoio incondicional.

Às fundações FAPEMIG, CNPq e CAPES pelo apoio financeiro.

*“All that is superfluous displeases God and Nature
All that displeases God and Nature is evil.”*

*“O que é supérfluo desagrada a Deus e à natureza,
e o que desagrada a Deus e à natureza é mau.”*

Dante Alighieri

Resumo

GUTIÉRREZ, E. I. V. (2013), *Otimização do projeto e do canal de passagem do rotor e do difusor de compressor centrífugo para turbina a gás*, Itajubá, 154p. Tese (Doutorado em Conversão de Energia) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Neste trabalho, um estudo visando determinar as características gerais ótimas de um compressor centrífugo em relação às dimensões e à forma do seu canal de passagem é apresentado. O objetivo básico é desenvolver uma metodologia de projeto e otimização da geometria do canal de passagem de um compressor centrífugo, baseada no uso de um algoritmo de Modelagem Unidimensional desenvolvido para tal fim, em uma série de simulações de *CFD*, em técnicas de otimização convencionais e em Metodologias de Superfície de Resposta. A metodologia desenvolvida apresentou-se como uma ferramenta apropriada para o aprimoramento de compressores centrífugos. Os resultados obtidos através do emprego da metodologia proposta permitem definir, de maneira precisa, a geometria de um compressor centrífugo, composto por rotor e difusor, possibilitando especificar tanto as dimensões gerais como os detalhes da forma e as dimensões do canal de passagem para as condições de projeto preestabelecidas.

Palavras-chave

Turbomaquinaria; *CFD*; Otimização Multiobjetivo; Compressor Centrífugo.

Abstract

GUTIÉRREZ, E. I. V. (2013), *Design and passage channel optimization of the impeller and the diffuser of a centrifugal compressor for engine gas turbine*, 154p. PhD. Thesis (Doctorate in Energy Conversion) – Mechanical Engineering Institute, Federal University of Itajubá.

In this work, a study to determine the optimal general characteristics of a centrifugal compressor in relation to the size and shape of its flow channel is presented. The basic objective was to develop a methodology for design and optimization of the geometry of a centrifugal compressor, based on the use of a One Dimensional Modeling algorithm developed for this purpose, on a series of *CFD* simulations, on conventional optimization techniques and on Response Surface Methodologies. The methodology is presented as a suitable tool for the enhancement of centrifugal compressors. The results achieved by employing the proposed methodology allowed to define, precisely, the geometry of a centrifugal compressor, comprised of a impeller and a diffuser, making it possible to specify both the overall dimensions and the details of the shape and dimensions of the flow channel for the design conditions previously established.

Keywords

Turbomachinery; *CFD*; Multi-objective Optimization; Centrifugal Compressor.

Sumário

Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas	x
Terminologia	xi
1 Introdução	1
1.1 Objetivos	3
1.2 Justificativa	3
1.3 Contribuição da tese	4
1.4 Organização do trabalho	5
2 Estado da arte	6
2.1 Publicações	7
2.2 Teses	12
2.3 Síntese do estado da arte	14
3 COMPRESSORES CENTRÍFUGOS	17
3.1 Definição de compressor	17
3.2 Tipos de compressores	17
3.2.1 Compressor de Deslocamento Positivo	17

	ii
3.2.2 Compressor Dinâmico	18
3.3 Compressor centrífugo	19
3.3.1 Aplicações de compressores centrífugos	20
3.3.2 Componentes do Compressor Centrífugo	21
3.3.3 Características do Compressor Centrífugo	23
3.3.4 Operação fora do ponto de projeto	29
3.3.5 Pás Ajustáveis	31
4 PROJETO DO COMPRESSOR CENTRIFUGO	33
4.1 Introdução	33
4.2 Projeto do Compressor Centrífugo	33
4.3 Análise preliminar de compressores centrífugos	34
4.3.1 Projeto do Rotor	35
4.3.2 Projeto do difusor	53
4.3.3 Avaliação das perdas	56
4.3.4 Correlações de perdas	60
4.3.5 Cálculo do número de pás	61
5 METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO	64
5.1 Introdução	64
5.2 Otimização 1D	65
5.3 Otimização 3D	71
5.3.1 Perfil meridional da pá	71
5.3.2 Ângulo de envolvimento θ	73

	iii
5.3.3 Comprimento axial do rotor	73
6 RESULTADOS E DISCUSSÃO	76
6.1 Avaliação dos resultados do código unidimensional	76
6.2 Otimização unidimensional	78
6.2.1 Exploração Preliminar	79
6.2.2 Exploração Simples	81
6.2.3 Seleção do projeto ótimo	88
6.3 Otimização 3D	94
6.3.1 Análise de <i>CFD</i>	94
6.3.2 Superfície de resposta	102
7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS	113
7.1 Conclusões do trabalho	113
7.2 Sugestões para próximos trabalhos	117
A OTIMIZAÇÃO	130
A.1 Introdução	130
A.2 Definições	131
A.3 Componentes básicos de um problema de otimização	131
A.4 Declaração de um problema de otimização	131
A.5 Classificação dos problemas de otimização	132
A.5.1 Classificação baseada na existência de restrições	132
A.5.2 Classificação com base na natureza das equações envolvidas	132
A.5.3 Classificação com base nos valores permissíveis das variáveis de decisão	133

A.5.4	Classificação baseada na natureza determinística das variáveis	133
A.5.5	Classificação com base no número de funções objetivo	134
A.6	Fases da Otimização	134
A.6.1	Exploração Preliminar	135
A.6.2	Otimização Simples	136
A.6.3	Refinação	137
B	PROGRAMA COMPUTACIONAL UNIDIMENSIONAL	138
B.1	Projeto do Rotor	140
B.2	Projeto do Difusor	145
C	PROJETOS AVALIADOS NA ETAPA DE OTIMIZAÇÃO 3D	149

Lista de Figuras

3.1	<i>Classificação dos compressores.</i>	18
3.2	<i>Principais componentes do compressor axial.</i>	19
3.3	<i>Compressor centrífugo de um estágio.</i>	20
3.4	<i>Vista esquemática do compressor centrífugo.</i>	22
3.5	<i>Desenvolvimento Velocidade/Pressão em um compressor centrífugo.</i>	23
3.6	<i>Estágio de compressor centrífugo.</i>	23
3.7	<i>Curva característica para um estágio de compressor.</i>	24
3.8	<i>Diagrama vetorial da velocidade do gás.</i>	24
3.9	<i>Efeito de uma alteração na vazão no diagrama vetorial do rotor.</i>	25
3.10	<i>Formas básicas da curva característica para compressores centrífugos.</i>	25
3.11	<i>Efeito do ângulo de descarga da pá do compressor centrífugo.</i>	26
3.12	<i>Condição de entupimento.</i>	26
3.13	<i>Escoamento através do difusor.</i>	28
3.14	<i>Stall rotativo.</i>	28
3.15	<i>Efeito das pás difusoras do difusor</i>	29
3.16	<i>Efeito da variação das condições de entrada para um compressor de estágio único.</i>	30
3.17	<i>Efeito da mudança de velocidade na forma da curva característica de um compressor.</i>	31

3.18	<i>Efeito da mudança na razão de volume.</i>	31
3.19	<i>Efeito do ajuste das pás difusoras de entrada num compressor centrífugo.</i>	32
4.1	<i>Estágio do compressor centrífugo e diagramas de velocidade na entrada e descarga do rotor</i>	34
4.2	<i>Diagrama entalpia–entropia do rotor.</i>	36
4.3	<i>Triângulos de velocidade na entrada do rotor</i>	37
4.4	<i>Triângulos de velocidade na descarga do rotor para infinito número de pás.</i>	38
4.5	<i>Triângulos de velocidade na descarga do rotor para número finito de pás</i>	39
4.6	<i>Contracorrentes relativas e velocidades resultantes em um canal radial.</i>	40
4.7	<i>Indutor do rotor.</i>	42
4.8	<i>Geometria do difusor.</i>	53
4.9	<i>Perdas de energia em um compressor centrífugo</i>	57
5.1	<i>Esquema da turbina a gás de ciclo Simplex usado para a simulação térmica do ponto de projeto.</i>	66
5.2	<i>Esquema empregado na otimização preliminar</i>	70
5.3	<i>Esquema da variação dos pontos de controle para a otimização do perfil meridional</i>	72
5.4	<i>Configuração de um rotor com diferentes valores do ângulo θ</i>	73
5.5	<i>Diferença entre perfis meridionais da pá com diferente comprimento</i>	73
5.6	<i>Esquema de otimização 3D</i>	75
6.1	<i>Comparação dos resultados simulados mediante CFD com os resultados experimentais de Krain (1994)</i>	78
6.2	<i>Gráfico de dispersão de eficiência isentrópica η_s vs. o número de Mach M_2 na Exploração Preliminar (EP)</i>	80

6.3	<i>Histórico de relações $r_{1s}r_2$</i>	81
6.4	<i>Gráfico de dispersão de eficiência isentrópica η_s versus o número de Mach M_2</i>	82
6.5	<i>Gráfico de efeitos principais sobre a eficiência isentrópica η_s</i>	84
6.6	<i>Gráfico de efeitos principais sobre o número de Mach na descarga do rotor M_2</i>	84
6.7	<i>Gráfico Student Global sobre as variáveis de resposta na Exploração Simples (ES)</i>	85
6.8	<i>Número de Mach M_2 vs. eficiência η_s vs. raio do rotor na descarga r_2 [m] vs. vazão de choque no rotor \dot{m}_I [kg/s]</i>	86
6.9	<i>Número de Mach M_2 vs. eficiência isentrópica η_s vs. Ângulo na descarga β_{b2} [°] vs. Razão de raios $r_{1s}r_2$</i>	87
6.10	<i>Número de Mach M_2 vs. eficiência isentrópica η_I vs. raio de descarga r_2 [m] vs. potência consumida pelo rotor \dot{W}_I [kW]</i>	88
6.11	<i>Número de Mach M_2 vs. eficiência isentrópica η_s vs. coeficiente de vazão φ vs. número de Mach relativo M'_1</i>	89
6.12	<i>Distribuição de pesos dos atributos de decisão para a escolha do projeto ótimo</i>	90
6.13	<i>Classificação dos projetos candidatos a projeto ótimo</i>	91
6.14	<i>Geometria do perfil meridional do estágio de um compressor centrífugo</i>	96
6.15	<i>Distribuição de ângulos de escoamento relativo ao longo da pá</i>	98
6.16	<i>Configuração das malhas da passagem rotor-difusor</i>	100
6.17	<i>Superfícies do canal de passagem do compressor centrífugo</i>	101
6.18	<i>Resíduos da etapa de treinamento. (a) eficiência isentrópica, (b) razão de pressão total e (c) vazão mássica.</i>	105
6.19	<i>Resíduos da etapa de validação. (a) eficiência isentrópica, (b) razão de pressão total e (c) vazão mássica.</i>	105
6.20	<i>Gráfico de dispersão de vazão mássica vs. eficiência isentrópica da otimização 3D.</i>	106

6.21	<i>Gráfico de dispersão de razão de pressão vs. eficiência isentrópica da otimização 3D.</i>	107
6.22	<i>Gráfico de dispersão de vazão mássica vs. razão de pressão da otimização 3D.</i>	107
6.23	<i>Tamanhos normalizados dos efeitos das variáveis de controle sobre os objetivos de projeto para todos os projetos avaliados</i>	110
6.24	<i>Tamanhos normalizados dos efeitos das variáveis de controle sobre os objetivos de projeto para os projetos que apresentaram desvios nas condições de projeto inferiores a 5%.</i>	111
B.1	<i>Geometria básica de um compressor centrífugo (rotor - difusor).</i>	139
B.2	<i>Geometria do rotor do compressor centrífugo.</i>	140
B.3	<i>Geometria do difusor do compressor centrífugo.</i>	145

Lista de Tabelas

2.1	<i>Estado da arte. Otimização.</i>	15
2.2	<i>Estado da arte: Compressores centrífugos.</i>	16
4.1	<i>Perdas por folgas</i>	60
4.2	<i>Perdas por atrito no disco</i>	61
4.3	<i>Perdas por recirculação</i>	61
4.4	<i>Outras perdas</i>	62
4.5	<i>Número de pás em rotores centrífugos</i>	63
5.1	<i>Dados de entrada utilizados para a simulação térmica no ponto do projeto</i>	66
5.2	<i>Resultados da simulação do ciclo térmico para o ponto de projeto</i>	67
5.3	<i>Deslocamentos dos pontos de controle que definem o perfil meridional das pás</i>	72
5.4	<i>Configuração do algoritmo MOPSO empregado na otimização 3D</i>	74
5.5	<i>Espaço de busca das variáveis de controle da otimização 3D</i>	75
6.1	<i>Geometria do rotor empregado na validação</i>	77
6.2	<i>Projeto do compressor centrífugo avaliado experimentalmente</i>	77
6.3	<i>Espaço de busca das variáveis de controle da EP</i>	79
6.4	<i>Variáveis e objetivos de projeto no Frente Ótima de Pareto – Pareto-Optimal Front (FOP) da EP</i>	81

6.5	<i>Espaço de busca na otimização simples</i>	82
6.6	<i>Variáveis e objetivos de projeto no FOP da Exploração simples</i>	83
6.7	<i>Pesos aplicados aos atributos de decisão</i>	91
6.8	<i>Avaliação dos projetos candidatos a projeto ótimo</i>	92
6.9	<i>Dados de entrada para o Código Unidimensional para Cálculo de Compressores Centrífugos (CUC3) do projeto ótimo</i>	92
6.10	<i>Parâmetros adimensionais e características gerais do projeto 3686</i>	93
6.11	<i>Valores calculados para o rotor pelo CUC3 do projeto 3686</i>	93
6.12	<i>Valores calculados para o difusor pelo CUC3 do projeto ótimo</i>	94
6.13	<i>Parâmetros do projeto ótimo.</i>	98
6.14	<i>Condições de contorno na entrada e na saída empregadas nas simulações de Dinâmica de Fluidos Computacional – Computational Fluid Dynamics (CFD)</i>	102
6.15	<i>Avaliação das simulações de CFD.</i>	102
6.16	<i>Resultados de desempenho obtidos pelas simulações com classificação A e B</i>	103
6.17	<i>Projetos empregados para o treino e a validação da Rede Neural Artificial – Artificial Neural Network (ANN)</i>	104
6.18	<i>Valores das variáveis de controle dos projetos avaliados</i>	108
6.19	<i>Comparação entre os valores estimados pelas correlações da RMS e os valores obtidos mediante simulações de CFD.</i>	109
C.1	<i>Valores impostos às variáveis de controle dos projetos avaliados</i>	149

Terminologia

Caracteres latinos

\dot{V}	Vazão volumétrica (m ³ /s)
\dot{W}	Potência (W)
\dot{m}	Vazão em massa (kg/s)
A	Área (m ²)
a	Velocidade do som (m/s)
b	Largura, profundidade da passagem (m)
C	Velocidade absoluta do gás (m/s)
D	Diâmetro (m)
d	Difusor
g	Aceleração da gravidade (m/s ²)
H	Altura (m)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
i	Rotor
k	Razão de calores específicos
l	Comprimento da pá ou palheta (m)
M	Número de <i>Mach</i>
m	Massa (kg)

p	Pressão (N/m ²)
R	Constante do gás (J/kg.K)
r	Raio (m)
T	Temperatura absoluta (K)
t	Passo entre pás
U	Velocidade tangencial (m/s)
W	Velocidade relativa do gás (m/s)
Z	Número de pás

Caracteres gregos

α	Ângulo de escoamento absoluto (graus)
β	Ângulo de escoamento relativo (graus)
η	Eficiência
λ	Fator de incidência
μ	Fator de Escorregamento, viscosidade dinâmica ou absoluta (Pa.s)
ν	Viscosidade cinemática(m ² /s ²)
Ω	Rotação (rps)
ω	Rotação (rpm)
ϕ	Coefficiente de volume
ρ	Massa específica (kg/m ³)
ρ^*	Raio da pá (m)
θ	Vazão em massa adimensional, ângulo de envolvimento
v	Razão de raios na entrada do rotor
φ	Coefficiente de vazão
ϑ	Ângulo de abertura do difusor

Superescritos

' Relativo

Subscritos

0 Condição de estagnação
 1 Condição do fluido na entrada do rotor
 2 Condição do fluido na saída do rotor
 4 Condição do fluido na entrada do difusor
 5 Condição do fluido na garganta do difusor
 6 Condição do fluido na saída do difusor
 θ Direção circunferencial
 c Choque
 d Difusor
 h Raiz (hub)
 i Rotor
 m Meridional, médio
 s Ponta (Shroud)

Abreviaturas

C_p Calor específico à pressão constante (kJ/kg K)
 Re Número de *Reynolds*
 rms Raiz média quadrática (*root mean square*)
 RP Razão de pressão
 rpm Rotações por minuto
 rps Rotações por segundo

Siglas

ANN Rede Neural Artificial – *Artificial Neural Network* x, 7, 11, 13, 14, 16, 104, 109, 110

CFD Dinâmica de Fluidos Computacional – *Computational Fluid Dynamics* vi, x, 2–11, 13, 14, 16, 64, 74, 77, 78, 94, 95, 97, 99, 102, 106, 109, 110, 112, 113, 116, 152

CRS Algoritmo de Busca Aleatória Controlada – *Controlled Random Search* 12, 13

CUC3 Código Unidimensional para Cálculo de Compressores Centrífugos x, 65, 67, 68, 70, 76–78, 91–94, 97, 109, 113, 115, 138

RMS Raiz média quadrática (*root mean square*) 45

MCDM Critério de Tomada de Decisão – *Multi Criteria Decision Making* 88, 90

DOE Planejamento de Experimentos – *Design of Experiments* 11, 69, 74, 79–81, 135

EA Algoritmo Evolutivo – *Evolutionary Algorithm* 9–12, 16

EP Exploração Preliminar vi, ix, 79–81, 114

ES Exploração Simples vii, 79, 82, 83, 85, 114

FC Fatorial Completo 69, 79, 81, 136

FFNN Rede Neural de Alimentação Antecipada – *Feed-forward Neural Network* 14

GA Algoritmo Genético – *Genetic Algorithm* 7–11, 13, 14, 16

GBA Algoritmo Baseado no Gradiente – *Gradient Based Algorithm* 8, 9, 16

IME Instituto Militar de Engenharia 3

ITA Instituto Tecnológico de Aeronáutica 3

LHS Amostragem por Hipercubo Latino – *Latin Hypercube Sampling* 11, 12

LL Aprendizagem Preguiçosa – *Lazy Learning* 9

MO Otimização Multiobjetivo – *Multi-objective Optimization* 9, 14

MOP Problema de Otimização Multiobjetivo – *Multi-objective Optimization Problem* 8, 10, 11

NPSH Altura Positiva Líquida de Sucção – *Net Positive Suction Head* 7

- NSGA** Algoritmo Genético de ordenamento não dominado – *Non-dominated Sorting Genetic Algorithm* 10–13, 16, 137
- FOP** Frente Ótima de Pareto – *Pareto-Optimal Front* ix, x, 10–12, 80–83, 86–89, 91
- RANS** Equações de Navier-Stokes – *Reynolds-Averaged Navier-Stokes* 6–11, 13
- RBDO** Projeto Ótimo Baseado Em Confiabilidade – *Reliability-Based Design Optimization* 9
- RBFN** Rede de Funções de Base Radial – *Radial Basis Function Network* 14, 74, 104
- RSM** Metodologia de Superfície de Resposta – *Response Surface Methodology* x, 9, 11, 16, 74, 76, 98, 102, 109, 110, 115, 116, 135
- SOP** Problema de Otimização de Único-Objetivo – *Single-objective Optimization Problem* 10, 14
- SQP** Programação Sequencial Quadrática – *Sequential Quadratic Programming* 7, 9, 12, 13, 16
- SST** Transporte de Tensão de Cisalhamento – *Shear Stress Transport* 11
- t-test** Teste t de Student – *Student's t-test* 83, 84, 110
- UNIFEI** Universidade Federal de Itajubá 6

Capítulo 1

Introdução

O termo geração termelétrica se refere ao processo de geração de eletricidade a partir de fontes de calor. A principal vantagem da energia térmica é que ela pode fornecer energia contínua e de forma confiável. A energia térmica pode ser produzida a partir da queima de combustíveis (tais como carvão, óleo, gás, madeira); pode ser tomada de uma fonte de energia geotérmica ou produzida através de reações nucleares.

A geração de energia a partir de turbinas a gás é uma parte importante e crescente da indústria de geração de energia. Por conseguinte, existe uma necessidade contínua para melhorar a eficiência deste tipo de sistemas, juntamente com a urgente necessidade de reduzir as emissões tóxicas e nocivas.

A utilização de turbinas a gás para a geração de energia tem aumentado nos últimos anos e é provável que continue a aumentar especialmente para sistemas de energia distribuída. As turbinas a gás aproveitam os méritos relativos das turbinas a vapor e dos motores a diesel: menor peso por unidade de potência, capacidade de utilizar diferentes combustíveis, baixo custo de manutenção, baixos níveis de vibração, baixo custo de aquisição, tamanho compacto, curto prazo de entrega, alta flexibilidade e confiabilidade, rápido tempo de partida, menor mão de obra e bom desempenho ambiental (Pilavachi, 2000). Por tanto, a tecnologia das turbinas a gás é essencial para o futuro, proporcionando, com relação a outras tecnologias (como por exemplo biomassa e carvão), uma maneira mais limpa, eficiente e de baixo custo para geração de energia a partir de sistemas de geração distribuída possibilitando, assim, a coprodução de energia em centrais de ciclo combinado.

As turbinas a gás de pequeno porte, com potências que se situam entre 30 kW e 250 kW,

são chamadas de microturbinas (ICF, 2008). Estas estão dotadas de geradores de alta velocidade de imã permanente que podem girar à mesma velocidade que as turbinas a gás convencionais e, por isso, podem acoplar-se diretamente sem necessidade de dispor de um sistema de caixa de engrenagens. As microturbinas são uma classe emergente de tecnologia global de geração de energia. Elas desempenham um papel importante na evolução dos sistemas de geração de energia tanto em nível isolado quanto em interconexões de rede. As microturbinas são compostas por um gerador, um compressor, uma câmara de combustão, uma turbina de expansão e um conversor de frequência que funcionam em conjunto para gerar energia pronta para utilização em pequena escala. As microturbinas permitem aos usuários de energia em pequena escala gerar sua própria eletricidade para garantir fornecimento de energia mesmo em períodos de pico de carga e, também, quando se originam quedas de abastecimento elétrico.

Consequentemente, nos últimos anos, tem havido significativos esforços para melhorar o desempenho aerodinâmico das turbomáquinas, principalmente naquelas aplicadas a centrais elétricas e máquinas industriais, onde os níveis de consumo de energia são mais elevados.

Ha uma busca constante pela melhoria do desempenho dos diversos componentes das turbomáquinas, e também pela redução no custo de desenvolvimento dos mesmos. Nos últimos anos, se tem alcançado uma importante melhoria no desenvolvimento dos processos de projeto e otimização baseados em técnicas de Dinâmica de Fluidos Computacional – *Computational Fluid Dynamics (CFD)*.

No entanto, o projeto das turbomáquinas exige um entendimento detalhado dos fenômenos físicos de todos os componentes individualmente e das turbomáquinas como um todo. Deste modo, o que permitirá incluir estas tecnologias no futuro serão os avanços em modelagem matemática e ferramentas computacionais. Assim, os projetos de turbinas a gás poderão ser diminuídos em tempo e em custo, fundamentalmente, por uma ampla aplicação de simulações numéricas de dinâmica de fluidos, transferência de calor, resistência dos materiais e processos de combustão.

Historicamente, o desenvolvimento das turbinas a gás está direcionado para a melhoria de sua capacidade, eficiência e economia, o que depende do desempenho individual de cada um de seus componentes, sendo o compressor um dos mais importantes.

No entanto, o escoamento real do compressor é muito complexo para ser tratado analiticamente, razão pela qual, muitas formulações empíricas e outras hipóteses simplificadoras são usualmente adotadas para projetar ou prever o seu desempenho.

Atualmente, as técnicas computacionais baseadas em *CFD* são altamente empregadas na análise dos escoamentos internos com a finalidade de minimizar perdas de pressão total. Por isso, os processos de otimização que visam melhorar as características de tais escoamentos têm se convertido em uma questão importante e de atualidade.

O presente trabalho propõe o desenvolvimento de um método para a concepção e posterior otimização da geometria do canal de passagem e do compressor centrífugo em geral. O método é baseado no uso de um algoritmo de modelagem unidimensional, simulações de *CFD* (3D) e técnicas de otimização.

1.1 Objetivos

O objetivo deste estudo é desenvolver uma metodologia e procedimentos de otimização que permitam aperfeiçoar o projeto e o canal de passagem do rotor e do difusor de um compressor centrífugo para turbina a gás, visando atingir o melhor desempenho aerodinâmico.

Com a finalidade de alcançar o objetivo geral proposto, pretende-se atingir os seguintes objetivos específicos:

1. Desenvolver um programa computacional para o dimensionamento baseado em um modelo 1D de um compressor centrífugo para turbina a gás, que permita prever seu desempenho com a finalidade de determinar o melhor ajuste das dimensões do compressor para um desempenho ótimo.
2. Realizar validação dos resultados com dados experimentais tomados da literatura.
3. Comparar os resultados do programa desenvolvido com simulações numéricas de *CFD*.
4. Aplicar uma técnica de otimização apropriada que permita determinar as dimensões adequada para um caso de estudo dado.
5. Estabelecer uma rotina de otimização do canal de passagem mediante a utilização de um aplicativo de *CFD*.
6. Avaliar diferentes geometrias para um caso.

1.2 Justificativa

A turbina a gás pode ser considerada uma das mais importantes invenções dos últimos séculos dentro do conceito da engenharia. Hoje, porém, existem outras invenções que podem vir a se

sobreporem dentro do aspecto de geração de energia elétrica como o conceito de célula de combustível, o que ainda não é comercialmente viável devido ao alto custo dos seus componentes. Associado a este fato, à crise energética e às questões ambientais, grandes complexos industriais foram obrigados a desenvolverem equipamentos compactos que possam ser alimentados por combustíveis com ampla faixa de variação de poder calorífico. Para satisfazer a esta necessidade, uma das tecnologias que pode ser empregada com baixo índice de emissão de poluentes e baixos custos de manutenção são as turbinas a gás de até 2MW. Os combustíveis de baixo poder calorífico requerem a modificação de distintos componentes da turbina a gás. Entre eles está o compressor, que necessita alterar a vazão em massa de ar para valores menores e isto exige reprojeter seus componentes. Por outro lado, os métodos de otimização aerodinâmica estão se tornando muito atrativos, já que eles podem reduzir significativamente o tempo do ciclo do projeto. Até pouco tempo, os pesquisadores realizavam seus projetos com base na otimização experimental. Com o melhoramento das técnicas de *CFD* e graças às melhoras tecnológicas na área da computação, a otimização baseada em simulação numérica está se tornando cada vez mais acessível e popular. Isto é devido ao fato de que as técnicas de otimização oferecem um controle direto sobre os parâmetros de desempenho como é demonstrado em diversos trabalhos (Perdichizzi e Savini, 1985; Keskin e Bestle, 2006; Egartner, 2000; Sommer e Bestle, 2011).

1.3 Contribuição da tese

Neste trabalho é desenvolvida uma metodologia de otimização de projeto que permitirá gerar um projeto do conjunto rotor-difusor otimizado de um compressor centrífugo. A metodologia compreende o processo de concepção das fases conceituais iniciais e a fase de projeto preliminar. Os estudos de projeto disponíveis na literatura geralmente se concentram no processo de projeto detalhado, que envolve principalmente a aplicação de procedimentos de *CFD* e suas validações, porém não há informação suficiente sobre como criar e otimizar um compressor, desde o início até o fim, de maneira que se envolva tanto as dimensões gerais dos componentes como os detalhes da geração das respectivas passagens de escoamento.

Portanto, este estudo irá fornecer uma metodologia que permitirá melhorar o desempenho do compressor buscando reduzir custos no processo de projeto. Alternativamente, esta metodologia proverá mecanismos pelos quais se poderão projetar componentes mais eficientes facilitando a tomada de decisões e visando a modificação ou substituição dos componentes dos compressores centrífugos preexistentes.

1.4 Organização do trabalho

Esta tese está estruturada, além deste primeiro Capítulo introdutório, em seis capítulos, como é descrito a seguir.

No Capítulo 2 é apresentada a revisão bibliográfica das últimas décadas, que ilustra as tendências da aplicação das técnicas de otimização baseadas no uso de *CFD* e sua aplicação nas turbomáquinas.

No Capítulo 3 é mostrada a classificação dos compressores a gás e é descrito o princípio de funcionamento dos compressores dinâmicos empregados nas turbinas a gás, prestando especial atenção às características e aos componentes dos compressores centrífugos.

No Capítulo 4 são apresentadas algumas informações e restrições que devem ser avaliados durante o processo de projeto preliminar dos dois principais componentes de um compressor centrífugo, rotor e difusor.

No Capítulo 5 é descrita a metodologia de otimização empregada no presente trabalho com a finalidade de se obter um conjunto rotor-difusor otimizado.

No Capítulo 6 são apresentados e discutidos os resultados obtidos a partir da metodologia proposta no Capítulo anterior.

Finalmente no Capítulo 7 são apresentadas as conclusões desta tese e algumas sugestões para o desenvolvimento de trabalhos futuros visando dar continuidade ao presente estudo.

Capítulo 2

Estado da arte

Antes de 1990, os projetos industriais de turbomáquinas foram realizados principalmente por meio de ferramentas de predição de desempenho *1D*, *2D* ou *quase-3D*, que formulavam de maneira simplificada as equações de escoamento de fluidos como mostram os trabalhos de Hirsch e Warzee (1979); Giles e Drela (1987); Nakahashi et al. (1987). Depois, durante a década de 1990, os métodos de análise de Equações de Navier-Stokes – *Reynolds-Averaged Navier-Stokes* (*RANS*) estiveram disponíveis graças a importantes melhorias obtidas tanto em hardware quanto em software comercial de *CFD*, que incorporou técnicas numéricas avançadas (Demeulenaere et al., 1997; Dilin et al., 1998) e que influenciou para que, na indústria, muitas abordagens experimentais fossem substituídas por análises de *CFD* durante este período, o que resultou, na segunda metade da década de 1990, no uso das técnicas de otimização numérica que combinavam códigos de *CFD* e métodos de otimização.

A seguir, é apresentada uma revisão cronológica das últimas duas décadas que ilustra as tendências da aplicação das técnicas de otimização baseadas no uso de Dinâmica de Fluidos Computacional – *Computational Fluid Dynamics* (*CFD*) na área das turbomáquinas dando ênfase à aplicação de compressores para turbinas a gás. Esta revisão está dividida em duas partes. Na primeira, serão apresentadas algumas das publicações mais relevantes encontradas na literatura aberta e, na segunda, serão mencionadas algumas teses tanto internacionais quanto nacionais referentes ao tema de otimização em turbomáquinas, fazendo um seguimento detalhado dos trabalhos realizados na Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI) acerca do tema das técnicas de otimização em turbomáquinas.

2.1 Publicações

Dalbert e Gyarmathy (1993) usaram um solucionador *RANS 3D*, para estudar os fenômenos presentes no interior de um difusor de pás e demonstraram a capacidade das análises de *CFD* para capturar os complexos fenômenos do escoamento que não podiam ser vistos experimentalmente.

Dawes (1995) fez previsões mediante um solucionador *RANS 3D* para determinar o desempenho de uma passagem rotor-difusor e, embora os modelos de turbulência utilizados não tivessem sido projetados para operar com os gradientes adversos de pressão típicos dos difusores, os resultados mostraram um bom ajuste com respeito aos dados experimentais.

Pierrt e Van den Braembussche (1998) desenvolveram um sistema de projeto de pás que empregava *RANS* e Redes Neurais Artificiais – *Artificial Neural Networks (ANNs)*. O sistema recolheu os resultados de numerosas simulações em um banco de dados, a partir do qual foi escolhido o melhor candidato mediante o uso de uma *ANN*. O objetivo deste projeto foi a obtenção de configurações *2D* de turbomáquinas axiais.

Sun e Elder (1998) utilizaram uma metodologia numérica para otimização de um estator escalonado (*stator stagger*) em um compressor de escoamento axial de múltiplos estágios. A metodologia foi incorporada a um programa na linguagem de programação FORTRAN® que foi validado utilizando dados de um compressor de sete estágios, com pás difusoras de geometria variável de forma escalonada. Os resultados demonstraram estabilidade e rápida convergência numérica.

Dennis et al. (1999) aplicaram um Algoritmo Genético – *Genetic Algorithm (GA)* e Programação Sequencial Quadrática – *Sequential Quadratic Programming (SQP)* para realizar a otimização global do projeto de um aerofólio *2D* axial. Apesar de uma significativa perda de pressão total, o objetivo foi alcançado.

Oh e Chung (1999) desenvolveram um código para projeto de bombas centrífugas e determinação das variáveis geométricas e dinâmicas do escoamento sob apropriadas restrições de projeto. O problema de otimização foi formulado com uma função objetivo não linear para minimizar as perdas, a Altura Positiva Líquida de Sucção – *Net Positive Suction Head (NPSH)* necessária e o custo da bomba, dependendo da ponderação dos fatores escolhidos como compromisso de projeto.

Fan et al. (2000) utilizaram uma abordagem de projeto multiponto de aerofólios aplicados

em engenharia aeronáutica para o projeto de difusores de compressores centrífugos. Neste estudo, foram usados *GAs* para resolver o problema multiponto aplicado a um difusor em cascata. Os resultados numéricos mostraram que um grupo de perfis de pás ótimos pode ser obtido, a partir do qual, o projetista pode selecionar a condição de projeto que ofereça o melhor comportamento.

Benini e Tournlidakis (2001) usaram um procedimento de otimização *3D* de difusores sem pás para compressores centrífugos, com base no acoplamento de um *GA* e no aplicativo comercial *TASCflow*®. O objetivo da otimização foi encontrar a combinação dos parâmetros geométricos do difusor que garanta, para uma condição de funcionamento do rotor, a máxima recuperação da pressão com o mínimo de perdas. A eficácia do método foi demonstrada comparando o desempenho de um difusor de pás real com os de uma série de difusores otimizados para a eficiência e a recuperação da pressão.

Oyama e Liou (2003) abordaram um típico Problema de Otimização Multiobjetivo – *Multi-objective Optimization Problem (MOP)* de um compressor axial multiestágio envolvendo alguns objetivos concorrentes, como a maximização da eficiência, da relação de pressão total, da vazão mássica, e da durabilidade, além da minimização do peso.

Ebaid e Al-Hamdan (2004) descrevem o projeto do rotor de uma turbina baseado no uso de uma técnica de otimização não linear para otimizar as principais dimensões do rotor, incluindo o número ideal de pás. Uma abordagem de velocidade média de escoamento foi usada para determinar o comprimento axial ideal da passagem do escoamento. Adicionalmente, análises térmicas e de vibrações foram realizadas para atender às considerações mecânicas do projeto.

Kämmerer et al. (2004) desenvolveram um método *3D* para a otimização da geometria das pás de uma turbina. O método é baseado em simulações de escoamento e Algoritmos Baseados no Gradiente (*GBAs*). A abordagem utiliza algumas dimensões geométricas parametrizadas da pá como variáveis para o problema de otimização, além de algumas restrições, a fim de garantir os requisitos de resfriamento, fundição e usinagem das pás. A função objetivo do problema de otimização é calculada por meio de um solucionador *RANS 3D*. As Equações de *RANS* são incorporadas ao método numérico do solucionador, permitindo os cálculos de sensibilidade. Simulações de vazão e cálculos de sensibilidade são apresentadas para diferentes casos de teste. A validação das sensibilidades foi feita por meio de códigos de diferenças finitas.

Asuaje et al. (2005) desenvolveram uma ferramenta para projeto e análise de desempenho de bombas centrífugas, o que facilita o projeto de novas bombas e melhora as já existentes. Mediante esta ferramenta, realizaram uma análise *2D* em combinação com ferramentas de *CFD* com

a finalidade de obter uma melhor compreensão dos fenômenos físicos no interior de uma bomba centrífuga.

Martelli et al. (2005) otimizaram um rotor centrífugo de baixo coeficiente de atrito por meio de um programa de busca automática inteligente. O procedimento consiste de um algoritmo *SQP* acoplado a um algoritmo de Aprendizagem Preguiçosa – *Lazy Learning (LL)* para agilizar o processo. O rotor foi representado por 25 parâmetros geométricos que descrevem a geometria das pás. A otimização foi realizada visando maximizar a eficiência politrópica do rotor.

Wang et al. (2006) investigaram a aplicação do método *Kriging* na otimização de um rotor centrífugo industrial típico. Mediante este estudo, a eficiência isentrópica no ponto de projeto foi aumentada em 2,49 % e uma evidente melhoria foi conseguida no escoamento do rotor.

Keskin e Bestle (2006) empregaram diferentes algoritmos determinísticos e estocásticos para automatizar o projeto de um compressor axial da *Rolls-Royce* mediante Otimização Multiobjetivo – *Multi-objective Optimization (MO)* buscando alcançar máxima eficiência, máxima margem de *surge* e máxima razão de pressão.

Nataraj e Arunachalam (2006) usaram uma metodologia de pesquisa para bombas centrífugas por meio do conceito de projeto paramétrico de *Taguchi*. O objetivo foi encontrar o projeto do rotor e a geometria ótima da bomba. Uma análise de *CFD* foi feita para saber como varia o padrão de escoamento do rotor quando a bomba é operada em diferentes condições. A análise de *CFD* concordou com a previsão dos resultados experimentais.

Lian e Kim (2006) propuseram um método de Projeto Ótimo Baseado Em Confiabilidade – *Reliability-Based Design Optimization (RBDO)* para problemas de cálculo complexo por meio de um *GA* para facilitar a *MO*. O método foi empregado para otimizar a pá de um rotor transônico. Os resultados numéricos mostraram que, com a abordagem proposta, se melhorou o desempenho aerodinâmico e seu peso foi diminuído.

Chen et al. (2007) aperfeiçoaram as pás de um rotor de um compressor transônico combinando um gerador de pás *3D*, um solucionador *RANS*, um método de parametrização de pás baseada em *GBA* e uma Metodologia de Superfície de Resposta – *Response Surface Methodology (RSM)*, obtendo um incremento na eficiência adiabática de 1,73%.

Valakos et al. (2007) desenvolveram uma metodologia baseada em Algoritmos Evolutivos (*EAs*) para a otimização do perfil meridional de um rotor de compressor centrífugo, objetivando a minimização do máximo esforço pelo *Critério de Von Mises*. O algoritmo de otimização trabalha

de forma combinada com CATIA® para a otimização da forma da geometria. A geometria resultante do processo de otimização mostrou uma redução na tensão máxima de 68% em relação à geometria de referência.

Uma abordagem de otimização das pás de um rotor centrífugo foi desenvolvida e aplicada para a concepção de um rotor 3D por Shu et al. (2007). A abordagem considerou diferentes objetivos geométricos, aerodinâmicos e mecânicos, mediante a aplicação de análise de CFD e GA. Como resultado, obteve-se uma melhoria na eficiência isentrópica do rotor de 2,5%.

Casey et al. (2008) desenvolveram uma ferramenta para auxiliar no projeto de um sistema integrado de escoamento radial para rotores. A ferramenta de projeto toma os resultados de um projeto preliminar 1D e usa essa geometria para definir a geometria parametrizada da pá que incorpora características necessárias para se obter uma baixa tensão mecânica e uma fabricação simples, minimizando a vazão de combustível da turbina.

Samad e Kim (2008) abordaram um MOP de uma pá de compressor axial. O estudo foi realizado através de GA por meio de um Algoritmo Genético de ordenamento não dominado – *Non-dominated Sorting Genetic Algorithm (NSGA)*, com pressão total e eficiência adiabática como funções objetivo. Um solucionador RANS foi usado para obter pressão total e eficiência máximas no compressor. As funções objetivo foram usadas para gerar o Frente Ótima de Pareto – *Pareto-Optimal Front (FOP)*. As variáveis de controle foram a espessura e a inclinação da pá, através de curvas de *Bézier*. No caso estudado, a eficiência e a pressão total foram aumentadas em 1,76% e 0,41%, respectivamente.

Bartold e Joos (2008) apresentaram o desenvolvimento e a aplicação de um método de otimização para o projeto aerodinâmico de rotores centrífugos, mediante a utilização de um EA. No método empregado, a geometria do rotor centrífugo é descrita através de curvas *B-spline*. O método introduzido é usado para reprojeter um rotor existente com o objetivo de maximizar a eficiência isentrópica em um ponto fixo de operação, a qual é calculada usando um solucionador RANS 3D. Os resultados mostraram que o método apresentado oferece um novo projeto do rotor melhor do que o original em relação ao objetivo específico.

Benini e Cenzon (2009) desenvolveram um código 1D na linha média para predição do desempenho de turbobombas de pequeno a médio porte (3-40 kW). Mediante a aplicação de técnicas de *Otimização de Único-Objetivo*, um EA foi utilizado para abordar um amplo espaço de busca. A precisão do modelo foi finalmente demonstrada por meio de uma comparação entre os dados simulados e o desempenho real da bomba.

Boukeraa e Ghenaïet (2010) empregaram uma abordagem de *FOP* para projetar o turbo propulsor de melhor desempenho a partir de quatro configurações disponíveis. No *MOP*, o consumo específico de combustível foi minimizado e a potência específica foi maximizada. Para este propósito, foi usado um *NSGA*. Superfícies de resposta, que representam os conjuntos de soluções alternativas com base no *FOP*, foram obtidas.

Wang e Xi (2010) apresentaram um projeto de otimização, baseado em *CFD*, da pá do rotor de um compressor centrífugo com baixo coeficiente de escoamento mediante a aplicação de *GA*. Uma parametrização geométrica foi realizada usando curvas *B-spline* para definir a distribuição dos ângulos das pás do rotor. Como resultado, obteve-se um melhor desempenho aerodinâmico no rotor otimizado.

Kim et al. (2010a) aperfeiçoaram um rotor de compressor centrífugo mediante um *EA* híbrido. As equações foram resolvidas mediante um solucionador *RANS* com o modelo de turbulência Transporte de Tensão de Cisalhamento – *Shear Stress Transport (SST)*. As funções objetivo foram a eficiência isentrópica e a relação de pressão total. A validação dos resultados numéricos foi realizada através de dados experimentais. Os valores das funções objetivo foram avaliados numericamente, por meio de análises *RANS*, em pontos que foram selecionados através de um *Planejamento de Experimentos – Design of Experiments (DOE)* mediante Amostragem por Hipercubo Latino – *Latin Hypercube Sampling (LHS)*. O *GA* usado para a otimização foi o *NSGA*.

Kim et al. (2010b) apresentaram um procedimento para a otimização do projeto de um compressor centrífugo composto por um rotor centrífugo, um difusor sem pás e uma voluta, mediante técnicas de otimização baseadas em *ANN*. O *DOE LHS* foi usado para gerar trinta pontos amostrais no espaço de projeto. Um solucionador *RANS 3D* com o modelo de turbulência *SST* usando volumes finitos em malhas hexaédricas foi empregado para avaliar a relação de pressão total-total como função objetivo. Como resultado do estudo, o coeficiente de escoamento foi otimizado em 2,46% e as relações de pressão total-total nos pontos fora do projeto também foram melhoradas significativamente.

Chaitanya et al. (2011) modelaram um *MOP* do estágio de um compressor axial com três funções objetivo (eficiência do estágio, área de entrada e margem de *Stall*) e cinco variáveis de controle (diâmetro médio do estágio, ângulo na entrada do rotor, coeficiente de vazão, rotação e relação de raios raiz/ponta). O algoritmo *NSGA* foi empregado e os resultados foram analisados mediante *FOP*.

A otimização do rotor de um compressor axial, usando um *EA* híbrido que integra *RSM* e

um *NSGA*, foi realizada para melhorar o desempenho aerodinâmico do rotor NASA 37 (Wang et al. (2011), com o objetivo de maximizar a relação de pressão e a eficiência adiabática. A análise numérica foi feita para 128 formas de pás diferentes, com 30 parâmetros de projeto, que foram selecionados através de um *DOE LHS*. Como resultado, obteve-se um aumento na relação de pressão de 1,8% e na eficiência adiabática de 0,8%.

Thorbergsson e Grönstedt (2011) desenvolveram um método de projeto que usa dois algoritmos de cálculo de escoamento acoplados, um *1D* e o outro *2D*. Um *EA* foi usado para construir um *FOP* para a eficiência e para os limites de *surge* de um compressor axial de baixa pressão de múltiplos estágios. O método proporcionou vários projetos que tiveram um razoável aumento da eficiência politrópica e dos limites de *surge*.

2.2 Teses

A seguir, é apresentada uma revisão das teses relacionadas com aplicação de técnicas de otimização realizadas na Universidade Federal de Itajubá, com a finalidade de contextualizar este trabalho dentro das tendências de pesquisa da universidade.

Moino (2006) apresentou o desenvolvimento de uma metodologia de projeto inverso de aerofólios de grades lineares de turbomáquinas axiais, utilizando Algoritmos de Busca Aleatória Controlada (*CRSs*). A geometria do aerofólio foi parametrizada mediante curvas polinomiais de *Bézier*. O cálculo do escoamento foi feito através de um método de painéis baseado em distribuições constantes de vórtices. Uma nova versão de *CRSs* foi apresentada, utilizando ponderações baseadas na variabilidade da função resposta, a qual foi avaliada como superior a outras versões de *CRSs* da literatura, tanto sob o aspecto de precisão quanto de taxa de convergência.

Albuquerque (2006) desenvolveu de uma metodologia computacional de baixo custo para o projeto otimizado de turbinas hidráulicas axiais. A metodologia foi desenvolvida usando um modelo de escoamento quase *2D* com correlações empíricas para as perdas e desvios nas grades. O algoritmo busca as geometrias básicas que maximizam o rendimento da turbina, dadas a vazão, rotação, restrições para a altura de queda e faixas para as variáveis de controle.

Sousa Júnior (2007) desenvolveu uma metodologia para otimizar a eficiência no ponto de projeto de compressores axiais, considerando alguns parâmetros aerodinâmicos. No processo de otimização, aplicou-se o método *SQP* a partir de um programa computacional que calculava a geometria e o desempenho de um compressor axial. Os resultados demonstraram que o método *SQP* é eficiente na busca do ponto ótimo.

Sousa (2008) apresentou uma metodologia direta de otimização aerodinâmica para o projeto de aerofólios utilizando um esquema de parametrização geométrica por curvas de *Bézier* para a representação do formato dos aerofólios. Uma versão modificada do código de análise de escoamento *XFoil* foi empregada como solucionador aerodinâmico. A busca das soluções ótimas foi efetuada através de um *CRS* em conjunto com a técnica de ponderação de objetivos. Os resultados obtidos indicaram que a metodologia é flexível e apresenta um custo computacional aceitável.

Santos (2009) usou uma metodologia para a otimização conceitual no ponto ótimo de projeto para uma bomba-turbina radial. A metodologia busca os ângulos de entrada e saída das pás fixas do pré-distribuidor e, também, das pás do rotor, além do ângulo de montagem das pás diretrizes do distribuidor para os modos de operação como turbina e como bomba. A metodologia apresentada utiliza um algoritmo *SQP* de busca local e algoritmos de busca global (*GA*, *NSGA*).

Finalmente, são apresentados alguns trabalhos de tese relacionados com a área de otimização de turbomáquinas disponibilizados como literatura aberta.

Phillips (1997) realizou uma investigação computacional acerca dos efeitos no desempenho de um difusor ao alterar as condições na entrada, mediante um solucionador *RANS 3D* em estado estável que foi testado experimentalmente, resultando que o desempenho do canal difusor é dependente do bloqueio da garganta e o aumento da pressão do canal é fortemente afetado pelo ângulo de escoamento da linha central do difusor. Portanto, seu desalinhamento pode produzir uma separação do escoamento e, conseqüentemente, um desempenho reduzido do canal.

Bert (2006) implementou um projeto de otimização para um compressor axial. O estudo combinou um solucionador de escoamento na linha média e uma análise de estabilidade dinâmica de um compressor de baixa pressão de seis estágios de um turbofan para otimizar a geometria da pá difusora e melhorar a estabilidade em condições sem carga (*flight idle*).

Çevik (2009) projetou uma metodologia para modelar e aperfeiçoar o rotor de um motor a reação através de *ANNs* baseadas em algoritmos de busca multidirecional, usando códigos *ID* para projeto de turbomáquinas.

Ceylanoğlu (2009) introduziu uma metodologia de otimização da geometria e análise de *CFD* do compressor centrífugo de um pequeno turbopropulsor existente, com o intuito de conseguir um aumento na relação de pressão. O objetivo foi otimizar a geometria de um rotor centrífugo de modo que a relação de pressão na velocidade máxima do compressor seja maximizada.

Os resultados de *CFD* foram analisados mediante *ANNs* para criar um ajuste entre os parâmetros geométricos (entradas) e a razão de pressão (saída). O ajuste resultante foi tratado como um Problema de Otimização de Único-Objetivo – *Single-objective Optimization Problem (SOP)* para um compressor centrífugo com alta relação de pressão.

Ma (2009) estabeleceu um procedimento de otimização para um rotor de compressor centrífugo, no qual uma ferramenta de geração de geometria foi desenvolvida. Essa ferramenta de geração de geometria e um solucionador de escoamento foram usados para gerar diferentes casos de geometria e calcular seu desempenho correspondente para formar um banco de dados. Dois tipos de *ANNs*, Redes Neurais de Alimentação Antecipada – *Feed-forward Neural Networks (FFNNs)* e Redes de Funções de Base Radial – *Radial Basis Function Networks (RBFNs)*, foram usados para criar o mapa de desempenho de rotores de compressor centrífugo com base nesse banco de dados. Um *GA* foi utilizado na otimização para procurar a geometria ideal com base nas condições desejadas.

Hariz (2010) desenvolveu uma ferramenta *MO* baseada em *GAs* e um código para avaliar o desempenho de turbinas a gás e comparar o desempenho real de uma turbina a gás com um programa de previsão de desempenho.

2.3 Síntese do estado da arte

Finalmente, na Tabela 2.1, é apresentado um resumo geral da revisão da literatura realizada para o presente trabalho a fim de mostrar como as técnicas de otimização têm sido amplamente aplicadas nas décadas recentes em diferentes componentes referentes às turbomáquinas. De igual forma, na Tabela 2.2, é apresentado um breve compêndio de trabalhos de otimização relacionados com compressores centrífugos, onde são detalhados os objetivos e técnicas mais amplamente empregadas nos trabalhos de otimização recentes.

Tabela 2.1: *Resumo da revisão da literatura: Otimização*

Tema	Autor	Ano
Difusores de pás difusoras	Phillips	(1997)
	Fan et al.	(2000)
Difusores sem pás difusoras	Dalbert e Gyarmathy	(1993)
	Benini e Tournlidakis	(2001)
Compressores axiais	Sun e Elder	(1998)
	Dennis et al.	(1999)
	Oyama e Liou	(2003)
	Bert, Keskin e Bestle, Moino	(2006)
	Sousa Júnior	(2007)
	Samad e Kim	(2008)
	Thorbergsson e Grönstedt, Wang et al.	(2011)
Rotor de turbina radial	Kämmerer et al.	(2004)
Rotor de turbina axial	Ebaid e Al-Hamdan	(2004)
Bomba centrífuga	Oh e Chung	(1999)
	Asuaje et al.	(2005)
	Nataraj e Arunachalam	(2006)
	Benini e Cenzon	(2009)
Rotor de compressor centrífugo	Martelli et al.	(2005)
	Lian e Kim, Wang et al.	(2006)
	Chen et al., Valakos et al., Shu et al.	(2007)
	Bartold e Joos, Casey et al.	(2008)
	Ceylanoglu, Ma	(2009)
	Wang e Xi, Kim et al.	(2010a)
	Chaitanya et al.	(2011)
Rotor-difusor de compressor centrífugo	Dawes	(1995)

Tabela 2.2: Revisão da literatura na área de otimização em compressores centrífugos.

Objetivo	Técnica	Autor
Eficiência	<i>SQP</i>	Martelli et al. (2005)
Eficiência	<i>RSM</i>	Wang et al. (2006)
Desempenho aerodinâmico e peso	<i>GA, RSM</i>	Lian e Kim (2006)
Desempenho aerodinâmico	<i>CFD</i>	Dawes (1995)
Eficiência	<i>GBA, CFD, RSM</i>	Chen et al. (2007)
Esforço máximo	<i>EA</i>	Valakos et al. (2007)
Eficiência	<i>CFD - GA</i>	Shu et al. (2007)
Desempenho aerodinâmico	<i>GA - CFD</i>	Wang e Xi (2010)
Geometria	<i>CFD - ANN</i>	Ceylanoglu (2009)
Geometria	<i>GA - ANN</i>	Ma (2009)
Eficiência e relação de pressão total	<i>EA - CFD</i>	Kim et al. (2010a)
Eficiência, área na entrada	<i>NSGA</i>	Chaitanya et al. (2011)
Esforço máximo	1D	Casey et al. (2008)
Eficiência	<i>EA</i>	Bartold e Joos (2008)

Capítulo 3

COMPRESSORES CENTRÍFUGOS

Neste capítulo, baseado no trabalho de Gresh (2001), se faz uma breve introdução aos compressores em geral com a finalidade de familiarizar o leitor com os detalhes e características deste tipo de componentes para, posteriormente, abordar com maior profundidade as características próprias dos compressores centrífugos, os quais são o objeto principal do presente estudo.

3.1 Definição de compressor

O compressor é um dispositivo que transfere energia a um fluido gasoso com a finalidade de elevar a pressão de um determinado processo.

Os dispositivos que incrementam menos de 35 kPa (5 *psig*) na pressão do fluido ou que realizam um aumento na densidade em até 7% entre a entrada e a descarga são classificados como ventiladores ou sopradores. Acima deste nível, os dispositivos são referidos como compressores. Em virtude da baixa mudança de densidade, as equações do ventilador assumem densidade constante, simplificando os cálculos (Dixon e Hall, 2010).

3.2 Tipos de compressores

Existem dois tipos básicos: compressores de deslocamento positivo e compressores dinâmicos. Uma classificação geral dos tipos de compressores é apresentada na Figura 3.1.

3.2.1 Compressor de Deslocamento Positivo

A função deste tipo de compressor é reduzir um volume de gás por meio de seu aprisionamento. Suas características gerais são escoamento constante e razão de pressão variável (para

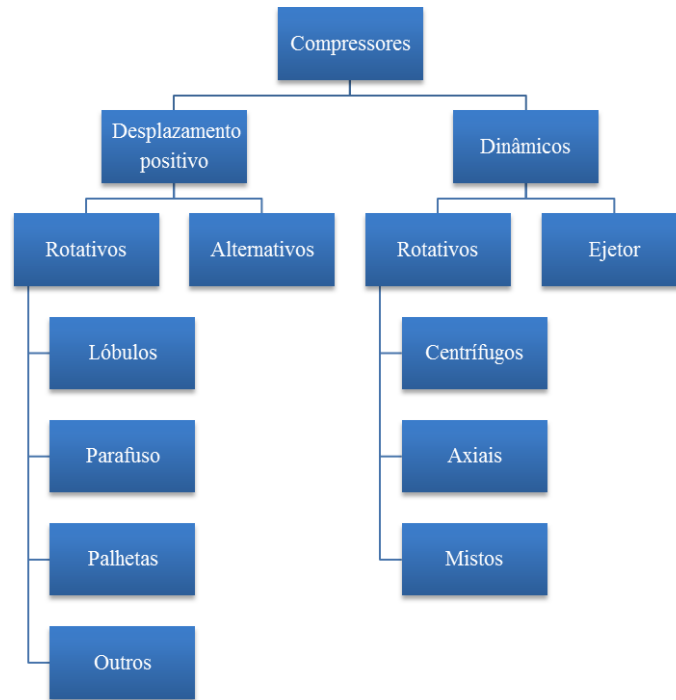


Figura 3.1: *Classificação dos compressores. Adaptado de Heinz e Claire (1998)*

uma determinada velocidade).

Os compressores de deslocamento positivo incluem:

- Compressores Alternativos
- Compressores de Parafuso
- Compressores de Palhetas
- Compressores de Lóbulo

3.2.2 Compressor Dinâmico

O compressor dinâmico depende de movimento rotacional para transferir energia do rotor para o gás. As características de compressão variam dependendo do tipo de compressor dinâmico e do tipo de gás a ser comprimido. O escoamento é contínuo. Não existem válvulas e não há "retenção" dos gases, como ocorre em um compressor de deslocamento positivo. A compressão depende da interação dinâmica entre o mecanismo e o gás.

Os compressores dinâmicos incluem:

- Ejetor

- Compressor axial
- Compressor centrífugo

3.2.2.1 Ejetor

É um dispositivo muito simples que usa um jato de alta pressão para comprimir gás. A dinâmica da corrente do jato de alta pressão é transferida para o gás de baixa pressão do processo. Este tipo de compressor é comumente usado para aplicações de vácuo.

3.2.2.2 Compressor axial

O compressor axial dá impulso a um gás por meio de uma cascata de aerofólios. Os coeficientes de sustentação e arrasto do aerofólio determinam as características do compressor. Na Figura 3.2 são apresentados os componentes básicos de um compressor axial típico.

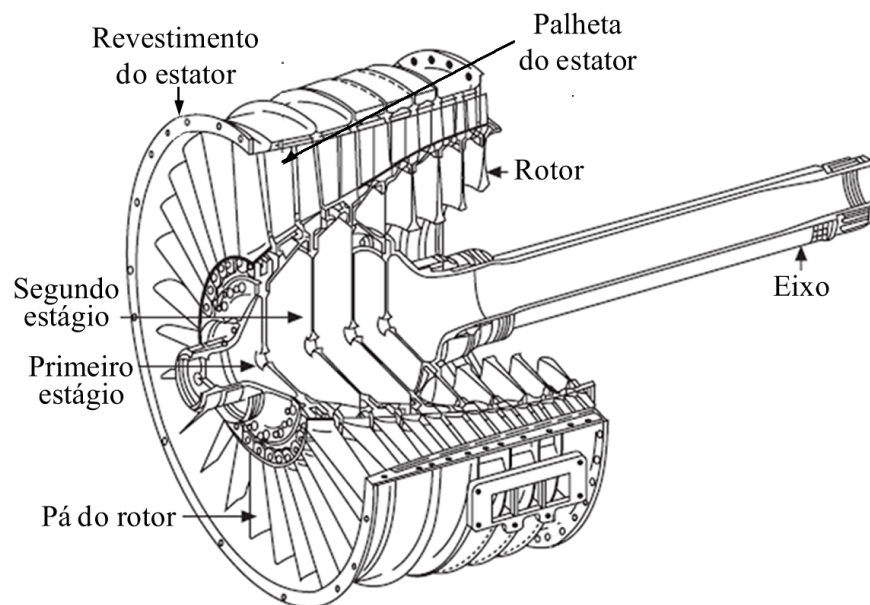


Figura 3.2: Principais componentes do compressor axial. Adaptado de Gresh (2001)

3.2.2.3 Compressor centrífugo

Os compressores centrífugos por serem de importância primordial para este estudo serão tratados com mais detalhe na seguinte seção.

3.3 Compressor centrífugo

Um compressor centrífugo atua sobre um gás por meio das pás de um rotor. O movimento giratório do rotor impõe uma velocidade centrífuga aos gases, devido às forças resultantes da

rotação. A componente tangencial da velocidade externa é, então, transformado em pressão por meio de um difusor. A Figura 3.3 é típica de um compressor centrífugo de estágio único.

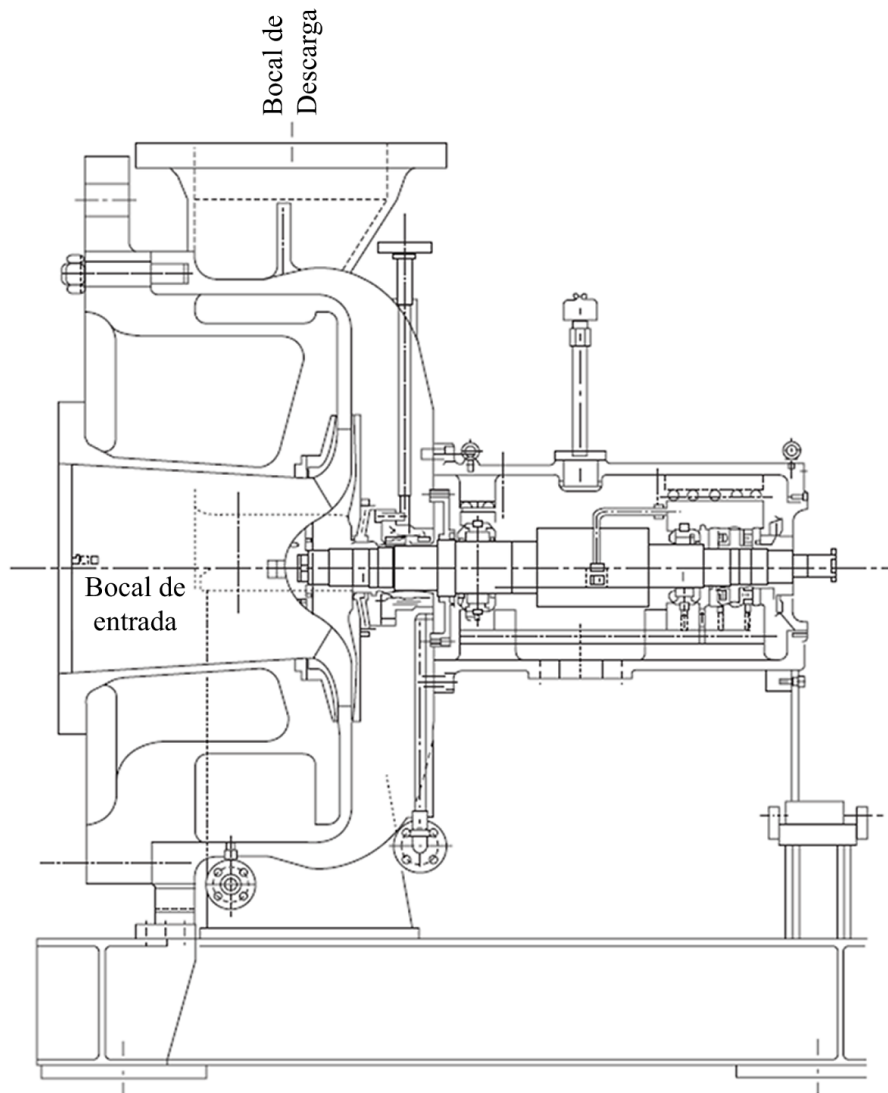


Figura 3.3: *Compressor centrífugo de um estágio. Adaptado de Gresh (2001)*

Uma vista esquemática de um compressor de alta pressão de múltiplos estágios é mostrada na Figura 3.4.

3.3.1 Aplicações de compressores centrífugos

Entre as principais aplicações de compressores centrífugos, podem-se citar as seguintes:

Turbinas a gás e turbocompressores.

Entre os tipos de componentes que mais frequentemente incluem compressores centrífugos estão os turboélices, o *turboshaft*, as unidades auxiliares de potência (APU) e as microturbinas (Saravanamuttoo et al., 2009).

Motores automotivos.

Compressores centrífugos são utilizados em conjunto com motores alternativos de combustão interna e são conhecidos como turbocompressores se são impulsionados por os gases de escape do motor ou supercompressores se acionados mecanicamente pelo motor (Baines, 2005).

Gasodutos de gás natural.

Compressores centrífugos de um ou vários estágios são empregados para mover o gás a partir do local de produção para o consumidor (Mokhatab e Poe, 2012).

Em refinarias de petróleo, processamento de gás natural e usinas químicas e petroquímicas.

Os compressores centrífugos para essas utilizações geralmente são acionados por vapor ou grandes turbinas a gás (American Petroleum Institute. Manufacturing e Dept, 1995a).

Sistemas de ar-condicionado, refrigeração e climatização.

Compressores centrífugos são empregados para fornecer compressão em ciclos resfriadores a água (HEATING, 2004).

Na indústria, para fornecer ar comprimido para diversos tipos de ferramentas pneumáticas. Os compressores centrífugos para tais usos são, muitas vezes, de vários estágios e impulsionado por motores elétricos (American Petroleum Institute. Manufacturing e Dept, 1995b).

Em plantas de separação de ar para a fabricação de gases purificados.

Os compressores centrífugos para essas utilizações são, muitas vezes, de múltiplos estágios usando interarrefecimento para controlar a temperatura do ar (American Petroleum Institute. Manufacturing e Dept, 1995b).

No setor de petróleo.

Para re-injeção de gás natural à alta pressão para melhorar a recuperação de petróleo (American Petroleum Institute. Manufacturing e Dept, 1995a).

3.3.2 Componentes do Compressor Centrífugo

Os principais elementos característicos do compressor centrífugo (Figura 3.4) são:

- a. Bocal de entrada
- b. Distribuidor
- c. Rotor

- d. Difusor
- e. Canal de retorno
- f. Voluta
- g. Bocal de descarga

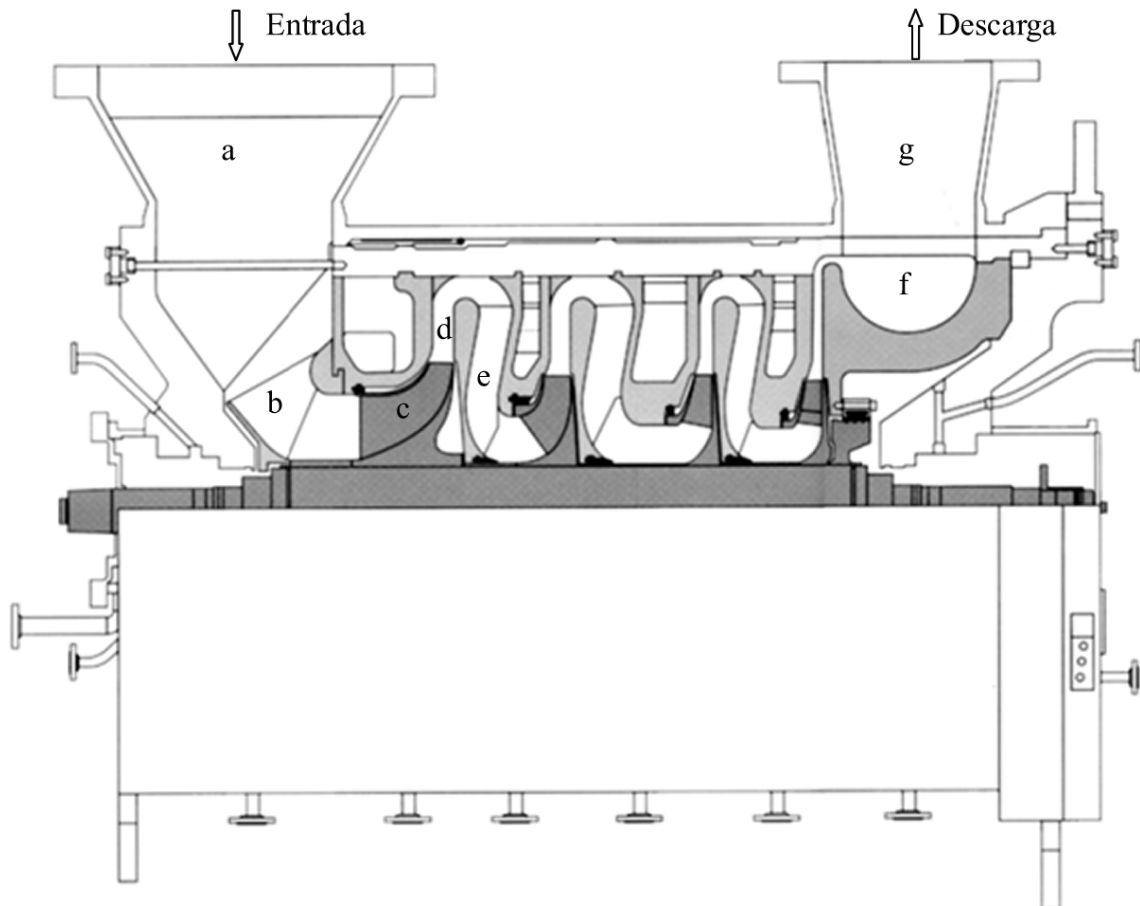


Figura 3.4: Vista esquemática do compressor centrífugo. Adaptado de Hanlon (2001)

O bocal de entrada acelera o gás e o direciona para o distribuidor. Num compressor de múltiplos estágios, o local de entrada é geralmente radial. Nesse caso, o distribuidor é necessário para distribuir o escoamento uniformemente na primeira fase do rotor. Os compressores de estágio único frequentemente incorporam uma entrada axial. Neste caso, o distribuidor pode não ser necessário.

Simplificando, a energia cinética é transferida ao gás através do rotor por forças centrífugas. Em seguida, o difusor reduz a velocidade e converte a energia cinética em energia de pressão (Figura 3.5).

Devido aos efeitos de rotação do rotor, o gás cruza o difusor de forma espiral. Portanto, antes de entrar no seguinte rotor, o escoamento deve ser endireitado pelas pás do canal de retorno.

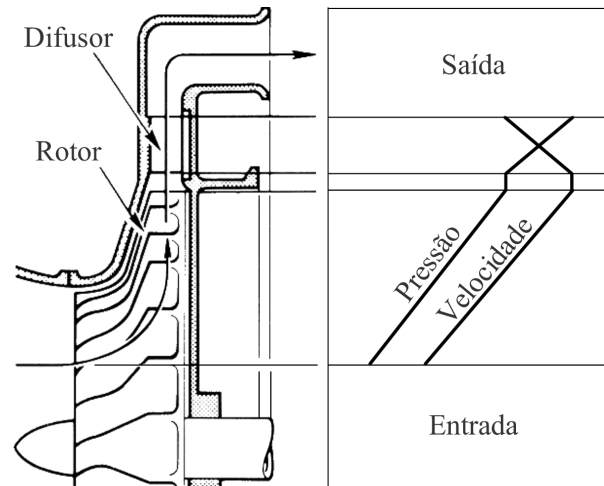


Figura 3.5: *Desenvolvimento Velocidade/Pressão em um compressor centrífugo.* (Boyce, 2006)

3.3.3 Características do Compressor Centrífugo

As características de um compressor centrífugo (Figura 3.6) são determinadas pelo rotor, difusor e canal de retorno ou geometria da voluta.

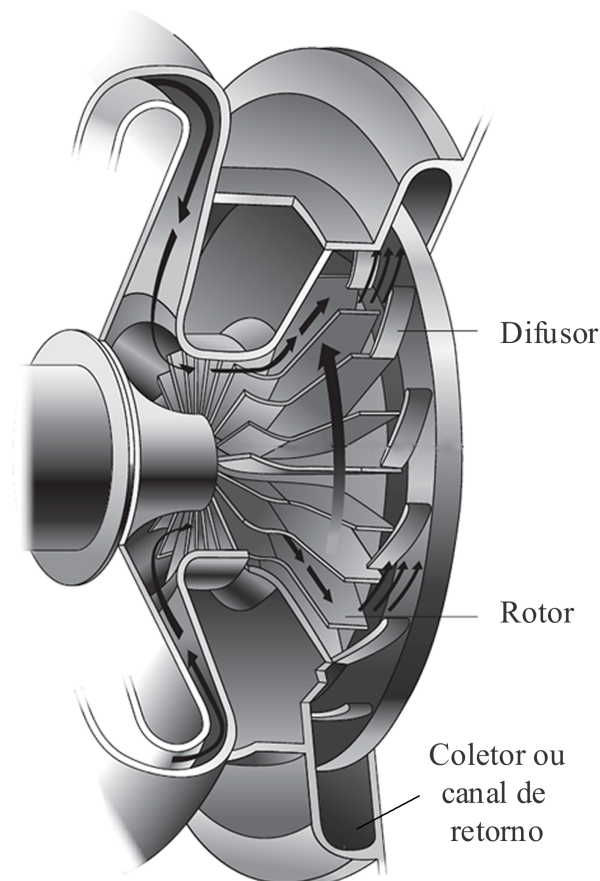


Figura 3.6: *Estágio de compressor centrífugo.* Adaptado de Dixon e Hall (2010)

Inclinação, entupimento e *surge* são três aspectos importantes da curva característica do compressor, os quais são discutidos a seguir (Figura 3.7).

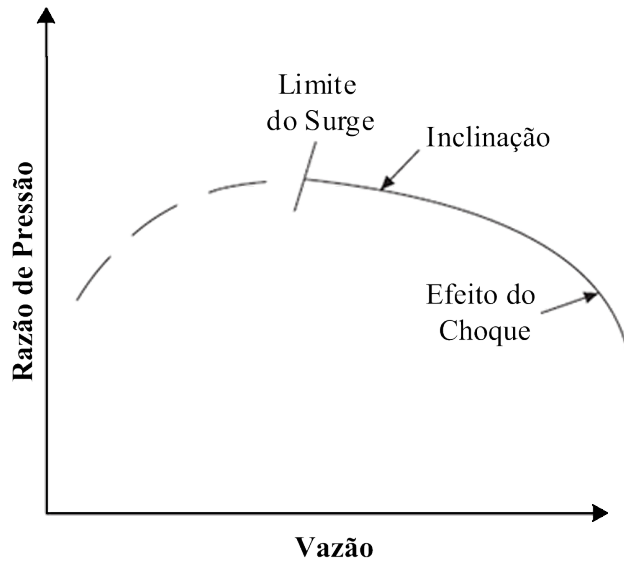


Figura 3.7: Curva característica para um estágio de compressor. Adaptado de Gresh (2001)

3.3.3.1 Inclinação

A inclinação da curva característica do compressor centrífugo depende do que acontece na descarga do rotor em termos do diagrama dos vetores de velocidade.

\vec{W}_2 representa a velocidade do gás em relação a pá (Figura 3.8a). \vec{U}_2 representa a velocidade tangencial da ponta da pá. A resultante desses dois vetores de velocidade é representada por \vec{C}_2 , que é a velocidade absoluta do gás ($\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$). Conhecendo a magnitude e direção dessa velocidade absoluta, pode-se decompor este vetor em seus componentes radial e tangencial (Figura 3.8b).

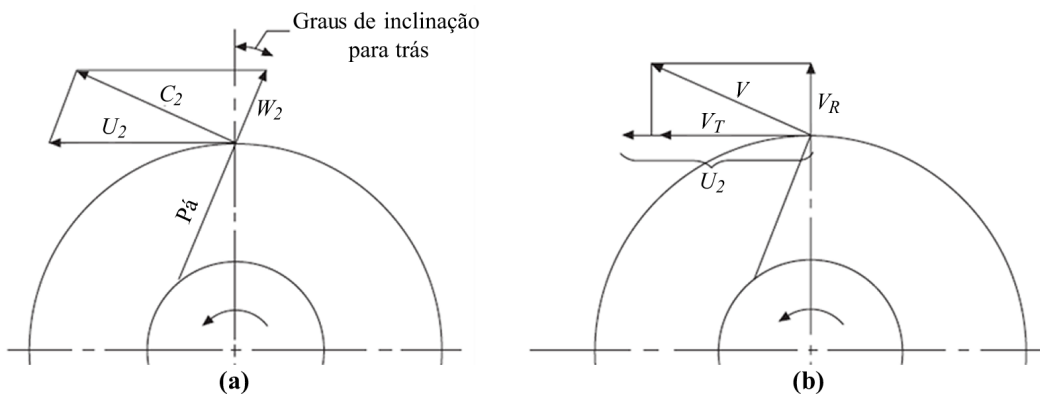


Figura 3.8: Diagrama vetorial da velocidade do gás. (a) em relação à pá rotor (b) em componentes radial e tangencial. Adaptado de Gresh (2001)

Para um rotor de entrada radial, a energia na saída é proporcional ao produto de \vec{U}_2 e $\vec{C}_{\theta 2}$ e, para um rotor típico de pás curvadas para trás, quando a vazão diminui em rotação constante, diminui a \vec{W}_2 . Isso faz com que $\vec{C}_{\theta 2}$ aumente, o que resulta em um aumento na energia de saída. Este aumento na energia, junto com a vazão decrescente, faz com que ocorra uma inclinação da

curva de desempenho do compressor centrífugo (Figura 3.9).

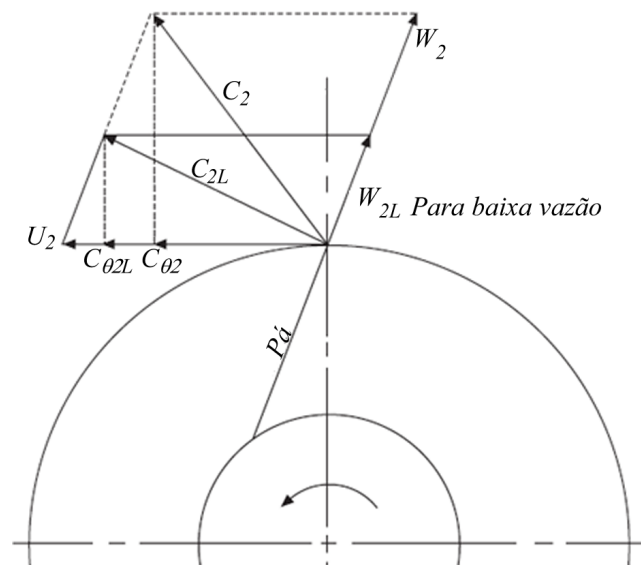


Figura 3.9: Efeito de uma alteração na vazão no diagrama vetorial do rotor. Adaptado de Gresh (2001)

A Figura 3.10 mostra curvas características para três configurações básicas do perfil da pá: curvada para frente (*forward swept*), radial, e inclinada para trás (*backward swept*). Note-se que as pás inclinadas para frente fornecem uma curva de energia com inclinação positiva e máxima energia na saída. Isto ocorre porque o $\vec{C}_{\theta 2}$ está aumentando com o aumento da vazão. Um rotor com pás radiais tem uma curva de energia teórica constante (plana), pois $\vec{C}_{\theta 2}$ não muda com a vazão. A eficiência global do estágio é maior para pás inclinadas para trás, enquanto que a eficiência é menor para pás inclinadas para frente.

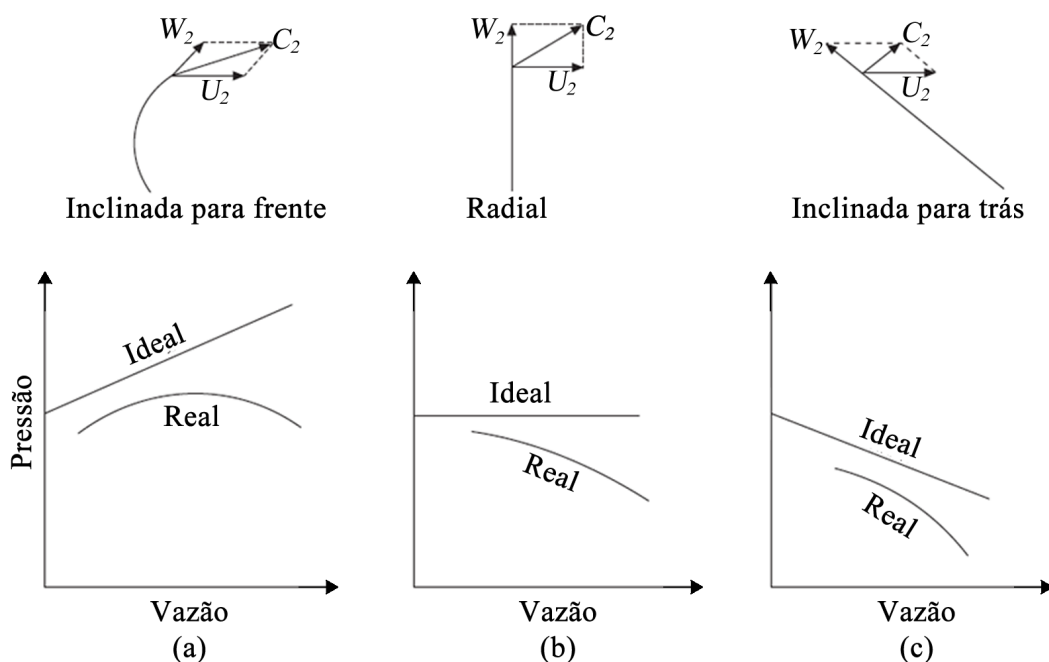


Figura 3.10: Formas básicas da curva característica para compressores centrífugos. Adaptado de Shepherd (1956b)

Para a melhor eficiência, compressores centrífugos mais modernos utilizam rotores com pás inclinadas para trás. Direcionalmente falando, quanto maior for a inclinação para trás, melhor será a eficiência. No entanto, à medida que aumenta o ângulo, a energia é reduzida (veja as Figuras 3.10a e 3.11). Um projetista pode selecionar o ângulo da pá e a largura da ponta para melhor atender às características desejadas de energia e eficiência de uma aplicação particular.

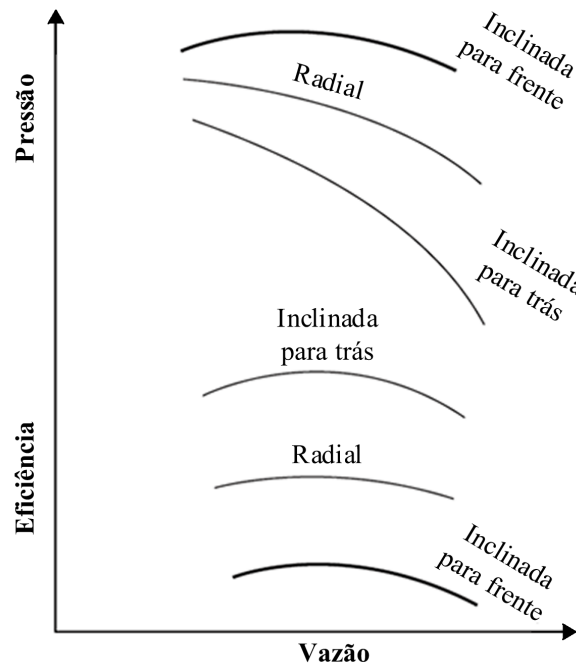


Figura 3.11: *Efeito do ângulo de descarga da pá do compressor centrífugo. Adaptado de Gresh (2001)*

3.3.3.2 Entupimento

O entupimento é uma condição na qual o aumento da capacidade (escoamento) resulta em uma diminuição excessiva da energia (Figura 3.12). Isso ocorre porque o número de Mach é próximo de 1.

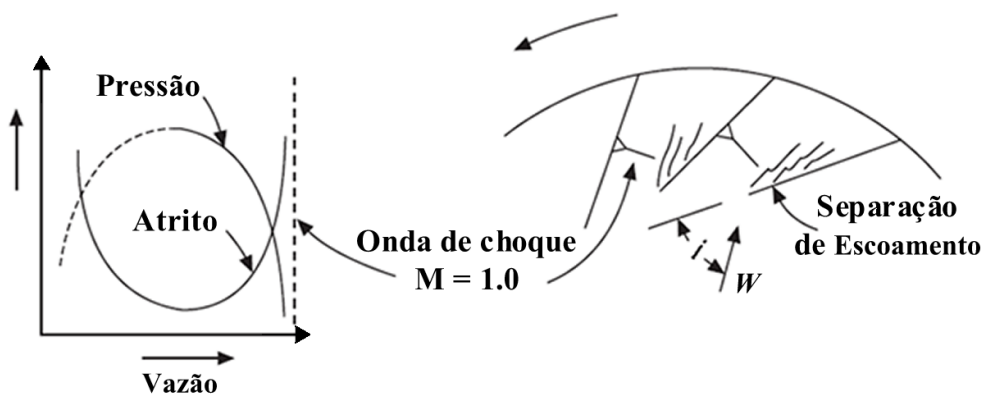


Figura 3.12: *Condição de entupimento. Adaptado de Gresh (2001)*

A operação com vazão muito alta tem efeitos negativos sobre o desempenho do compressor

centrífugo e, às vezes, pode ser prejudicial. Para os compressores axiais, altas vazões também podem criar vibração nas pás e resultar em danos graves para as mesmas. O efeito do entupimento em um determinado estágio do compressor centrífugo com difusor sem pás é controlado pela geometria na entrada do rotor.

\vec{U}_1 representa a velocidade tangencial da ponta da pá. \vec{C}_1 representa a velocidade absoluta do gás na entrada que, tendo feito um giro de 90° , agora está se movendo essencialmente de modo radial (na ausência de pás de pré-mistura), daí o nome de entrada radial. Por análise vetorial, \vec{W}_1 , que é velocidade relativa do gás em relação a pá, determina a magnitude e a direção indicada.

$$\vec{C}_1 = \vec{U}_1 + \vec{W}_1$$

Na vazão de projeto, \vec{W} se alinha com os ângulos da pá. Como o escoamento aumenta além do ponto de projeto, \vec{C} aumenta. Como \vec{C} aumenta, o mesmo acontece com \vec{W} . \vec{W} agora incide em um ângulo negativo para a pá. Esta condição é conhecida como ângulo de ataque negativo. Altos ângulos de ataque negativo contribuem para o fenômeno de entupimento por causa da separação da camada limite e uma redução da área efetiva. Esta redução de área, além da já elevada \vec{W} conduz a Mach 1 e uma correspondente onda de entupimento como é mostrado na Figura 3.7.

3.3.3.3 surge

O *surge* é gerado quando a vazão diminui enquanto a rotação é mantida constante até um ponto no qual uma inversão de escoamento nas camadas limite é alcançada, resultando em menor eficiência e instabilidade (Watson, 1984). Abaixo do ponto de *surge*, a energia diminui com uma redução na vazão (Figura 3.7).

O *surge* é particularmente prejudicial para um compressor e deve ser evitado. Durante o *surge*, ocorre inversão de escoamento, resultando em uma inversão do escoamento em quase todos os componentes do compressor. Quanto maiores forem os níveis de pressão ou de energia, mais prejudiciais serão as forças de *surge*.

Como a vazão é reduzida a uma velocidade constante, a magnitude da \vec{W} diminui proporcionalmente, fazendo diminuir o ângulo de escoamento (Veja as Figuras 3.9 e 3.13). Além disso, o ângulo de incidência é aumentado (Figura 3.14).

Quanto menor for o ângulo de escoamento maior é a trajetória de uma partícula de gás dada desde a ponta do rotor até o diâmetro externo do difusor. Quando o ângulo se torna pequeno o

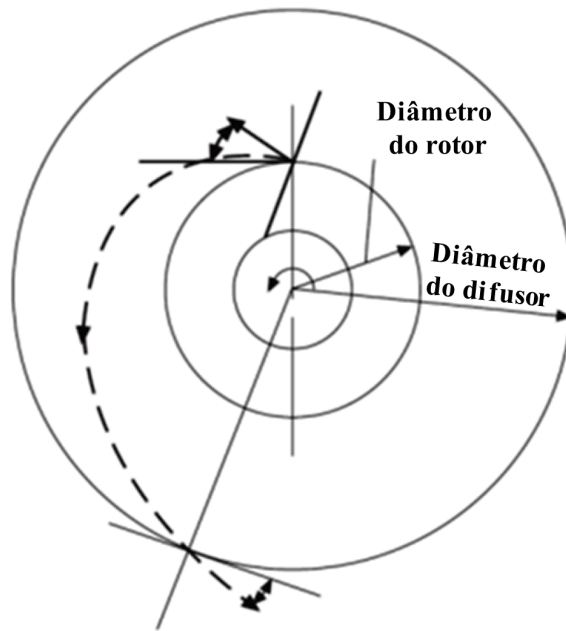


Figura 3.13: *Escoamento através do difusor. Adaptado de Gresh (2001)*

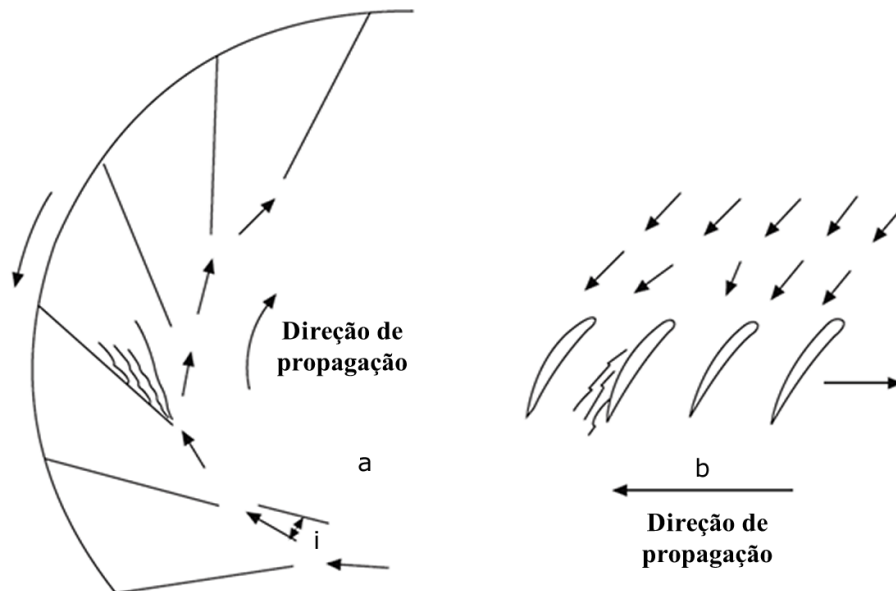


Figura 3.14: *Stall rotativo. a) No rotor do compressor centrífugo. b) Nas pás do compressor axial. (Gresh, 2001)*

bastante e o caminho de escoamento do difusor suficientemente longo, o momento do gás é dissipado por atrito pelas paredes do difusor para o ponto onde as forças de atrito estão aumentando mais rápido do que a energia está aumentando.

As elevadas perdas associadas com baixa vazão (ver Figura 3.13) são, em parte, causadas por um ângulo de incidência i deficiente, o que pode resultar na separação do escoamento no lado de baixa pressão do bordo de ataque da pá (*leading edge*). Esta separação de escoamento frequentemente começa em uma ou mais pás e muda continuamente em torno das pás do rotor. Isso ocorre a velocidades relativamente baixas, pouco antes da ocorrência do *surge*. Em veloci-

dades mais altas, o compressor, em geral, vai diretamente de operação estável a escoamento com separação de camadas limite em todas as pás e, assim, o escoamento se inverte totalmente.

A separação do escoamento mais as elevadas perdas por atrito resultam em uma curva positivamente inclinada, o que torna o sistema instável devido às curvas do sistema serem, também, positivamente inclinadas. O ponto de *surge* do compressor pode ser controlado pelo projetista ajustando a área do difusor para aumentar \vec{W} e o ângulo de escoamento. É claro que, velocidades superiores resultam em perdas mais elevadas por atrito. Portanto, o projetista deve equilibrar o ponto de *surge* e a eficiência do estágio desejada durante o processo de projeto.

O ponto de *surge* é reduzido pela adição de pás difusoras (Figura 3.15). As pás difusoras encurtam o caminho do escoamento através do difusor, reduzindo as perdas por atrito e controlando a componente de velocidade radial do gás. Devido ao menor atrito, a energia e a eficiência são reforçadas, mas a faixa de operação é reduzida. A operação fora do ponto de projeto muda rapidamente o ângulo de incidência para as pás difusoras e ocorre a separação do escoamento, resultando numa faixa de operação reduzida.

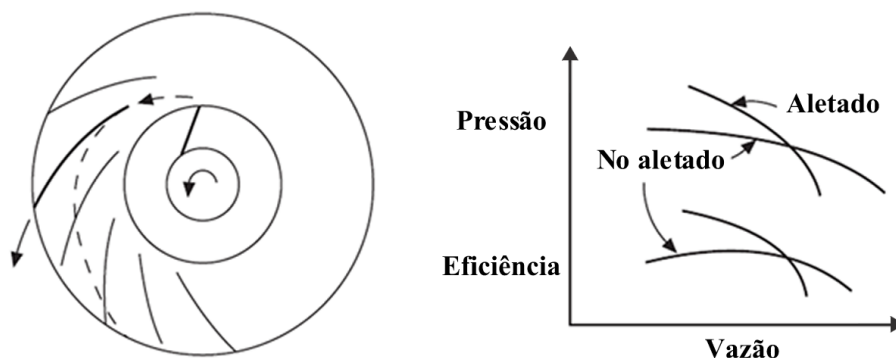


Figura 3.15: *Efeito das pás difusoras do difusor. Adaptado de Gresh (2001)*

3.3.4 Operação fora do ponto de projeto

A operação fora do ponto de projeto de um compressor pode afetar drasticamente o comportamento da curva característica. Alterações nas condições de entrada podem mudar a pressão de descarga do gás e a potência, como mostra a Figura 3.16.

Além de alterar as curvas características de pressão e de potência, a operação fora do ponto de projeto também muda a curva característica de energia. Isto é devido aos efeitos de relação de volume e de velocidade equivalente.

Se uma pressão de descarga constante é desejada e as condições do gás são alteradas (pressão de entrada ou de temperatura, variação de massa molar), uma mudança de velocidade é ne-

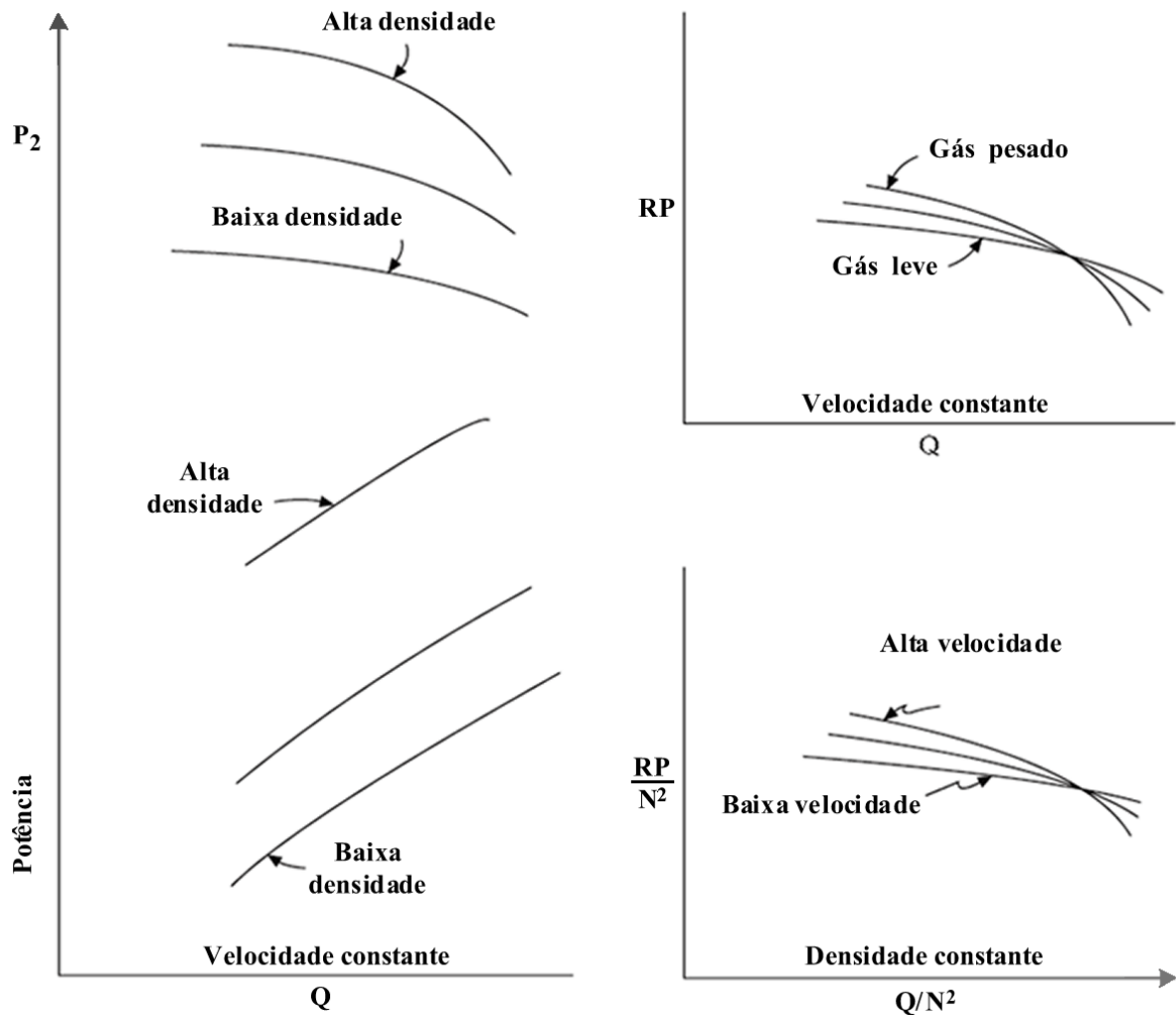


Figura 3.16: Efeito da variação das condições de entrada para um compressor de estágio único. Adaptado de Gresh (2001)

cessária. Uma vez que a curva muda de forma com a velocidade (perdas maiores em velocidades mais altas), a forma da curva de energia também muda (Figura 3.17). Esta situação é mais agravada pelos efeitos de relação volume (Figura 3.18).

As características da curva de energia são uma função do número de Mach do gás. Por isso, é mais conveniente se referir a algum gás "constante" e obter uma "velocidade equivalente da ponta". Essa referência constante é tipicamente ar a 300 K, já que este é o mais utilizado em testes de "desenvolvimento" como meio de ensaio.

Em um compressor de múltiplos estágios, o efeito "velocidade equivalente" é agravado pelo efeito razão de volume (Figura 3.18). Se a densidade do gás varia, a pressão e a razão de volume também variarão. Isto alimentará uma vazão diferente para o segundo estágio. O efeito sobre os estágios seguintes será mais grave. O resultado final é um entupimento prematuro e *surge*.

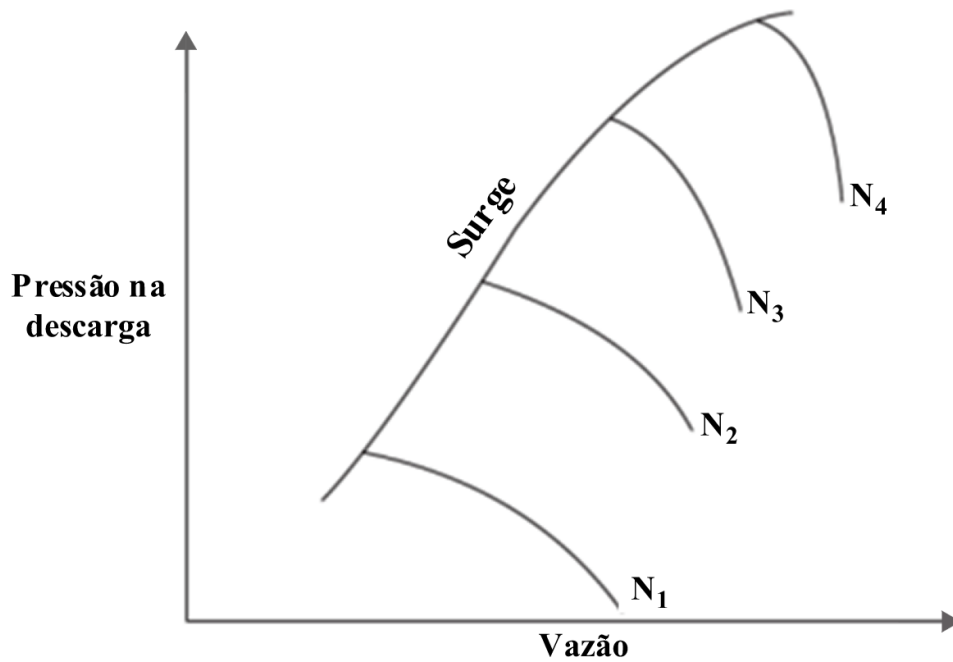


Figura 3.17: *Efeito da mudança de velocidade na forma da curva característica de um compressor. Adaptado de Gresh (2001)*

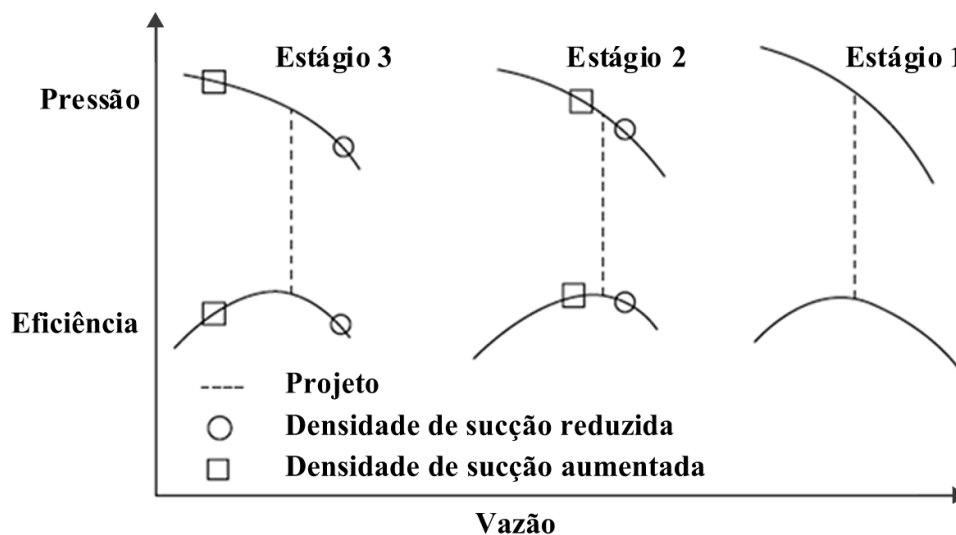


Figura 3.18: *Efeito da mudança na razão de volume. Adaptado de Gresh (2001)*

3.3.5 Pás Ajustáveis

As pás difusoras ajustáveis podem ser usadas para ampliar a faixa útil de operação de qualquer compressor (ver Figura 3.19). Essas pás difusoras são muito populares em unidades centrífugas de estágio único e são ocasionalmente usadas em compressores centrífugos de múltiplos estágios.

A faixa de operação de um compressor pode ser estendida através da mudança do ângulo de ataque na entrada da pá do rotor. Para a região de alta vazão, o ângulo de ataque pode ser melhorado para eliminar a separação do escoamento e aumentar efetivamente a área da "garganta"

do rotor. Isto aumentará a capacidade do rotor. Além disso, a energia vai aumentar devido aos vórtices em "contra" rotação (ver Figura 3.12). Ajustando as pás difusoras para fornecer vórtices no sentido de rotação do rotor, W é reduzida, diminuindo assim, a energia (Figura 3.19). Uma vez que o ângulo de incidência é melhorado, as perdas por atrito são melhoradas e o pico de eficiência assim como o pico de energia mudam a medida que a vazão é reduzida.

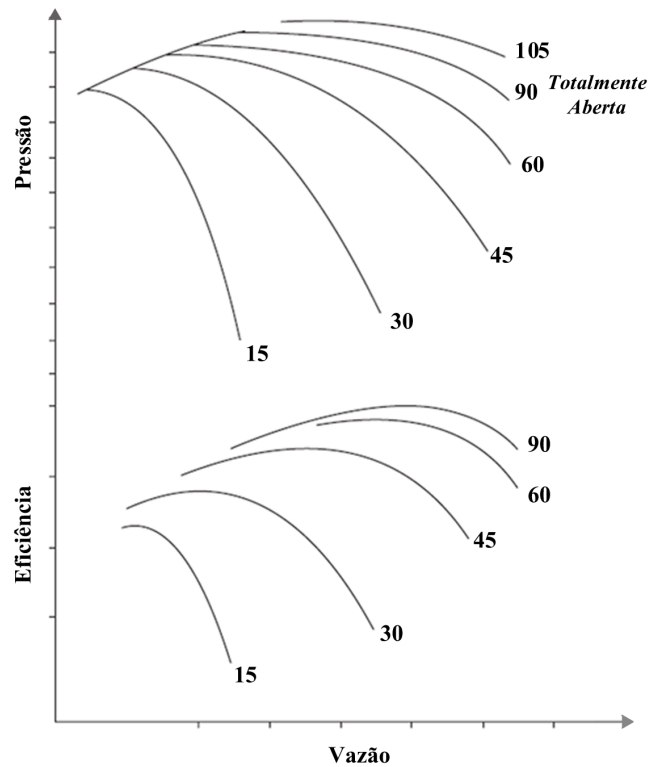


Figura 3.19: Efeito do ajuste das pás difusoras de entrada num compressor centrífugo. Adaptado de Gresh (2001)

Capítulo 4

PROJETO DO COMPRESSOR CENTRIFUGO

4.1 Introdução

Neste Capítulo são apresentadas as relações e considerações que devem ser levadas em conta para a compreensão e concepção tanto do rotor quanto do difusor de um compressor centrífugo. As considerações aqui apresentadas formaram a base para o desenvolvimento do Código de Projeto de Compressores Centrífugos que é a base de cálculo a ser empregada no processo de otimização *ID*, descrito no Capítulo 5, e cujas relações de cálculo se encontram detalhadas no Apêndice B.

4.2 Projeto do Compressor Centrífugo

Um compressor centrífugo é constituído essencialmente por um rotor seguido de um sistema difusor. O compressor é um dispositivo mecânico que aumenta a pressão de um gás, reduzindo seu volume. Na Figura 4.1, são mostrados esquematicamente os diversos elementos de um compressor centrífugo.

Nos compressores centrífugos, o fluido é aspirado pelo indutor do rotor. A função do rotor é aumentar o nível de energia do fluido por variação de quantidade de movimento aumentando, dessa forma, a quantidade de movimento angular do fluido. Tanto a pressão estática quanto a velocidade são aumentadas dentro do rotor. A finalidade do difusor é converter a energia cinética do fluido que deixa o rotor em energia de pressão. Este processo pode ser realizado através de difusão livre no espaço anular em torno do rotor ou, como indicado na Figura 4.1, através da

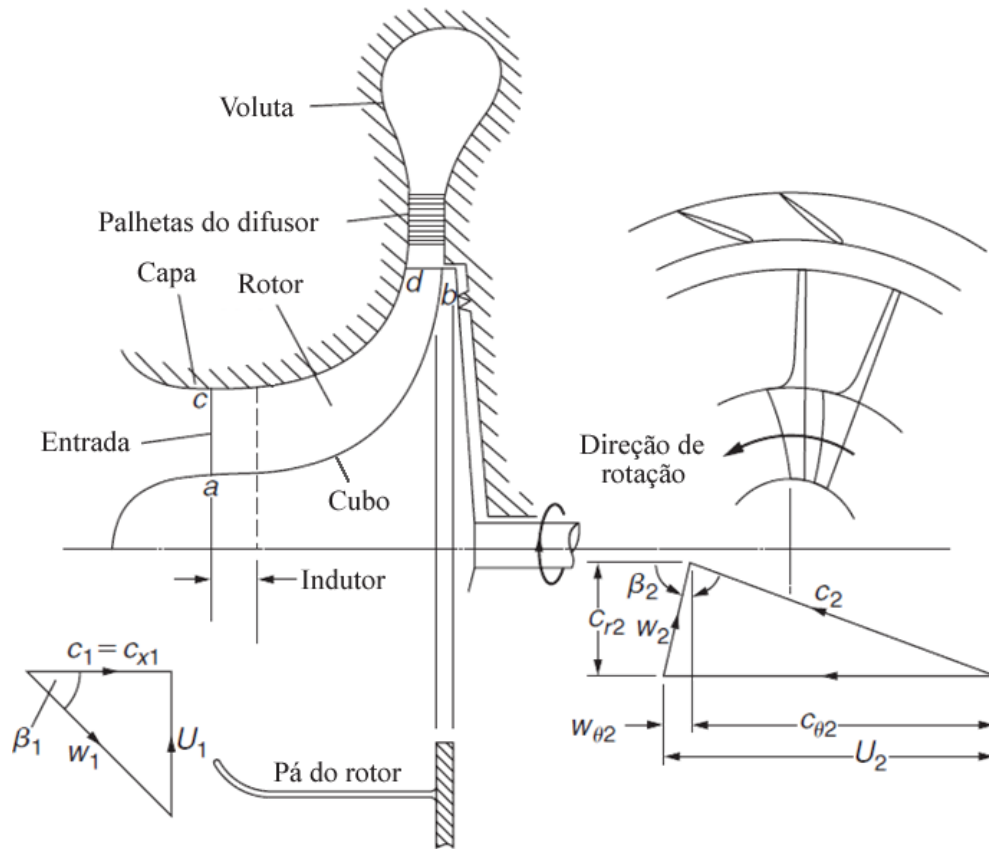


Figura 4.1: Estágio do compressor centrífugo e diagramas de velocidade na entrada e descarga do rotor. Adaptado de Dixon e Hall (2010)

incorporação de uma fila de pás fixas, o que permite que o difusor seja muito menor. Depois do difusor, pode haver uma voluta cuja função é coletar o escoamento proveniente do difusor e entregá-lo para o conduto de saída. Em compressores de baixa rotação, onde a simplicidade e o baixo custo são mais importantes que a eficiência, a voluta segue imediatamente após o rotor.

De acordo com a Figura 4.1, o cubo é a superfície curva **ab** sobre o rotor, a capa é a superfície curva **cd** que forma o limite exterior da passagem de escoamento do fluido, o ponto **a** é a raiz e o ponto **c** é a ponta da pá. Na entrada do rotor, o escoamento relativo tem uma velocidade \vec{W}_1 no ângulo β_1 para o eixo de rotação. Este escoamento relativo é reconduzido para a direção radial pelo indutor. O indutor começa na entrada e, geralmente, termina na região onde o escoamento começa a mudar para a direção radial. Alguns compressores de concepção avançada prolongam o indutor também para a região de escoamento radial para reduzir a quantidade de difusão relativa (Dixon e Hall, 2010).

4.3 Análise preliminar de compressores centrífugos

O passo inicial no projeto preliminar de um compressor consiste em determinar suas dimensões globais, que é estabelecer uma estrutura a partir da qual uma forma detalhada pode

ser desenvolvida. O projeto inicial é um problema indeterminado e, portanto, não há uma solução única. O procedimento de projeto convencional consiste inicialmente na seleção do tipo de compressor e, então, calcula-se seu provável tamanho através da aplicação de parâmetros adimensionais adequados com os quais se podem obter desenvolvimentos similares àqueles que se encontrem disponíveis em bancos de projetos preexistentes. Se o projetista tem disponível um banco de projetos, é possível selecionar o mais adequado e continuar ao longo da rota de similaridade geométrica, a fim de se chegar a um projeto final. Se, no entanto, tais dados não estão disponíveis ou o projeto proposto é radicalmente diferente e as condições de semelhança não podem ser mantidas, o projeto detalhado então precisará ser desenvolvido através da aerodinâmica básica. A seguir, é apresentada esta abordagem para o projeto do rotor baseado no trabalho de Whitfield e Baines (1990) e, posteriormente, uma abordagem para o projeto do difusor será apresentada baseado no trabalho de Eckert e Schenell (1961).

4.3.1 Projeto do Rotor

Antes de se considerar a aplicação da termodinâmica de fluidos ao projeto de rotores para compressores, é necessário desenvolver as equações básicas com particular referência aos compressores.

Considerando a taxa de variação do momento angular do fluido que passa através do rotor, o torque e a transferência de trabalho específico podem ser expressos respectivamente por:

$$\tau = \dot{m}(r_2 \vec{C}_{\theta 2} - r_1 \vec{C}_{\theta 1}) \quad (1)$$

e

$$\frac{\dot{W}_C}{\dot{m}} = \frac{\tau \omega}{\dot{m}} = \vec{U}_2 \vec{C}_{\theta 2} - \vec{U}_1 \vec{C}_{\theta 1} \quad (2)$$

A aplicação da Equação da Energia para escoamento contínuo leva à Equação 3 para o escoamento adiabático:

$$\frac{\dot{W}_C}{\dot{m}} = h_{02} - h_{01} \quad (3)$$

Ao combinar essas equações para um gás perfeito, pode-se mostrar que a razão de temperaturas de estagnação no rotor é dada por:

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = 1 + \frac{k-1}{kRT_{01}} \left(\vec{U}_2 \vec{C}_{\theta 2} - \vec{U}_1 \vec{C}_{\theta 1} \right) \quad (4)$$

que pode ser facilmente calculada somente para o caso particular de escoamento isentrópico. Como todos os escoamentos de fluidos reais são não isentrópicos é necessário desenvolver téc-

nicas que permitam relacionar o processo de escoamento real com um processo mais tratável de escoamento isentrópico.

A maneira mais simples e direta de se fazer isso é especificar uma eficiência que relaciona o processo de escoamento real com um processo de escoamento isentrópico. Na prática, o projetista vai querer calcular a eficiência e não simplesmente especificá-la. Neste caso, será necessário quantificar as irreversibilidades que ocorrem no processo de escoamento a fim de calcular o ganho de entropia. A Equação 5 é a definição de eficiência mais conveniente para este propósito, pois relaciona as condições de estagnação na entrada e na descarga (Figura 4.2):

$$\eta_I = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (5)$$

que, para um gás perfeito, torna-se:

$$\eta_I = \frac{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1}{\left(\frac{T_{02}}{T_{01}}\right) - 1} \quad (6)$$

Combinando as Equações 4 e 6, obtêm-se a razão de pressão de estagnação:

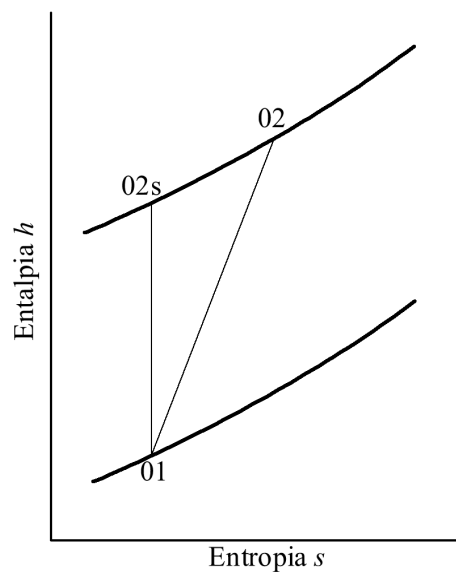


Figura 4.2: Diagrama entalpia-entropia do rotor. Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

$$\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} = 1 + \frac{k-1}{kRT_{01}} \eta_I \left(\vec{U}_2 \vec{C}_{\theta 2} - \vec{U}_1 \vec{C}_{\theta 1}\right) \quad (7)$$

A Equação 4 não somente dá a razão de temperaturas de estagnação para o rotor, mas também dá a razão de temperaturas de estagnação do estágio para escoamentos adiabáticos, já que os demais componentes são os difusores e as volutas que não fazem trabalho sobre o gás e, portanto, não

dão origem a qualquer aumento adicional na temperatura de estagnação. Por conseguinte, a razão de pressão de estagnação geral do estágio pode ser determinada através da Equação 7 desde que a eficiência total-total do rotor η_I seja substituída pela eficiência total-total do estágio completo.

Para o projeto preliminar, é normalmente aceitável assumir um valor desta eficiência. A componente tangencial da velocidade na entrada do rotor é normalmente zero. Porém, se são colocadas pás de *pré-rotação* dentro do duto de admissão, o ar que entra tem uma componente tangencial da velocidade absoluta. Esta velocidade depende do ângulo das pás difusoras estacionárias e do desvio, e pode ser determinada por:

$$\vec{C}_{\theta 1} = \vec{C}_1 \text{ sen } \alpha_1 \quad (8)$$

Os triângulos de velocidade na entrada do rotor, ilustrando a *pré-rotação* positiva e negativa, são mostrados na Figura 4.3. O efeito da *pré-rotação* positiva ou negativa sobre a razão de pressão de estagnação pode ser claramente visto a partir da Equação 7. A *pré-rotação* pode ser estimada a partir da geometria das pás difusoras de *pré-rotação*.

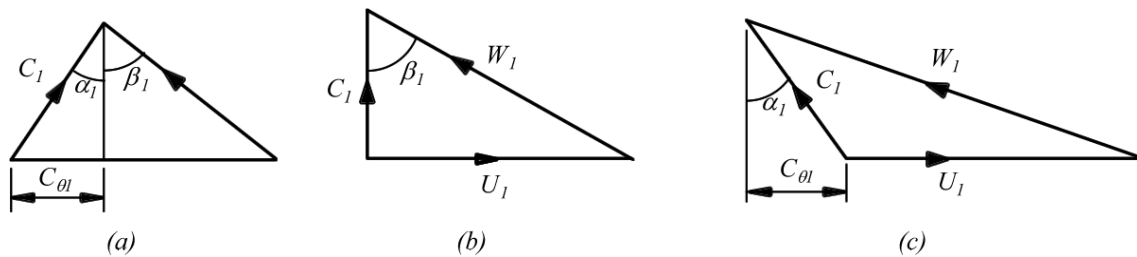


Figura 4.3: Triângulos de velocidade na entrada do rotor: (a) *pré-rotação* positiva; (b) sem *pré-rotação*; (c) *pré-rotação* negativa. Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

O cálculo da componente tangencial na descarga do rotor tem sido objeto de intensivo estudo. A finalidade é encontrar um método razoavelmente simples para calcular a componente tangencial média da velocidade a fim de que os cálculos da razão de pressão e da potência absorvida pelo compressor possam ser desenvolvidos com aceitável precisão.

Se o escoamento na descarga do rotor é perfeitamente guiado pelas pás do rotor, os vetores de velocidade para o rotor serão como se mostra na Figura 4.4 para um rotor com (a) pás radiais e (b) pás inclinadas para trás. Para o caso ideal de um escoamento perfeitamente orientado, a componente tangencial da velocidade na saída de um rotor com pás radiais é dada por:

$$\vec{C}_{\theta 2} = \vec{U}_2 \quad (9)$$

e para um rotor com pás viradas para trás por:

$$\vec{C}_{\theta 2} = \vec{U}_2 + \vec{C}_{m2} \tan \beta_{B2} \quad (10)$$

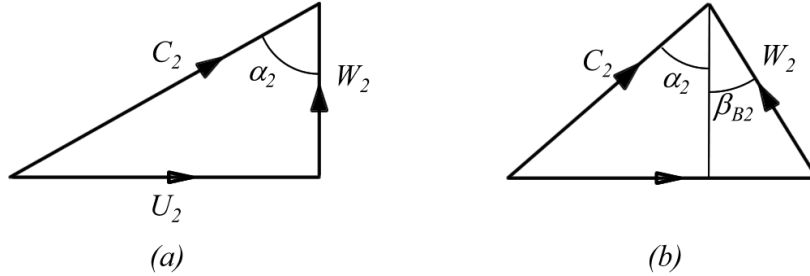


Figura 4.4: Triângulos de velocidade na descarga do rotor para infinito número de pás: (a) pás radiais; (b) pás inclinadas para trás. Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

Na Figura 4.4 e na Equação 10 o ângulo da pá é considerado negativo, uma vez que gera um vetor de velocidade na direção oposta à rotação do rotor.

Na prática, o escoamento não pode ser perfeitamente guiado por um número finito de pás, o que faz com que se apresente um fenômeno chamado de escorregamento, levando a uma modificação dos triângulos de velocidade como se mostra na Figura 4.5. O efeito do escorregamento é reduzir a magnitude da componente tangencial da velocidade do que é idealmente atingível. Isso, então, tem o efeito de reduzir a razão de pressão fornecida. No entanto, isso não deve ser visto como uma ineficiência, uma vez que o escorregamento ocorreria mesmo com um fluido ideal. Além de reduzir a razão de pressão, o escorregamento também reduz o consumo de energia do compressor, como é mostrado na Equação 2. Seu efeito prejudicial é que o rotor deveria ser maior ou girar a altas velocidades, a fim de fornecer a razão de pressão necessária. Isto leva a níveis elevados de esforço e ao aumento da velocidade relativa do rotor, que depois dão origem a maiores perdas por atrito e uma redução na eficiência.

A fim de quantificar este fenômeno, um fator de escorregamento é definido, o que normalmente assume a forma de:

$$\mu = 1 - \frac{\vec{C}_{slip}}{\vec{U}_2} = 1 - \frac{\vec{C}_{\theta 2\infty} - \vec{C}_{\theta 2}}{\vec{U}_2} \quad (11)$$

Do triângulo de velocidade da Figura 4.5, segue-se que:

$$\vec{C}_{\theta 2} = \mu \vec{U}_2 + \vec{C}_{m2} \tan \beta_{B2} \quad (12)$$

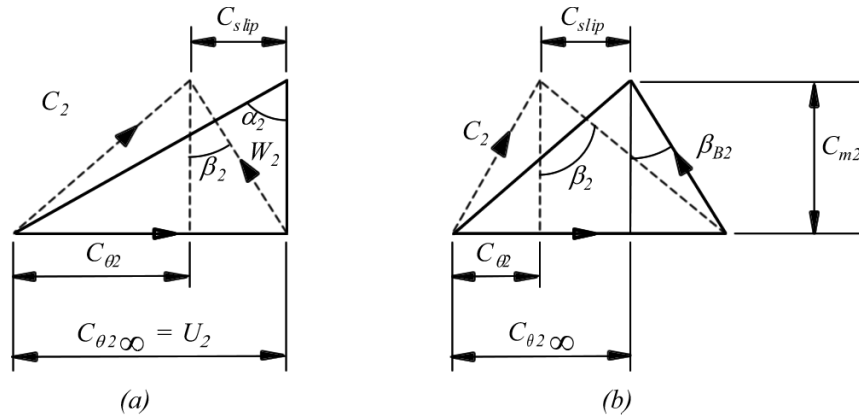


Figura 4.5: Triângulos de velocidade na descarga do rotor para número finito de pás: (a) pás radiais; (b) pás inclinadas para trás. Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

Para o caso específico de uma pá radial, a Equação 12 se reduz a:

$$\vec{C}_{\theta 2} = \mu \vec{U}_2 \quad (13)$$

Alguns textos definem o fator de escorregamento como:

$$\mu' = \frac{\vec{C}_{\theta 2}}{\vec{C}_{\theta 2\infty}} = 1 - \frac{\vec{C}_{slip}}{\vec{C}_{\theta 2\infty}} \quad (14)$$

Este parâmetro é referido como o fator de redução de trabalho (van den Braembussche, 1984)*, que expressa a redução de trabalho de entrada devido aos vórtices da passagem. Para um rotor de pás radiais ($\beta_{B2} = 0$), $\vec{C}_{\theta 2\infty} = \vec{U}_2$ e as definições do fator de escorregamento são idênticas. Para rotores de pás radiais sem pré-rotação de entrada, a Equação 7 se reduz a:

$$\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} = 1 + (k-1) \eta_I \mu \left(\frac{\vec{U}_2}{a_{01}}\right)^2 \quad (15)$$

4.3.1.1 Correlações do fator de escorregamento

O conhecimento preciso sobre o fator de escorregamento é extremamente importante, pois permite o cálculo da transferência de energia entre o rotor e o fluido. Consequentemente, inúmeros trabalhos de pesquisa preocupados com este assunto têm sido publicados.

O escoamento relativo saindo do rotor não será perfeitamente guiado pelas pás, mesmo sob condições ideais de escoamento sem atrito. A explicação para o fenômeno do escorregamento usa o conceito de contracorrentes relativas. Como o escoamento para o rotor normalmente é irrotacional, isto é, não tem giro ou rotação inicial, e um fluido sem atrito permanecerá irrotacional,

então, na descarga do rotor, o escoamento relativo deve girar com uma velocidade angular igual e oposta à do rotor (Figura 4.6a). Ao combinar essa contracorrente relativa e o escoamento radial através do rotor, o vetor velocidade resultante tem uma componente na direção oposta à rotação do rotor (Figura 4.6b).

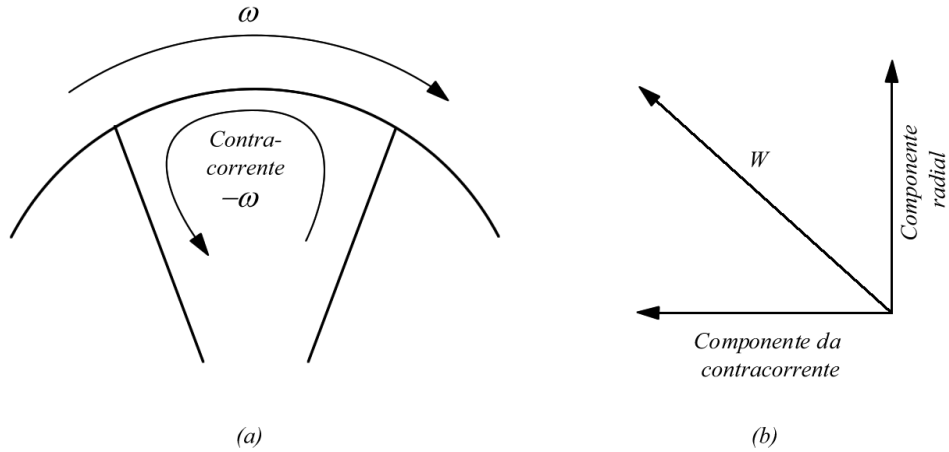


Figura 4.6: (a) *Contracorrentes relativas* e (b) *velocidades resultantes em um canal radial*. Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

Os conceitos das contracorrentes relativas e das velocidades de escoamento através do rotor foram usados por Stodola (1927)*, para obter a velocidade de escorregamento \vec{C}_{slip} e o fator de escorregamento μ (ver Figura 4.5) como:

$$\vec{C}_{slip} = \frac{\pi \vec{U}_2 \cos \beta_{B2}}{Z_B} \quad (16)$$

e

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{Z_B} \cos \beta_{B2} \quad (17)$$

Onde Z_B é o número de pás.

O fator de escorregamento foi aproximado por Wiesner (1967)* com a correlação:

$$\mu = 1 - \frac{\sqrt{\cos \beta_{B2}}}{Z_B^{0.7}} \quad (18)$$

Stanitz (1953)*, por outro lado, aproximou o fator de escorregamento através da expressão:

$$\mu = 1 - \frac{0.63\pi}{Z_B} \quad (19)$$

que foi considerada satisfatória para ângulos de pá na faixa de -45 a $+45$ graus.

As correlações anteriores são baseadas em análises teóricas do escoamento de um fluido

ideal. Conseqüentemente, não podem fornecer uma descrição adequada de escoamentos reais na descarga do rotor.

Outras correlações empíricas têm sido desenvolvidas na tentativa de prever a separação do escoamento no rotor. Dean (1974)* apontou que um determinado rotor não tem um único valor de fator de escorregamento, já que este varia com a vazão. Isto é devido aos diferentes graus de separação que ocorrem dentro da passagem do rotor com vazão variável. Mesmo no melhor ponto de eficiência e com o mesmo número de pás, projetos de rotores diferentes terão diferentes graus de separação. Portanto, as correlações de escoamento ideal de Wiesner e Stanitz devem ser aplicadas apenas a escoamentos de jato.

O objetivo do projeto do rotor é maximizar a eficiência e, assim, uma consideração qualitativa das fontes de dissipação de energia deve ser feita (secção 4.3.3). Talvez a fonte mais evidente de perda seja aquela devida ao atrito (*skin friction loss*), que é diretamente proporcional ao comprimento do caminho de escoamento e ao quadrado da velocidade relativa do escoamento. Portanto, um objetivo de projeto deve ser o de se manter baixos tanto o comprimento do caminho quanto a velocidade do escoamento. Uma segunda importante fonte de perdas é devida às folgas (*clearance loss*), que é uma função do espaço que deve ser mantido entre as pontas rotativas da pá e a capa de proteção estacionária (*shroud*). Esta perda é uma função da relação entre a folga na ponta e a altura da pá, relação que pode se tornar muito grande para máquinas de alta razão de pressão.

A principal exigência de um procedimento para projeto de rotores é o cálculo das dimensões globais e os ângulos de entrada e de descarga da pá. Embora no projeto do rotor seja considerado o projeto do indutor separado do projeto da descarga, eles não devem ser vistos como componentes desconectados. De fato, o projeto da descarga está criticamente ligado aos parâmetros do escoamento do indutor.

4.3.1.2 Projeto do Indutor

Antes de iniciar qualquer processo de projeto, o conhecimento prévio de alguns parâmetros deve estar disponível, enquanto outros devem ser assumidos e ajustados durante o processo de projeto. Para o projeto do indutor, o conhecimento preliminar será referido :

- 1) à pressão e temperatura de estagnação de entrada. As condições atmosféricas padrão muitas vezes são aplicáveis.
- 2) ao grau de pré-rotação. Neste trabalho, será assumido que o escoamento entra no indutor

sem pré-rotação.

3) à vazão mássica do fluido de trabalho. a escoamentos secundários e a perdas associadas.

Além disso, será assumido que o escoamento entra uniformemente para que não haja variação da velocidade axial na direção radial.

No indutor, geralmente são considerados dois aspectos durante o processo de projeto. O primeiro considera o ponto de projeto (ponto de melhor eficiência) na procura para garantir que a vazão mássica necessária na entrada do rotor produza um escoamento com número de Mach relativo o mínimo possível. Isso minimiza as perdas de incidência da pá na passagem seguinte (difusor). O segundo considera a faixa de vazão entre o *stall* e o *choque*. Isto novamente leva à necessidade de minimizar o número de Mach relativo, já que a faixa de operação estável entre o *choque* e o *stall* diminui significativamente à medida que aumenta número de Mach (Rodgers, 1968)*.

Os principais requisitos nesta etapa do projeto são os raios da raiz e da ponta e o ângulo na ponta da pá (Figura 4.7). O raio mínimo necessário na ponta é normalmente fixado através de considerações seja da área transversal mínima para transmitir o torque necessário e evitar problemas de vibração crítica ou do espaço circunferencial para acomodar o número necessário de pás, o que for maior. Uma vez que o ângulo da ponta da pá é estabelecido, os ângulos da pá em todos os outros raios podem ser facilmente determinados.

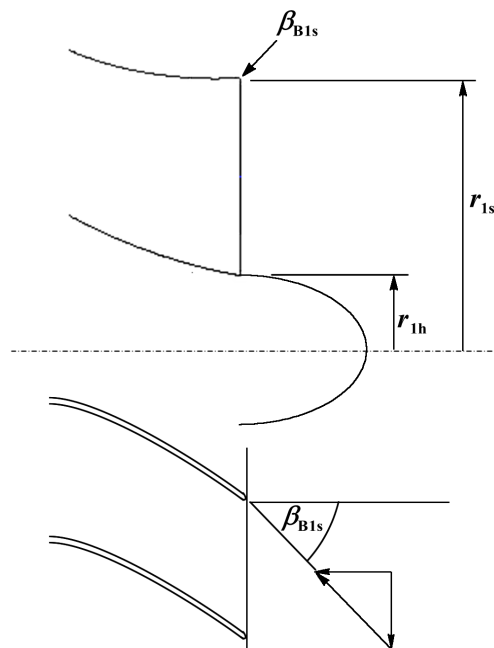


Figura 4.7: Indutor do rotor. Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

O raio da ponta é a posição onde a velocidade da pá e, conseqüentemente, a velocidade relativa é maior. Ao reduzir o raio da ponta (Figura 4.7) a velocidade periférica na ponta da pá irá diminuir, levando a uma redução do número de Mach relativo. No entanto, isso também leva a uma menor área de escoamento e, conseqüentemente, a velocidade absoluta e o número de Mach relativo irão aumentar. Claramente, há uma posição radial além da qual o aumento da velocidade absoluta tem um efeito mais significativo sobre o número de Mach relativo do que a diminuição da velocidade periférica. Para um escoamento sem pré-rotação, o triângulo de velocidades na entrada é um simples triângulo retângulo:

$$\vec{W}_{1s}^2 = \vec{C}_{1ms}^2 + \vec{U}_{1s}^2 = \vec{C}_{1s}^2 + \omega^2 r_{1s}^2 \quad (20)$$

e com a vazão mássica adimensional dada por:

$$\theta = \frac{\dot{m}}{\pi r_2^2 \rho_{01} a_{01}} = \frac{r_{1s}^2}{r_2^2} (1 - v^2) \frac{\rho_1 \vec{C}_{1s}}{\rho_{01} a_{01}} \quad (21)$$

onde $v = \frac{r_{1h}}{r_{1s}}$

A Equação 20 pode ser rearranjada para dar:

$$M_{1s}'^2 = M_{1s}^2 + \frac{M_u^2 \theta}{1 - v^2} \frac{1}{M_{1s}^2} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{1s}^2 \right)^{\frac{3k-1}{2(k-1)}} \quad (22)$$

onde $M_u = \frac{\vec{U}_2}{a_{01}}$.

Desta expressão pode ser determinado um número de Mach relativo mínimo para qualquer magnitude definida de $\theta M_u^2 / (1 - v^2)$.

Uma visão alternativa para minimizar o número de Mach relativo para qualquer vazão mássica dada é maximizar a vazão mássica para qualquer número de Mach relativo dado.

A Equação 22 pode ser reorganizada e escrita em termos do número de Mach relativo e do ângulo de escoamento para resultando em:

$$\frac{M_u^2 \theta}{1 - v^2} = \frac{M_{1s}'^3 \sen^2 \beta_{1s} \cos \beta_{1s}}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_{1s}'^2 \cos^2 \beta_{1s} \right)^{\frac{3k-1}{2(k-1)}}} \quad (23)$$

O ângulo de escoamento que produzirá a máxima vazão mássica para qualquer número de Mach especificado pode ser encontrado através da diferenciação da Equação 23 com respeito a β_{1s} .

Igualando o resultado a zero, tem-se:

$$\cos^2 \beta_{1s} = \frac{3 + k M_{1s}'^2}{2M_{1s}'^2} \left(1 - \left[1 - \frac{4M_{1s}'^2}{(3 + k M_{1s}'^2)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \right) \quad (24)$$

Para qualquer vazão mássica, o projetista pode minimizar o número de Mach relativo selecionando o ângulo de escoamento através da Equação 24. Este procedimento, portanto, fornece um meio para se fazer uma boa estimativa de ordem de magnitude para o ângulo da pá na ponta. Para transformar este ângulo no ângulo requerido da pá, requer-se um conhecimento do ângulo de incidência para a vazão de projeto. Uma ordem de grandeza para este ângulo de incidência i é -4 a -6 graus (Rodgers, 1968)*. O ângulo da pá é, então:

$$\beta_{B1s} = \beta_{1s} - i \quad (25)$$

Tendo estabelecido o ângulo de escoamento relativo e o número de Mach relativo, a Equação de Continuidade pode ser aplicada para calcular a área de escoamento na entrada e, portanto, o raio da ponta pode ser calculado, se o raio da raiz é determinado a partir das considerações mecânicas.

A Equação de Continuidade:

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 \vec{C}_{m1} = \pi (r_{1s}^2 - r_{1h}^2) \rho_1 \vec{C}_{m1} \quad (26)$$

pode ser desenvolvida em termos do ângulo de escoamento relativo e do número de Mach como:

$$\dot{m} = \frac{\rho_{01} a_{01} \pi (r_{1s}^2 - r_{1h}^2) M_{1s}'^2 \cos \beta_{1s}}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_{1s}'^2 \cos^2 \beta_{1s} \right)^{\frac{3k-1}{2(k-1)}}} \quad (27)$$

a partir do qual, o raio da ponta pode ser calculado. O valor para a magnitude do número de Mach relativo vai depender da velocidade de rotação do rotor que, por sua vez, depende da razão de pressão requerida, do raio de descarga do rotor e do ângulo da pá. Será, portanto, necessário retornar ao projeto do indutor quando a descarga for considerada.

4.3.1.3 Choque, *stall* e faixa de vazão.

Claramente, o número de Mach relativo na entrada é um parâmetro fundamental em qualquer procedimento de projeto. No entanto, além de considerar o ponto de projeto, também deve ser incluída a faixa de vazão desde o *stall* do rotor até a condição de choque. Em compressores com difusores sem pás difusoras, a condição de choque será controlada pela área da garganta do

rotor. Quando difusores de pás difusoras estão incluídos, é provável que a vazão de choque dependa da garganta do difusor de pás difusoras. No entanto, o indutor terá de ser cuidadosamente projetado para fornecer uma partida satisfatória com o difusor de pás difusoras.

A vazão de choque ocorre quando a velocidade em uma seção de garganta atinge a velocidade do som. Para calcular estas condições de escoamento crítico, uma análise de escoamento isentrópico simples pode ser realizada entre a entrada e a garganta no diâmetro da raiz média quadrática (RMS) definido por:

$$d_{1\ rms} = \left(\frac{r_{1s}^2 - r_{1h}^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

A área da garganta é definida como a área mínima de escoamento na passagem entre duas pás vizinhas e a área efetiva de escoamento deve ser considerada pela aplicação de um fator de bloqueio para permitir o crescimento da camada limite. O fator de bloqueio no rotor foi determinado iterativamente através de:

$$A_{th} = 0,97 \cdot \text{área geométrica} \quad (29)$$

Escrevendo a Equação de Continuidade entre a entrada indutora e a garganta, tem-se:

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 \vec{W}_1 \cos \beta_1 = \rho_{th} A_{th} \vec{W}_{th} \quad (30)$$

onde o índice 1 refere-se à posição *Raiz média quadrática (root mean square) (RMS)* e *th* à garganta.

Assumindo que não há mudança nos raios entre a entrada e a garganta, a temperatura relativa de estagnação permanece constante (ver Whitfield e Baines, 1990, Capítulo 2); ainda mais, para o escoamento isentrópico, a pressão relativa de estagnação também permanece constante. Com estas limitações, a Equação 30 pode ser escrita em termos de número de Mach dando:

$$\frac{M'_1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M'^2_1\right)^{\frac{k-1}{2(k-1)}}} A_1 \cos \beta_1 = \frac{M'_{th}}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M'^2_{th}\right)^{\frac{k-1}{2(k-1)}}} A_{th} \quad (31)$$

Se o detalhe da forma da pá na entrada não é conhecido nesta fase, então uma aproximação para a abertura da garganta deve ser utilizada, como:

$$A_{th} = A_1 \cos \beta_{B1} \quad (32)$$

onde β_{B1} é o ângulo da pá no diâmetro *RMS*.

Se houver uma curvatura significativa da pá entre o bordo de ataque e a posição da garganta, esta aproximação pode ser insatisfatória. A vazão de choque pode ser incrementada através do aumento da área de escoamento A_{th} , aumentando a abertura das pás. Isto pode ser conseguido por um determinado ângulo de entrada da pá, reduzindo o ângulo de montagem da pá. Os ângulos de montagem maiores que 60 graus geram projetos de indutor com altos números de Mach relativos na ponta devido ao excessivo bloqueio da pá levando à acelerações do escoamento local (Osborne et al., 1975)*.

A taxa de vazão de choque efetiva é dada por:

$$\dot{m}_c = \rho_{th} A_{th} (kR T_{th})^{\frac{1}{2}} = \rho_{01} a_{01} A_{th} \frac{\rho_{th}}{\rho_{01}} \left(\frac{T_{th}}{T_{01}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (33)$$

e, com os pressupostos de pré-rotação zero e escoamento axial isentrópico na garganta, podem ser desenvolvidos para:

$$\dot{m}_c = A_{th} a_{01} \rho_{01} \left[\frac{2}{k-1} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{th}^{\prime 2} \right) \right]^{\frac{k-1}{2(k-1)}} \quad (34)$$

Isso mostra que, se o choque é controlado pelo indutor, a vazão mássica depende da velocidade da pá.

A solução completa para a vazão de choque requer de um conhecimento da velocidade do rotor $\frac{\bar{U}_1}{a_{01}}$ e este depende do projeto da descarga do rotor.

4.3.1.4 Projeto da descarga

Os parâmetros geométricos necessários na descarga do rotor são o ângulo da pá, a largura da pá e o diâmetro. As vantagens das pás inclinadas para trás resumidamente são:

- 1) Uma redução do número de Mach absoluto na descarga do rotor, reduzindo assim os requisitos de difusão do subseqüente difusor.
- 2) Um aumento negativo do gradiente de trabalho de entrada e da curva razão de pressão - vazão mássica característica, o que leva a uma faixa operacional estável mais ampla.
- 3) Um aumento na curvatura na pá no plano pá a pá, o que leva a um reduzido gradiente de pressão pá a pá, o que por sua vez leva a uma redução dos escoamentos secundários e perdas associadas.

(McCutcheon, 1978)* durante um estudo de otimização observou que, aerodinamicamente, não há um ângulo de descarga de pá ótimo e a inclinação para trás da pá é limitada pelas restrições mecânicas e físicas, que são:

- 1) Aumento do disco, levando a um aumento da velocidade da ponta e dos esforços na pá.
- 2) Necessidade de se construir as pás com fibras não radiais, levando a esforços de flexão centrífuga.
- 3) Aumento do diâmetro do rotor, o que leva ao aumento da inércia, o que é prejudicial para a resposta transitória e particularmente importante em aplicações de turbocompressores.

Estas restrições físicas devem ser tomadas em conta quando se consideram os benefícios aerodinâmicos das pás inclinadas para trás. Na fase inicial de projeto, os únicos parâmetros conhecidos são a vazão mássica e a razão de pressão estagnação do estágio (não a razão de pressão do rotor). O projetista deve, portanto, atribuir magnitudes aos parâmetros geométricos e aerodinâmicos que ele considere mais adequados.

Inicialmente, valores típicos de eficiência total-total do estágio do compressor e fator de escorregamento são especificados como de 0,8 e 0,85, respectivamente. Estes valores serão utilizados para fins de inicialização do cálculo e serão recalculados iterativamente já que estas magnitudes não são necessariamente satisfatórias para uma ampla gama de índices de pressão e projetos de rotor considerados. O fator de escorregamento é uma função do número de pás e do ângulo da pá na descarga. No entanto, para a faixa de ângulos de pá considerados, o fator de escorregamento não muda significativamente (Equação 18).

Talvez os parâmetros aerodinâmicos mais importantes na descarga do rotor sejam a magnitude do número de Mach absoluto e a direção da velocidade do escoamento. Números de Mach desnecessariamente elevados irão impor uma carga pesada sobre o sistema difusor e irá induzir altas perdas por fricção e, possivelmente, perdas por choque ao redor das bordas de ataque das pás difusoras do difusor. Se o ângulo da velocidade absoluta em relação à direção radial é grande o caminho do escoamento através do difusor sem pás será longo e, além de elevadas perdas por atrito, podem ocorrer inversões de escoamento, seguidas por um *surge* violento.

A razão de pressão está relacionada com a velocidade do rotor através da Equação 7 e, com a suposição de pré-rotação zero, esta pode ser escrita como:

$$P_R^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} = 1 + (k - 1) \eta_s \frac{\vec{U}_2 \vec{C}_{\theta 2}}{a_{01} a_{01}} \quad (35)$$

A componente tangencial da velocidade é dada pela Equação 12 e pode ser reescrita em termos do ângulo do escoamento absoluto para produzir:

$$\vec{C}_{\theta 2} = \frac{\mu \vec{U}_2}{1 - \left(\tan \beta_{B2} / \tan \alpha_2 \right)} = \lambda \vec{U}_2 \quad (36)$$

A razão de pressão é, então, dada por:

$$P_R^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} = 1 + (k-1) \eta_s \lambda M_u^2 \quad (37)$$

O parâmetro $\lambda = \vec{C}_{\theta 2} / \vec{U}_2 = \mu [1 - (\tan \beta_{B2} / \tan \alpha_2)]$ é muitas vezes referido como coeficiente de trabalho ou fator de trabalho (Rodgers, 1968)*.

Para qualquer razão de pressão especificada, a velocidade adimensional da ponta do rotor M_u resulta diretamente da Equação 37; alternativamente M_u pode ser sistematicamente variado para cobrir uma faixa de relações de pressão. A razão de temperaturas de estagnação do rotor também segue a partir da definição de eficiência ou através de:

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = 1 + (k-1) \lambda M_u^2 \quad (38)$$

O número Mach M_2 é dado por \vec{C}_2 / a_2 , que pode ser escrito como:

$$M_2 = \frac{\vec{C}_2}{a_2} = \frac{\vec{C}_2 a_{01} a_{02}}{a_{01} a_{02} a_2} \quad (39)$$

e desenvolvido para:

$$M_2 = \frac{\vec{C}_{\theta 2}}{a_{01}} \frac{1}{\sin \alpha_2} \sqrt{\frac{T_{01} T_{02}}{T_{02} T_2}} \quad (40)$$

Com $\vec{C}_{\theta 2}$ dada pela Equação 36, T_{02}/T_{01} pela Equação 38 e $T_{02}/T_2 = 1 + (k-1)M_2^2/2$, a Equação 40, pode ser desenvolvida para produzir o número de Mach como:

$$M_2 = \frac{M_u \lambda / \sin \alpha_2}{\left\{ 1 + (k-1) \lambda M_u^2 [1 - 0,5 \lambda / \sin^2 \alpha_2] \right\}^{1/2}} \quad (41)$$

A aplicação de pás inclinadas para trás leva a uma redução no número de Mach na descarga em todas as velocidades do rotor. Para ângulos moderados de pás inclinadas para trás, um aumento do ângulo de escoamento conduz a uma nova redução no número de Mach. No entanto, para ângulos de descarga da pá acima de 30 graus, um ângulo de escoamento crescente leva a um aumento do número de Mach. As mudanças, no entanto, não são substanciais e os efeitos prejudiciais de se aumentar o ângulo de escoamento superam qualquer efeito favorável adquirido modificando o

número de Mach.

O aumento da inclinação para trás da pá, portanto, leva a uma redução no número de Mach na descarga para qualquer velocidade do rotor. Entretanto, para se manter a razão de pressão necessária, a velocidade do rotor M_u deve ser aumentada quando a inclinação para trás da pá é aumentada o que, naturalmente, leva a um aumento do número de Mach na descarga.

A aplicação de pás curvadas para trás pode, portanto, ser considerada desejável, já que reduz o número de Mach na descarga. No entanto, a necessidade de se aumentar a velocidade do rotor vai levar a uma maior velocidade da pá pelo que, igualmente, deve-se prestar atenção às consequências no indutor. A velocidade da ponta da pá na entrada \vec{U}_{1s} está relacionada com a descarga através da razão de raios r_{1s}/r_2 . O número de Mach relativo é então uma função do ângulo de escoamento de entrada relativo β_{1s} com:

$$\frac{\vec{U}_{1s}}{a_{01}} = \frac{\vec{U}_2 r_{1s}}{a_{01} r_2} \quad (42)$$

A partir do triângulo de velocidades na entrada, com pré-rotação zero, o número de Mach relativo é dado por:

$$M'_{1s} = \frac{\left(\vec{U}_{1s}/a_{01}\right) / \sin \beta_{1s}}{1 - [(k-1)/2] \left(\vec{U}_{1s}/a_{01}\right)^2 / \tan^2 \beta_{1s}} \quad (43)$$

A fim de se aumentar a velocidade da pá M_u para compensar a curvatura para trás da pá na descarga, é necessário um aumento seja na rotação do rotor ou no diâmetro de descarga. Para isso, a principal variável disponível é a razão de raios r_{1s}/r_2 . A redução de r_{1s}/r_2 é equivalente a aumentar o diâmetro do rotor.

A aplicação da Equação de Continuidade levará ao cálculo da área de escoamento na descarga, que é:

$$\dot{m} = \rho_1 \pi r_{1s}^2 \left(1 - r_{1h}^2/r_{1s}^2\right) \vec{C}_{m1} = \rho_2 2\pi r_2 b_2 \vec{C}_{m2} B_2 \quad (44)$$

onde B_2 é um fator de bloqueio na descarga. Essa equação pode ser rearranjada para produzir:

$$\frac{2b_2 B_2}{r_2} = \frac{\rho_1 r_{1s}^2}{\rho_2 r_2^2} (1 - \nu^2) \frac{\vec{C}_{m1} a_{01}}{a_{01} \vec{C}_{m2}} \quad (45)$$

A aplicação da Equação 45 requer a especificação da razão de raios raiz/ponta ν . O raio da raiz dependerá do número de pás indutoras a serem alojadas na superfície do cubo e/ou dos

níveis de estresse no cubo. O principal problema antes da aplicação da Equação 45 é o cálculo da densidade ρ_2 . Para calcular as propriedades do fluido na descarga do rotor é necessário especificar a eficiência total-total do rotor η_I , que será inicialmente assumida como 0,9 e será posteriormente recalculada. A pressão de estagnação na descarga do rotor pode ser calculada pela Equação 37 substituindo η_S com η_I . Lembrando-se que para um escoamento adiabático, a temperatura de estagnação permanece constante através do difusor e a temperatura de estagnação na descarga do rotor é idêntica a da descarga do estágio.

Para proceder com o cálculo da densidade, as condições de estagnação devem ser convertidas para estáticas, resultando em:

$$\frac{P_{02}}{P_2} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (46)$$

O número de Mach M_2 é determinado a partir da Equação 41. E fazendo uso da equação de Estado:

$$\frac{\rho_2}{\rho_{01}} = \frac{P_{02}}{P_{01}} \frac{P_2}{P_{02}} \frac{T_{01}}{T_{02}} \frac{T_{02}}{T_2} \quad (47)$$

Onde todas as relações no lado direito são conhecidas: P_{02}/P_{01} a partir da Equação 37. P_{02}/P_2 da Equação 46, T_{02}/T_{01} da Equação 38, e T_{02}/T_2 a partir de $T_2/T_{02} = 1 - 0,5(k-1) \left(\frac{\vec{C}_2}{a_{02}}\right)^2$. A Equação 45 agora pode ser reescrita na forma:

$$\frac{2b_2 B_2}{r_2} = \frac{\rho_1}{\rho_{01}} \frac{\rho_{01}}{\rho_2} \frac{r_{1s}^2}{r_2^2} (1 - \nu^2) \frac{\vec{C}_{m1} a_{01}}{a_{01} \vec{C}_{m2}} \quad (48)$$

As incógnitas restantes no lado direito da Equação 48 são ρ_{01}/ρ_1 , \vec{C}_{m1}/a_{01} e \vec{C}_{m2}/a_{01} , que podem ser facilmente determinadas através de:

$$\frac{\rho_{01}}{\rho_1} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{1s}'^2 \cos^2 \beta_{1s}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (49)$$

$$\frac{\vec{C}_{m1}}{a_{01}} = \frac{\vec{C}_1}{a_{01}} = \frac{\vec{U}_{1s}}{\tan \beta_{1s}} \frac{1}{a_{01}} = \frac{\vec{U}_2}{a_{01}} \frac{r_{1s}}{r_2} \frac{1}{\tan \beta_{1s}} \quad (50)$$

$$\frac{\vec{C}_{m2}}{a_{01}} = \frac{\vec{C}_{\theta 2}}{a_{01}} \frac{1}{\tan \alpha_2} = \lambda \frac{\vec{U}_2}{a_{01}} \frac{1}{\tan \alpha_2} \quad (51)$$

A altura adimensional da pá b_2/r_2 pode agora ser calculada. A combinação destas equações para uma única equação de b_2/r_2 leva a uma expressão complexa, especialmente se os números de Mach M_{1s}' e M_2 são substituídos. Destas equações, sem derivar a expressão completa, pode ser

visto que:

$$B_2 b_2 / r_2 = f(\mu, \eta_I, \nu, \beta_{1s}, \beta_{B2}, \alpha_2, M_u, r_{1s} / r_2) \quad (52)$$

Variando sistematicamente M_u e r_{1s} / r_2 e mantendo todas as outras variáveis constantes, a variação da altura adimensional da pá com a razão de raios para uma série de velocidades adimensionais M_u (e, portanto, de razões de pressão) pode ser encontrada.

4.3.1.5 Avaliação do projeto

Os parâmetros de projeto mais importantes segundo Rodgers (1977)* são:

- 1) Velocidade específica
- 2) Números de Mach
- 3) Limitações de difusão
- 4) Ângulo de escoamento na saída.

Da análise anterior, os números de Mach e os ângulos de escoamento na saída têm sido empregados intensivamente e a velocidade específica e as limitações de difusão permanecem como parâmetros que podem ser facilmente calculados para avaliar o projeto.

A velocidade específica é definida como:

$$n_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{\Delta h_{0s}^{3/4}} \quad (53)$$

Substituindo Q e Δh_{0s} através de

$$Q = \dot{m} / \rho_{01} = (\rho_1 / \rho_{01}) A_1 \vec{C}_{m1} \quad (54)$$

e

$$\Delta h_{0s} = \frac{\mu \eta_s \vec{U}_2^2}{1 - (\tan \beta_{B2} / \tan \alpha_2)} = \lambda \eta_s \vec{U}_2^2 \quad (55)$$

pode-se mostrar que a velocidade específica é dada por

$$n_s = \left(\frac{r_{1s}}{r_2} \right)^{3/2} \left(\frac{\pi}{\tan \beta_{1s}} \right)^{1/2} (1 - \nu^2)^{1/2} \left[1 - \frac{k-1}{2} \left(\frac{r_{1s}}{r_2} \right)^2 \left(\frac{\vec{U}_2}{a_{01}} \right)^2 \frac{1}{\tan^2 \beta_{1s}} \right]^{\frac{k-1}{2}} (\lambda \eta_s)^{-3/4} \quad (56)$$

O termo entre colchetes da Equação 56 elevado à potência $(k-1)/2$ ocorre por causa da razão de densidades da Equação 54, que por sua vez surge devido à utilização da vazão volumétrica

de estagnação. Este termo é mais significativo em alta velocidade e, portanto, para alta razão de pressão, ignorá-lo é equivalente a usar uma vazão volumétrica com base na densidade estática na entrada.

Como pode ser visto, a introdução de pás com inclinação para trás leva a um aumento na velocidade específica. Embora a análise apresentada não seja suficiente para indicar uma ótima velocidade específica, as tendências mostradas seguem as conclusões dadas por Rodgers (1980)*:

- 1) a velocidade específica ótima aumenta quando a curvatura para trás (das pás) é aumentada.
- 2) a velocidade específica ótima para um determinado ângulo de descarga da pá diminui com o aumento do número de Mach.

A velocidade específica também pode estar relacionada com o coeficiente de potência adimensional que pode ser expresso como:

$$\dot{W}_{ND} = n_s^2 M_u^3 \eta_s^{3/2} \lambda^{5/2} / \pi \quad (57)$$

O coeficiente de potência é uma medida da densidade de potência ou razão potência-peso. Um objetivo comum de projeto é absorver ou tirar potência em uma quantidade tão pequena quanto possível, isto é, maximizar o coeficiente de potência. Com a velocidade da ponta do rotor limitada por considerações de estresse, a eficiência maximizada e λ diminuindo com o aumento da curvatura para trás da pá, o coeficiente de potência pode ser aumentado ainda mais aumentando apenas a velocidade específica.

A difusão interna é comumente quantificada mediante duas técnicas: uma considera a razão entre as velocidades relativas (ou números de Mach) na entrada do rotor (normalmente no raio da ponta) e na descarga; a outra é semelhante, mas usa a velocidade relativa na saída baseada na separação do escoamento. Mediante uma combinação apropriada de equações, a razão de difusão global DR pode ser expressa como:

$$DR = \frac{\vec{W}_{1s}}{\vec{W}_2} = \frac{r_{1s}/r_2}{(1 - 2\lambda + \lambda^2/\text{sen}^2\alpha_2)^{1/2} \text{sen}\beta_{1s}} \quad (58)$$

A DR máxima ocorre quando $\lambda = \text{sen}^2\alpha_2$. Claramente, a magnitude da DR é uma função direta da razão de raios r_{1s}/r_2 e, embora altas taxas de difusão sejam desejáveis, a separação da camada limite irá ocorrer e as altas taxas de difusão previstas não poderão ser alcançadas na prática.

4.3.2 Projeto do difusor

O difusor é um importante elemento de um compressor. O seu objetivo é reduzir a velocidade do escoamento de saída do rotor, resultando num aumento de pressão. O difusor pode ser descrito como um canal divergente na direção do escoamento (ver Figura 4.8).

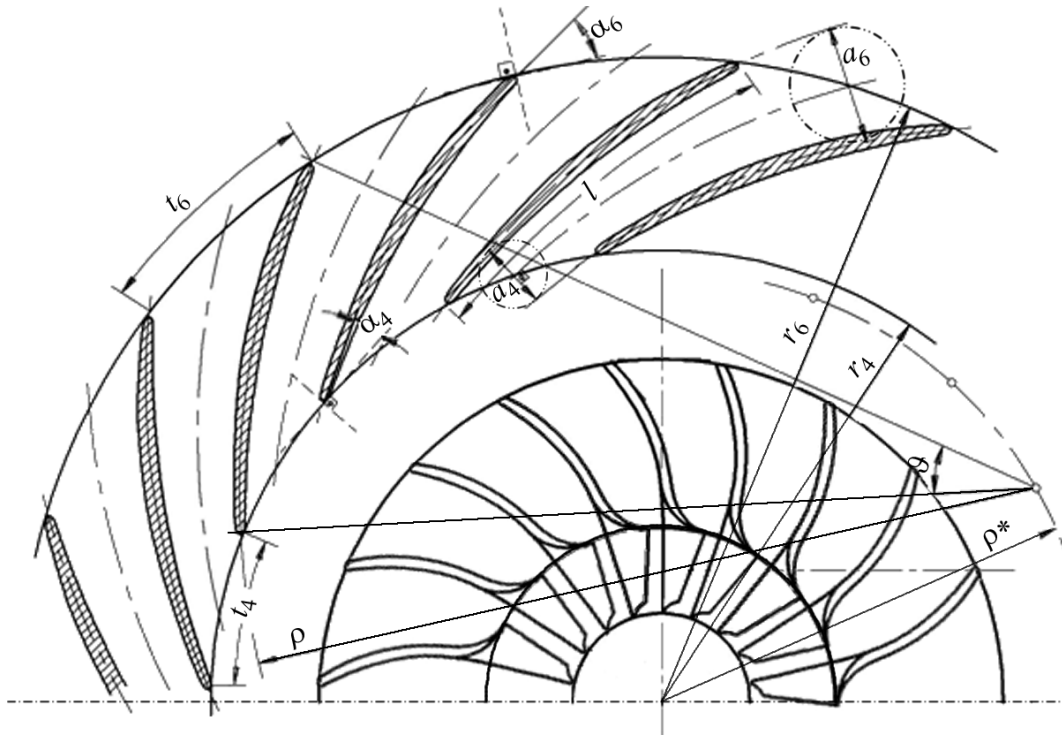


Figura 4.8: Geometria do difusor. Adaptado de Eckert e Schenell (1961)

Embora o difusor básico pareça ser um dispositivo geometricamente simples, ele está envolvido por dois sérios problemas da mecânica de fluidos. O principal problema é a tendência das camadas limite em se separar das paredes do difusor se a razão de difusão local é muito alta, resultando em mistura de escoamentos e grandes perdas na pressão de estagnação. Por outro lado, se a taxa de difusão é muito baixa, o fluido está exposto a um comprimento longo da parede e as perdas por atrito do fluido novamente tornam-se excessivas. Claramente, tem que haver uma taxa ótima de difusão entre estes dois extremos, para os quais as perdas são minimizadas.

A largura b da lâmina ao longo do difusor deve ser constante e corresponde à largura da porção de difusor sem pás difusoras, isto é

$$b_6 = b_4 = b_2 + (1 \cdots 2mm) \quad (59)$$

Um aumento da largura da lâmina $b_5 > b_6$ não é recomendado por causa do perigo de muita desaceleração e do associado risco de descolamento.

Para o projeto adicional do difusor, a determinação do coeficiente de expansão, o ângulo de abertura e o número de pás difusoras podem ser determinados com base na experiência.

Denotando o ângulo de abertura da pá difusora do difusor como 2ϑ , a largura livre de entrada para o difusor como a_4 e a largura de saída correspondente como a_6 (Figura 4.8), o comprimento l apropriado da pá do difusor é dado por:

$$\tan \vartheta = (a_6 - a_4)/(2 \cdot l) \quad (60)$$

onde

$$a_4 = 2\pi/Z_d r_4 \text{sen } \alpha_4 \quad (61)$$

com Z_d = número de pás difusoras. Agora,

$$\frac{a_6}{a_4} = \frac{r_6 \text{sen} \alpha_6}{r_4 \text{sen} \alpha_4} = C = \text{Relação de abertura do difusor} \quad (62)$$

com

$$\text{sen } \alpha_6 = \frac{r_4}{r_6} \cdot C \cdot \text{sen } \alpha_4 \quad \text{e} \quad a_6 = a_4 \cdot C = \frac{2\pi}{Z_d} \cdot r_4 \cdot C \cdot \text{sen } \alpha_4$$

Substituindo no projeto simplificando o comprimento da pá difusora l na Equação 60 pelo comprimento da corda s de um arco circular correspondente tem-se:

$$l \approx s = \frac{r_6^2 - r_4^2}{\sqrt{r_6^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_4 \cdot r_6 \cdot \cos(\alpha_4 + \alpha_6)}} \quad (63)$$

Em seguida, a partir da Equação 60

$$\tan \vartheta = \frac{\frac{2\pi}{Z_d} r_4 \text{sen } \alpha_4 (C - 1)}{2 \cdot (r_6^2 - r_4^2)} \cdot \sqrt{r_6^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_4 \cdot r_6 \cdot [\cos \alpha_4 \cdot \sqrt{1 - (C \text{sen } \alpha_4 \cdot \frac{r_4}{r_6})^2} - C \cdot \frac{r_4}{r_6} \text{sen}^2 \alpha_4]} \quad (64)$$

e, após a transformação, é encontrado o número de pás difusoras guia:

$$Z_d = \frac{2\pi \text{sen } \alpha_4 (C - 1)}{2 \tan \vartheta [(\frac{r_6}{r_4})^2 - 1]} \cdot \sqrt{(\frac{r_6}{r_4})^2 + 1 - 2 \cdot \frac{r_6}{r_4} [\cos \alpha_4 \cdot \sqrt{1 - (C \cdot \frac{r_4}{r_6} \text{sen } \alpha_4)^2} - C \cdot \frac{r_4}{r_6} \text{sen}^2 \alpha_4]} \quad (65)$$

De acordo com as medições feitas por Wedernikoff (1926) *apud* Eckert e Schenell (1961), o ângulo ótimo em difusores retangulares está na faixa $2\vartheta = 8^\circ - 10^\circ$. Para ângulos de abertura

maior, a eficiência do difusor estará comprometida pelas perdas associadas com a separação, enquanto que com a diminuição deste ângulo o comprimento do difusor ou o número de pás difusoras Z_d será acrescentado, de modo que as perdas por atrito serão mais elevadas. Além disso, a rugosidade das pás difusoras tem uma evidente influência, alterando o ângulo permissível para os canais em bruto (pás difusoras sem acabamento), por isso é preferível usar pás difusoras feitas de chapa de aço liso.

A razão entre a seção transversal $F_6/F_5 = C$ e o aumento de pressão em um difusor reto é como se segue.

Negligenciando a troca de calor a temperatura ambiente ($T_{tot} = \text{constante}$), tem-se:

$$\begin{aligned}\vec{C}_p^* \cdot T_{4stat} + \frac{\vec{C}_4^2}{2g} &= \vec{C}_p^* \cdot T_{6stat} + \frac{\vec{C}_6^2}{2g}, \\ \vec{C}_p^* \cdot (T_{6stat} - T_{4stat}) &= \frac{1}{2g}(\vec{C}_4^2 - \vec{C}_6^2)\end{aligned}\quad (66)$$

e com

$$\vec{C}_p^* = \frac{k}{k-1} \cdot R$$

$$\begin{aligned}\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{4stat} \left[\left(\frac{T_6}{T_4} \right)_{stat} - 1 \right] &= \frac{\vec{C}_4^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{\vec{C}_6}{\vec{C}_4} \right)^2 \right] \\ \left(\frac{T_6}{T_4} \right)_{stat} - 1 &= \frac{k-1}{2g \cdot k \cdot R} \cdot \frac{\vec{C}_4^2}{T_{4stat}} \left[1 - \left(\frac{\vec{C}_6}{\vec{C}_4} \right)^2 \right]\end{aligned}\quad (67)$$

o número de Mach na entrada do difusor é dado por:

$$M_4 = \sqrt{\frac{\vec{C}_4^2}{2g \cdot k \cdot R \cdot T_{4stat}}}$$

Então, obtém-se:

$$\left(\frac{T_6}{T_4} \right)_{stat} = 1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_4^2 \left[1 - \left(\frac{\vec{C}_6}{\vec{C}_4} \right)^2 \right]\quad (68)$$

O expoente politrópico n é obtido a partir de:

$$\frac{T_6}{T_4} = \left(\frac{p_6}{p_4} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

e da relação de continuidade:

$$\frac{\vec{C}_6}{\vec{C}_4} = \frac{F_6}{F_4} \cdot \frac{v_6}{v_4} = \frac{F_4}{F_6} \cdot \left(\frac{p_4}{p_6}\right)^{\frac{1}{n}}$$

que é:

$$\frac{k-1}{2} \cdot M_4^2 \left[1 - \left(\frac{F_4}{F_6}\right)^2 \cdot \left(\frac{p_4}{p_6}\right)^{\frac{2}{n}} \right] = \left(\frac{p_6}{p_4}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1$$

Ou:

$$C = \frac{F_6}{F_4} = \frac{1}{\left(\frac{p_6}{p_4}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{p_6}{p_4}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}{\frac{k-1}{2} \cdot M_4^2}}} \quad (69)$$

O expoente politrópico é obtido com suficiente aproximação da expressão:

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_d$$

As relações de diâmetros D_6/D_4 usuais em compressores não estacionários são de 1,25 até 1,35 e em compressores estacionários de 1,4. Após a definição do diâmetro exterior do difusor D_6 através da relação de diâmetros D_6/D_4 e de calcular o número de pás difusoras, o ângulo de escoamento na saída do difusor pode ser determinado através da expressão:

$$\text{sen } \alpha_6 = C \cdot \frac{D_4}{D_6} \cdot \text{sen } \alpha_4$$

O diâmetro da circunferência na saída (ver Figura 4.8) é, então

$$a_6 = C \cdot a_5$$

A componente meridional da velocidade de saída é calculada como:

$$\vec{C}_{m_6} = \vec{C}_6 \cdot \text{sen } \alpha_6 = \vec{C}_6 \cdot C \cdot \frac{D_4}{D_6} \cdot \text{sen } \alpha_4$$

4.3.3 Avaliação das perdas

A avaliação adequada das perdas em um compressor centrífugo é tão importante quanto o cálculo dos parâmetros de carregamento da pá, já que se estas não são controladas, a eficiência pode ser afetada seriamente. Atualmente, não estão disponíveis modelos indefectíveis para a determinação dos diversos fenômenos presentes no interior das turbomáquinas e, consequentemente, o projeto e as metodologias de análise de desempenho das turbomáquinas ainda dependem

de correlações de perdas empíricas desenvolvidas há várias décadas. Essas correlações foram compiladas em obras clássicas como (Aungier, 2000; Boyce, 2003; Denton, 1993; Whitfield e Baines, 1990).

A determinação das perdas é uma combinação de resultados teóricos e experimentais. As perdas em um compressor centrífugo podem ser divididas em três grupos: (1) as perdas externas, (2) as perdas no rotor e (3) as perdas do difusor, como é mostrado na Figura 4.9

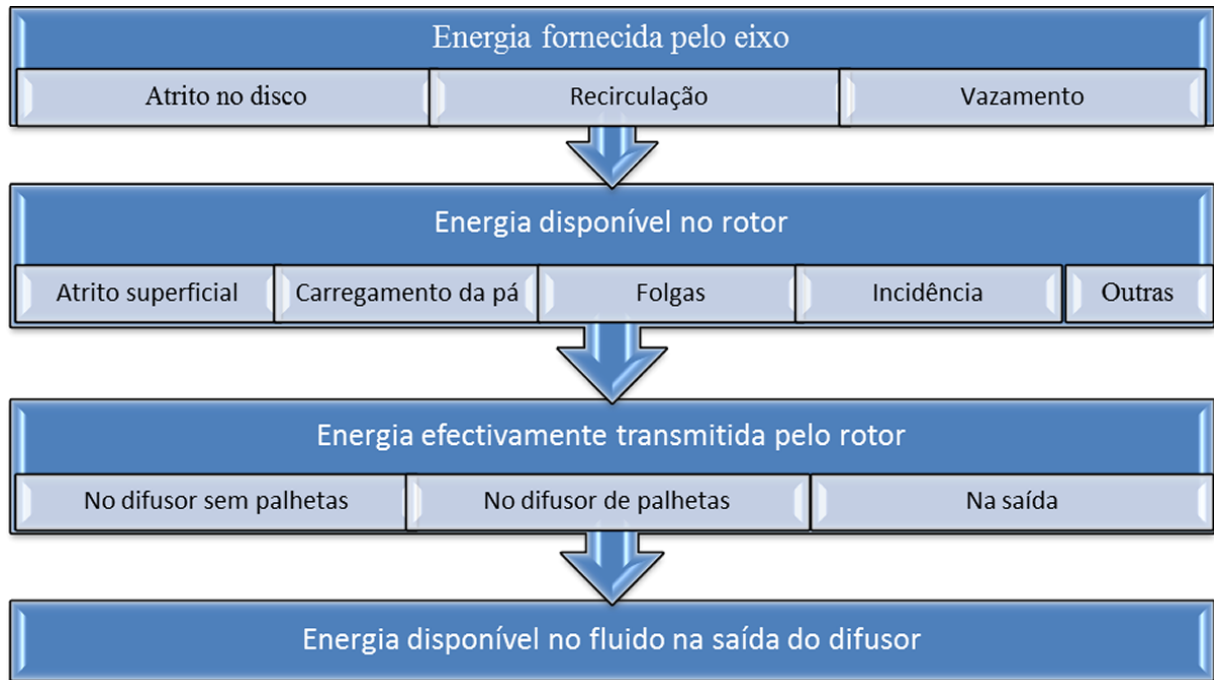


Figura 4.9: Perdas de energia em um compressor centrífugo

Através do cálculo das perdas, a eficiência adiabática do compressor pode ser calculada e, em seguida, estas devem ser comparadas com resultados experimentais a fim de avaliar a sua validade.

4.3.3.1 Perdas externas

Perdas por atrito no disco (*Disk friction losses*)

Estas perdas resultam do atrito sobre a superfície traseira do rotor e são função do regime do escoamento e da rugosidade ou acabamento do rotor. Têm um efeito de cerca de 1,5 % sobre o desempenho do compressor em condições de projeto (Erickson, 2008).

Perdas por fugas (*Leakage losses*)

Devido à folga entre o rotor e a carcaça, deve haver fugas de fluido durante a operação. Certa quantidade de energia é dissipada no processo de vazamento sob a forma de perda

por estrangulamento. Esta perda de trabalho do eixo é chamada de perda por vazamento.

Perda por recirculação (*Recirculation losses*)

Mede as perdas causadas pelo retorno de fluido na saída do rotor. O refluxo é causado por um aumento do ângulo de escoamento na saída que resulta em recirculação do gás fazendo com que a energia seja retornada para o rotor e são função direta do ângulo de saída do ar. Em condições de projeto, têm um efeito de aproximadamente 2,0 % sobre o desempenho do compressor (Erickson, 2008).

4.3.3.2 Perdas internas

Perdas por atrito superficial (*Skin friction losses*)

As perdas por atrito superficial são as perdas originadas pelas forças de cisalhamento sobre a parede do rotor provenientes da fricção turbulenta e têm um efeito de aproximadamente 4,0 % sobre o desempenho do compressor em condições de projeto (Erickson, 2008).

Perdas por carregamento da pá (*Blade loading losses*)

Pondera as perdas devidas a gradientes de pressão de pá a pá, o que produz escoamentos secundários que, potencialmente, induzem ao *stall*.

Perdas por folgas (*Clearance losses*)

Consideram o escoamento que escapa da passagem do rotor devido às folgas entre as pás e à capa exterior. Em condições de projeto, estas têm um efeito de cerca do 1,5 % sobre o desempenho do compressor (Erickson, 2008).

Perdas por incidência (*Incidence losses*)

Avaliam o ajuste do ângulo de escoamento do fluido real para o ângulo da pá na entrada do rotor e têm um efeito de aproximadamente 2,0 % sobre o desempenho do compressor em condições de projeto (Erickson, 2008).

Perdas por difusão na entrada (*Entrance diffusion losses*)

Estas perdas ocorrem devido a gradientes de velocidade negativos na camada limite, dando origem à separação do escoamento. Os adversos gradientes de pressão em que um compressor normalmente trabalha aumentam as chances de separação e causam significativas perdas. As perdas por difusão podem ser grandemente afetadas pela espessura da pá na entrada e podem ter, em condições de projeto, um efeito de aproximadamente 3,0 % sobre o desempenho do compressor (Erickson, 2008).

Perdas por choque

Esta perda é devida às ondas de choque que ocorrem na admissão do rotor (número de Mach igual ou superior a 1,0).

Perdas por carregamento cubo-capá (*Hub to shroud loading losses*)

São semelhantes às perdas por carregamento da pá, mas representam o gradiente de pressão no sentido cubo - capá. Este gradiente de pressão produz escoamentos secundários que podem levar ao bloqueio.

Perdas por bloqueio (*Blockage losses*)

Considera as perdas ocasionadas pela redução na área de escoamento, devido à distorções de velocidade locais.

Perdas na entrada

As perdas por mistura são originadas devido aos escoamentos secundários, que podem não só afetar a estrutura do escoamento principal, mas também podem causar conglomerados de fluido de baixa velocidade que se acumulam e formam uma região de baixa velocidade do fluido perto da ponta e da superfície de sucção da pá, o que pode levar à formação de estrutura Jato-Esteira (*Jet-Wake*) na saída do rotor. Nesta estrutura, a velocidade de distribuição é, obviamente, não uniforme e os conglomerados de fluido sobre a superfície de pressão da pá têm uma velocidade mais elevada do que os conglomerados de fluido sobre a superfície de sucção. Devido à espessura da pá no extremo de saída, o fluido vai experimentar um processo de expansão súbita, quando sai do rotor de acordo com a estrutura Jato-Esteira. Assim, a viscosidade do fluido no canal pode induzir o fluido à alta velocidade sobre a superfície de pressão e à baixa velocidade na superfície de sucção, perto da ponta, suscitando uma zona de mistura, a qual conduz a este tipo de perdas (Bing et al., 1998).

4.3.3.3 Perdas no sistema difusor

Além das perdas originadas no rotor, devem ser consideradas as perdas causadas pelo sistema difusor (Boyce, 2006). As mais importantes são:

Perdas no difusor sem pás (*Vaneless diffuser losses*)

Estas perdas são experimentadas no difusor sem pás e resultam da fricção e do ângulo de escoamento absoluto na saída do rotor.

Perdas no difusor de pás (*Vaned diffuser losses*)

Estas perdas são baseadas em resultados de teste em difusores cônicos e são função das perdas por carregamento da pá do rotor e da razão de raios do difusor sem pás difusoras. Elas tomam em consideração o ângulo de incidência da pá e o atrito superficial das pás difusoras.

Perdas na saída do difusor (*Exit losses*)

As perdas de saída assumem que a metade da energia cinética ao deixar o difusor de pás difusoras é perdida.

4.3.4 Correlações de perdas

Para a realização deste trabalho foram usadas diferentes correlações semi-empíricas encontradas na literatura com o objetivo de estimar alguns dos principais mecanismos de perda que dão origem às quedas na eficiência em compressores centrífugos.

As correlações avaliadas para calcular os diferentes mecanismos de perdas são apresentadas a seguir. As correlações de perdas por folgas desenvolvidas por (Rodgers, 1968; Krylov e Spunde, 1965; Jansen, 1967) são apresentadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: *Correlações de perdas por folgas*

$\Delta H_{cl} = 0,1 \cdot \frac{s}{b_2} \cdot \vec{U}_2^2$	(Rodgers, 1968)
$\Delta H_{cl} = 2 \cdot \frac{s}{b_2} \cdot \left(\frac{r_h + r_s}{r_2} - 0,275 \right) \cdot \vec{U}_2^2$	(Krylov e Spunde, 1965)
$\Delta H_{cl} = 0,6 \frac{s}{b_2} C \vec{U}_2 \left(\frac{4 \cdot \frac{\pi}{b_2} \cdot \frac{r_s^2 - r_h^2}{r_2 - r_s}}{1 + \frac{\rho_2}{\rho_1}} C \vec{U}_2 \vec{C}_1 \right)^{\frac{1}{2}}$	(Jansen, 1967)

Similarmente, outras quatro correlações para estimar as perdas por atrito no disco introduzidas por Aungier (2000); Daily e Nece (1960); Shepherd (1956a) e Boyce (2003) são apresentadas na Tabela 4.2. Duas correlações para avaliar as perdas por recirculação desenvolvidas por Coppage et al. (1956) e Oh et al. (1997) são mostradas na Tabela 4.3.

Finalmente, na Tabela 4.4 são exibidas correlações para a determinação de: perdas por carregamento da pá proposta por Coppage et al. (1956); perdas por incidência, sugerida por Conrad et al. (1980); perdas por atrito superficial proposta por Jansen (1967); por vazamento sugerida por Aungier (2000); e perdas no sistema difusor propostas por (Stanitz, 1953).

Tabela 4.2: *Correlações de perdas por atrito no disco*

$\Delta H_{df} = (\vec{C}_{md} + \vec{C}_{mc})\rho_2 \cdot \vec{U}_2^3 \cdot \frac{r_2^2}{2 \cdot \dot{m}}$	(Aungier, 2000)
$\Delta H_{df} = f_{df} \cdot \frac{(\rho_1 + \rho_2) \cdot r_2^2 \cdot \vec{U}_2^3}{8 \cdot \dot{m}}$	(Daily e Nece, 1960)
$\Delta H_{df} = \frac{0,01356 \cdot \rho_2 \cdot \vec{U}_2^3 \cdot \left(\frac{D_2}{\dot{m}}\right)^2}{Re^{0.2}}$	(Shepherd, 1956a)
$\Delta H_{df} = \vec{C}_f \cdot \frac{1 + \frac{P_2}{P_1}}{2 \cdot \left(\frac{\vec{C}_1}{\vec{U}_2}\right) \cdot Q_{th} \cdot \left(\frac{r_2}{r_s}\right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{r_h}{r_2}\right)^2\right)} \cdot \vec{U}_2^2$	(Boyce, 2003)

Tabela 4.3: *Correlações de perdas por recirculação*

$\Delta H_{rc} = 0,02 \cdot \sqrt{\tan(\alpha_2)} \cdot D_f^2 \cdot \vec{U}_2^2$	(Coppage et al., 1956)
$\Delta H_{rc} = 8 \cdot 10^{-5} \cdot \sinh(3,5 \cdot \alpha_2^3) \cdot D_f^2 \cdot \vec{U}_2^2$	(Oh et al., 1997)

4.3.5 Cálculo do número de pás

O número de pás é um importante parâmetro para estabelecer o desempenho de qualquer turbomáquina, apesar disso, não há um método rigoroso para determinar o número ótimo de pás. Portanto, vários pesquisadores têm proposto diversas correlações tendentes a determinar um valor adequado para este parâmetro, o qual é determinado para o ponto de rendimento máximo em função de alguns parâmetros geométricos que, em geral, referem-se aos ângulos de escoamento e aos raios tanto na entrada como na saída do rotor. Algumas das correlações mais empregadas na literatura para a determinação do número de pás em rotores centrífugos são apresentadas na Tabela 4.5.

Tabela 4.4: Outras correlações de perdas

Perdas por carregamento da pá	
$\Delta H_{bl} = 0,05 \cdot D_f^2 \cdot \vec{U}_2^2$	(Coppage et al., 1956)
Perdas por incidência	
$\Delta H_{inc} = F_{inc} \cdot \frac{\vec{U}_{rms}^2}{2}$	(Conrad et al., 1980)
Perdas por atrito superficial	
$\Delta H_{sf} = 2 \cdot \vec{C}_f \cdot \frac{L_b}{D_{hyd}} \cdot \vec{W}_{2m}^2$	(Jansen, 1967)
Perdas por fugas	
$\Delta H_{lk} = \dot{m}_{cl} \cdot \frac{\vec{U}_{cl}}{2} \cdot \frac{\vec{U}_2}{\dot{m}}$	(Aungier, 2000)
Perdas na entrada	
$\Delta H_{mix} = \left(1 - \frac{B}{1 - \left(1 - \frac{\vec{W}_2}{\vec{W}_{1s}} \left(\frac{\vec{W}_{1s}}{\vec{W}_2}\right)_{cr}\right)}\right)^2 \frac{\vec{C}_{2m}^2}{2g}$	(Johnston e Dean, 1966)
Perdas no difusor sem pás	
$\Delta H_{vld} = \vec{C}_p \cdot T_{02} \cdot \left(\left(\frac{P_4}{P_{04}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{P_4}{P_{02}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$	(Stanitz, 1953)
Perdas no difusor de pás	
$\Delta H_{vd} = \vec{C}_p \cdot T_{02} \cdot \left(\left(\frac{P_6}{P_{06}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{P_6}{P_{04}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$	(Stanitz, 1953)

Tabela 4.5: *Correlações para o cálculo do número de pás em rotores centrífugos*

$\frac{\pi}{30}(110 - \alpha_2) \cdot \tan \alpha_2$	(Glassman, 1976)
$2\pi \cdot \tan(\alpha_2)$	(Jamieson, 1955)
$\cos \beta_{b2} \cdot \frac{\pi}{1 - \mu}$	(Stodola, 1927) [†]
$2\pi \frac{\sin\left(\frac{\beta_{b2} - \beta_s}{2}\right)}{(0,35 \cdots 0,45) \log \frac{r_2}{r_{1s}}}$	(Eckert e Schenell, 1961)
$K_p \frac{r_2 + r_{1s}}{r_2 - r_{1s}} \sin\left(\frac{\beta_{b2} - \beta_s}{2}\right)$	(Sigloch, 2009)

[†]Esta correlação foi derivada da correlação proposta por Stodola (1927) para a determinação do fator de escorregamento apud Whitfield e Baines (1990)

Capítulo 5

METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO

Este Capítulo apresenta uma descrição detalhada da metodologia utilizada neste trabalho a fim de atingir o objetivo geral proposto nesta tese e, em especial, no que se refere aos objetivos específicos consiste em aplicar uma técnica de otimização apropriada que permitirá determinar uma geometria adequada para um caso de estudo dado e, o que considera a aplicação de uma rotina de otimização do canal de passagem por meio de um aplicativo de Dinâmica de Fluidos Computacional – *Computational Fluid Dynamics (CFD)*.

5.1 Introdução

Os atuais processos de projeto de engenharia apresentam uma visão multidisciplinar envolvendo análises de alta confiabilidade e ferramentas computacionais rápidas e eficientes. Os processos de projeto são capazes de abordar várias disciplinas em um formato acoplado e estruturado, ao contrário dos métodos específicos e empíricos usados recentemente.

São de particular importância, a este respeito, os recentes avanços realizados na área de projeto de sistemas aeroespaciais. O desenvolvimento de solucionadores altamente precisos em conjunto com eficientes algoritmos computacionais têm levado a uma ampla gama de aplicações de projeto de turbomáquinas, o que permite o desenvolvimento de novos equipamentos cada vez mais eficientes e confiáveis.

As técnicas formais de otimização estão sendo usadas, cada vez mais, como parte dos processos de projeto tanto em sistemas globais como em componentes individuais, já que a finalidade fundamental de qualquer processo de projeto é satisfazer todos os objetivos propostos sujeitos às restrições impostas ao projeto.

Embora os procedimentos formais de otimização ainda não tenham sido totalmente integrados em muitos dos atuais processos de engenharia, sua potencial utilidade e adaptabilidade levaram, sem dúvida, a um melhor entendimento dos complexos fenômenos presentes nos diversos processos industriais.

No que se refere ao processo de projeto de componentes de turbomáquinas, é preciso pensar cuidadosamente sobre quais considerações devem ser levadas em conta e quais são os fenômenos físicos que mais afetam os resultados. De acordo com o paragrafo anterior, diferentes tipos de análises podem ser feitas, tais como análises em 1D, 2D, quase-3D e 3D.

As análises unidimensionais são empregadas na fase inicial de concepção das turbomáquinas, buscando obter as dimensões gerais dos diferentes componentes. As análises 2D são utilizadas para obter a seção meridional ótima da pá. As simulações quase-3D são simulações 2D nas quais termos fonte são usados para levar em conta as acelerações ou desacelerações causadas por mudanças de altura do canal ou crescimento das camadas limite. Já as análises tridimensionais são necessárias para se obter escoamentos secundários e/ou locais de choque em geometrias 3D, como no caso das pás sometidas a cargas dos compressores ou turbinas, onde o desenvolvimento de escoamentos secundários é significativo.

Neste trabalho, foi desenvolvido um processo de otimização em duas etapas. A primeira consistiu na determinação da geometria global dos dois componentes primários de um compressor centrífugo, rotor e difusor, visando obter uma boa eficiência. Esta etapa foi baseada em uma abordagem 1D, na qual foi empregado de maneira sistemática o Código Unidimensional para Cálculo de Compressores Centrífugos (CUC3), desenvolvido segundo as considerações referidas no Capítulo 3 e cujas relações de cálculo se encontram detalhadas no Apêndice B.

Na segunda etapa, foram avaliados alguns parâmetros que não podem ser determinados na etapa anterior (abordagem 1D, na qual não se podem determinar valores intermediários entre a entrada e a saída). Nesta segunda etapa, foi feita uma análise mediante uma abordagem 3D, na qual foram considerados critérios que envolvem grandezas ao longo da passagem completa.

5.2 Otimização 1D - Primeira etapa

Nesta etapa, é realizado um processo de otimização baseado no CUC3 para projeto de compressores centrífugos, desenvolvido e avaliado nesta tese. Este código permite uma economia significativa, tanto em recursos computacionais como no tempo necessário para efetuar os cálculos requeridos, possibilitando cobrir uma ampla faixa de projetos com boa resolução em um

período de tempo razoavelmente curto.

Este processo de otimização 1D realiza-se tomando como base um projeto preliminar no qual se projetou um compressor centrífugo para uma turbina a gás com razão de pressão de quatro, visando obter 600 kW de potência na turbina. Para isso, foi realizada uma simulação prévia do ciclo térmico mediante o programa GateCycle[®] com a finalidade de estabelecer as condições do ponto de projeto. Os resultados da simulação do ciclo térmico foram obtidos a partir dos dados apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1: *Dados de entrada utilizados para a simulação térmica no ponto de projeto*

Parâmetro	Valor	Unidade
Temperatura ambiente	288	K
Pressão ambiente	101,32	kPa
Temperatura de entrada na turbina	1123	K
Temperatura do combustível	288	K
Razão de pressão	4	–
Eficiência adiabática do compressor	80	%
Eficiência adiabática da combustão	99	%
Eficiência adiabática da turbina	85	%
Eficiência mecânica	98	%
Umidade do ar	60	%
Potência de saída da turbina	600	kW

O esquema empregado para a simulação do ciclo térmico da turbina a gás de ciclo simples é mostrado na Figura 5.1, onde estão representados o compressor *C1* com seus respectivos escoamentos de entrada e saída de ar *S1* e *S2*, a câmara de combustão *CMB1* com entrada de combustível *S3*, a entrada de ar proveniente do compressor *S2* e a saída de gases de combustão *S4* e a turbina *EX1* com entrada e saída de gases *S4* e *S5*, respectivamente.

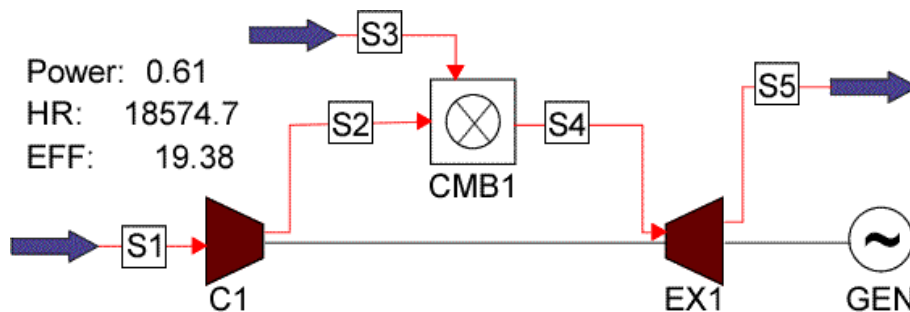


Figura 5.1: *Esquema da turbina a gás de ciclo Simple usado para a simulação térmica do ponto de projeto.*

A partir das considerações iniciais, indicadas na Tabela 5.1, e da configuração representada na Figura 5.1, foram obtidas as condições dos respectivos escoamentos, como é apresentado na Tabela 5.2, e que serão consideradas neste processo de otimização como as condições de ponto de projeto.

Tabela 5.2: *Resultados da simulação do ciclo térmico para o ponto de projeto*

Trajeto	Temperatura [K]	Pressão [kPa]	Vazão [kg/s]
S1	288,00	101,32	4,28
S2	461,40	405,30	4,28
S3	288,00	500,00	0,07
S4	1123,00	397,17	4,35
S5	846,20	101,32	4,35

Os dados de entrada requeridos pelo CUC3 são apresentados a seguir:

- Razão de pressão (RP)
- Vazão em massa (\dot{m})
- Pressão total na entrada (P_{01})
- Temperatura total na entrada (T_{01})
- Ângulo de descarga do rotor (β_{B2})
- Razão de raios raiz/ponta na entrada (v)
- Razão de raios ponta/descarga do rotor ($r_{1s}r_2$)
- Espessura da pá (e_i)
- Razão de diâmetros do difusor (D_6D_4)
- Número de Mach do difusor na saída (M_6)
- Ângulo de abertura da pá do difusor (ϑ)
- Razão de calores específicos (k)

A partir destes dados de entrada, são determinadas as dimensões básicas tanto para o rotor como para o difusor, as quais são necessárias para a geração da geometria e da malha do domínio computacional requerido para a fase de otimização posterior. Dentre os valores calculados pelo

CUC3, necessários para a geração da geometria inicial da segunda etapa deste processo de otimização, estão:

Para o rotor:

- Raio da ponta (r_{1h})
- Raio da raiz (r_{1s})
- Ângulo do escoamento relativo na ponta (β_{1s})
- Ângulo do escoamento relativo na raiz (β_{1h})
- Ângulo do escoamento na descarga do rotor (β_{B2})
- Raio da pá na descarga (r_2)
- Largura na descarga (b_2)
- Número de pás (Z_i)

E para o difusor:

- Folga entre o rotor e o difusor
- Raio na entrada (r_4)
- Raio na descarga (r_6)
- Ângulo de escoamento absoluto na entrada (α_4)
- Ângulo de escoamento absoluto na descarga (α_6)
- Comprimento da pá difusora (l)
- Número de pás difusoras (Z_d)

Nesta primeira etapa de otimização 1D, faz-se um estudo visando determinar quais são os valores dos parâmetros que conduzem à melhor eficiência, evitando condições que possam originar estados de instabilidade nos componente projetados. Para isso, é feita uma análise da influência de alguns parâmetros básicos de projeto sobre o desempenho do compressor, que será apresentada no Capítulo 6.

Os parâmetros de projeto (variáveis de projeto) a serem avaliados nesta primeira etapa são:

- Ângulo de descarga do rotor (β_{B2})
- Razão de raios raiz/ponta na entrada (v)
- Razão de raios ponta/descarga do rotor ($r_1 r_2$)
- Razão de diâmetros do difusor ($D_6 D_4$)

Em diante, estes parâmetros serão referidos como variáveis de controle da etapa de otimização 1D. A partir destas variáveis de controle, são fixados como objetivos de projeto a maximização da eficiência isentrópica do estágio e a minimização do número de Mach na descarga do rotor, buscando encontrar uma configuração adequada que forneça uma boa eficiência, porém tomando cuidado para que a condição do escoamento não esteja muito próxima do estado de entupimento. Portanto, a declaração do problema de otimização nesta etapa pode ser formulada como:

$$f(X) = \max(\eta_S) + \min(M_2) \quad (1)$$

Onde X está conformado pelo vetor de variáveis de controle.

Esta etapa de otimização 1D pode ser dividida em duas fases, como é descrito a seguir:

Fase I: nesta primeira fase foi realizada uma exploração preliminar vasta, buscando fazer uma avaliação geral ao longo de uma ampla faixa de valores para cada variável de controle. Para isso, emprega-se um Planejamento de Experimentos – *Design of Experiments (DOE)* tipo Fatorial Completo (FC), que permite avaliar todas as combinações possíveis dentro das delimitações propostas para cada uma das variáveis de controle. Nesta fase, de acordo com o *DOE*, foram avaliadas 2.940 combinações das variáveis de controle. Os resultados destas avaliações são apresentados no Capítulo 6.

Fase II: nesta fase, a partir dos resultados obtidos da fase anterior, um grande número de avaliações inconsistentes (ver Capítulo 6) foi encontrado. Por esse motivo, o espaço de busca foi redefinido e, novamente, foi realizada uma análise com base em um Planejamento de experimentos – *DOE* tipo FC para um total de 5.292 avaliações. Desta vez, os incrementos foram reduzidos a fim de se obter pequenas mudanças na geometria. Segundo uma análise preliminar, os incrementos adotados gerariam geometrias com variações no raio de descarga r_2 inferiores a 2 mm, o que representa variações razoavelmente pequenas para o presente processo de busca.

Estas duas fases foram realizadas com a ajuda do aplicativo comercial *ModeFrontier*®. Na Figura 5.2, é apresentado de maneira esquemática o processo de otimização preliminar empregado, onde são indicadas as variáveis de controle, as variáveis de resposta, os objetivos de projeto e as restrições impostas.

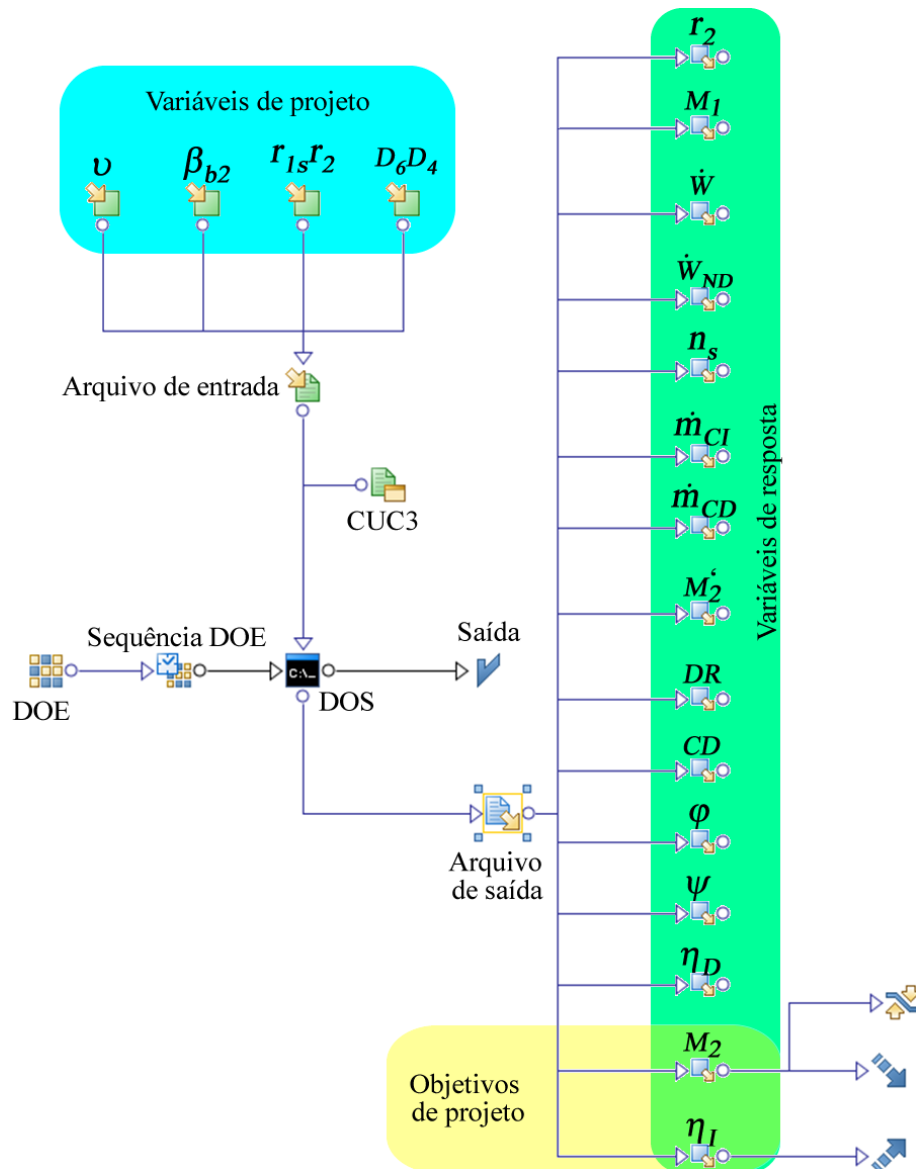


Figura 5.2: Esquema empregado na otimização preliminar no *ModeFrontier*®

Durante este processo, as variáveis de controle são escritas em um arquivo de texto, que serve como insumo de entrada para o CUC3, a partir do qual é gerado um arquivo de saída que contém as diversas variáveis de resposta calculadas pelo CUC3, entre as quais estão as variáveis que serão sujeitas à otimização.

Com os resultados obtidos na segunda fase da otimização preliminar, foi gerado um conjunto de candidatos a projeto ótimo, a partir do qual foi escolhido o projeto que será objeto da etapa posterior de otimização 3D, mediante um critério de decisão baseado numa ponderação de pesos a cada um dos objetivos de projeto, como é apresentado no Capítulo 6.

Durante a etapa de otimização 1D, vários parâmetros relacionados com a geometria do canal de passagem não puderam ser determinados devido à natureza 1D do algoritmo de cálculo empregado. Parâmetros relacionados com a geometria da pá, ângulos de escoamento ao longo da pá e comprimento axial do rotor, que não são considerados nos cálculos da primeira etapa, serão considerados na segunda etapa de otimização com a finalidade de se obter uma geometria bem definida do canal de passagem.

5.3 Otimização 3D - Segunda etapa

Nesta etapa, foi realizado um processo de otimização 3D baseado no uso do aplicativo comercial Ansys CFX[®], no qual foram considerados os seguintes parâmetros:

- Geometria do perfil meridional da pá
- Ângulo de envolvimento θ (Ângulo da pá medido com referência ao eixo de rotação)
- Comprimento axial do rotor

Estes parâmetros foram escolhidos, dentre muitos outros parâmetros que afetam a geometria do canal, pela importância que apresentam em relação à geometria do canal de passagem.

A partir de uma análise cuidadosa destes parâmetros, espera-se determinar quais deles afetam, em maior grau, o desempenho do compressor e, deste modo, estabelecer quais são os valores dentre eles que mais favorecem o desempenho do compressor. As características das mudanças nos parâmetros a serem avaliados são descritas a seguir.

5.3.1 Perfil meridional da pá

A definição do perfil meridional da pá é feita mediante o emprego de curvas de *Bézier* com quatro pontos de controle para estabelecer, com detalhe, a configuração das curvaturas que determinam as superfícies do cubo e da capa fixando os pontos extremos da curva nos respectivos extremos da pá. Já os pontos intermediários de controle da curva são deslocados em proporção percentual aos comprimentos horizontais ou verticais das respectivas curvas. Os deslocamentos dos pontos intermediários são realizados nos sentidos horizontal (X) e vertical (Y), segundo é ilustrado na Figura 5.3. O número de deslocamentos e a magnitude dos mesmos foram definidos após testes preliminares, como é mostrado na Tabela 5.3.

A convenção empregada para a designação dos deslocamentos dos pontos de controle é

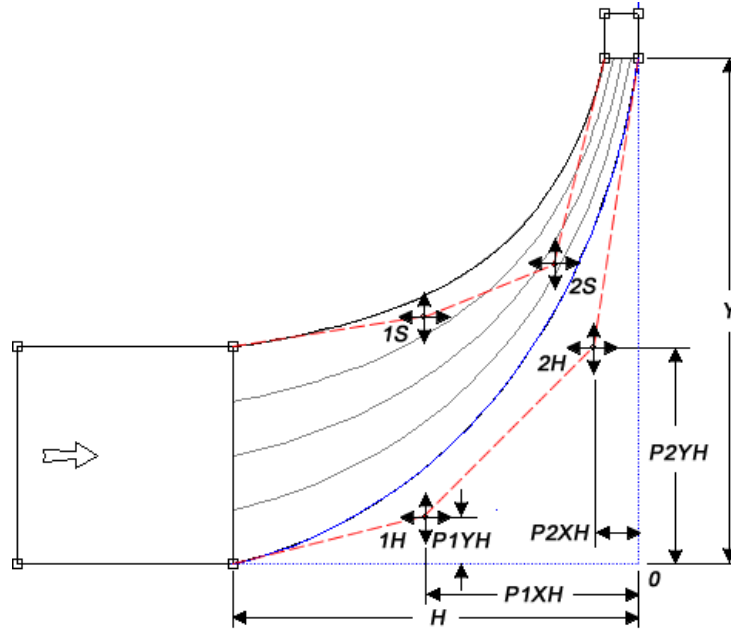


Figura 5.3: Esquema da variação dos pontos de controle para a otimização do perfil meridional descrita a seguir.

Os dois primeiros caracteres fazem referência ao ponto sobre a curva, podendo adotar os valores P1 ou P2. O terceiro caractere faz referência ao sentido da coordenada que pode ser horizontal (X) ou vertical (Y) e o quarto caractere se refere à curvatura que pode ser do cubo (H) ou da capa (S). Deste modo, o deslocamento do ponto $P1XH$ se refere ao deslocamento percentual do ponto 1 no sentido vertical sobre a curvatura que define o cubo. Os valores percentuais dos deslocamentos assumidos para cada caso estão definidos na Tabela 5.3:

Tabela 5.3: Deslocamentos para os pontos de controle intermediários das curvas que definem o perfil meridional das pás

Designação	Valores adotados (%)
$P1XH$	0,4 - 0,5 - 0,6
$P1XS$	0,4 - 0,5 - 0,6
$P1YH$	0,0 - 0,1
$P1YS$	0,0 - 0,1
$P2XH$	0,0 - 0,1
$P2XS$	0,0 - 0,1
$P2YH$	0,4 - 0,5 - 0,6
$P2YS$	0,4 - 0,5 - 0,6

5.3.2 Ângulo de envolvimento θ

Este parâmetro é avaliado com base nos valores do ângulo θ , desde a borda de fuga até a borda de ataque, que será alterado para tomar valores de 40° , 50° e 60° , os quais foram escolhidos após avaliações preliminares. Na Figura 5.4, é apresentada a diferença das geometrias entre rotores semelhantes com valores de ângulo θ de 30° e 60° .

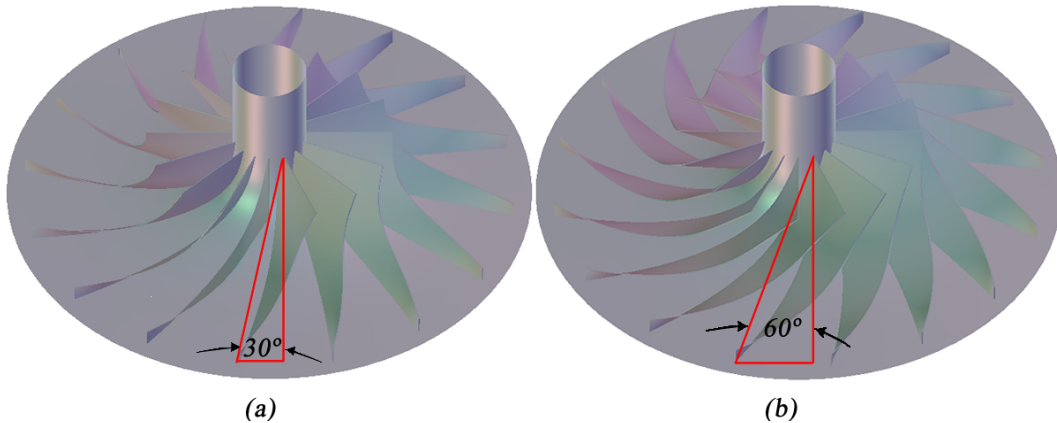


Figura 5.4: Configuração de um rotor de 16 pás com diferentes valores do ângulo θ (a) 30° e (b) 60°

5.3.3 Comprimento axial do rotor

O comprimento do rotor é, geralmente, expresso como uma porcentagem do diâmetro ou do raio de descarga e, neste trabalho, uma análise com o objetivo de determinar o comprimento ótimo do rotor é proposta. Na Figura 5.5, são mostrados dois rotores semelhantes com diferentes comprimentos axiais.

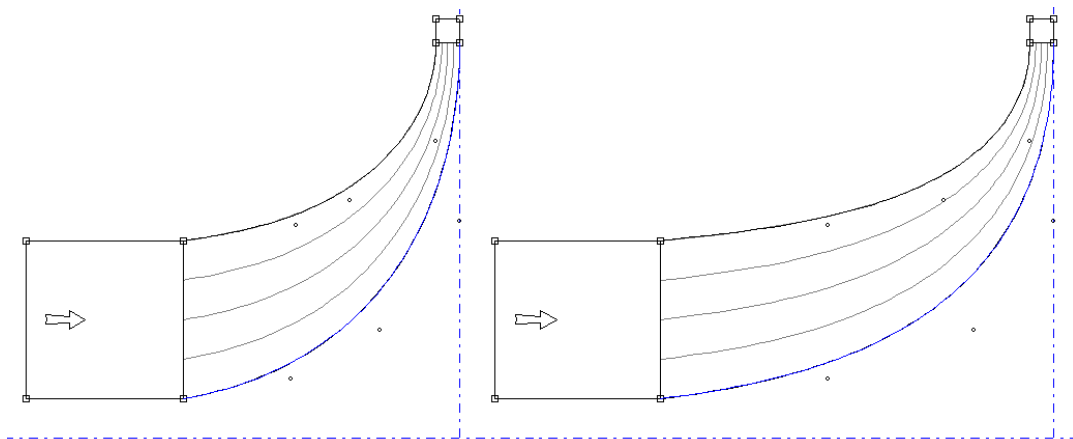


Figura 5.5: Diferença entre perfis meridionais da pá com diferentes comprimentos axiais (a) com 70% do raio de descarga e (b) com 100% do raio de descarga

De acordo com os parâmetros já mencionados, propõe-se realizar, nesta fase de otimização 3D, uma análise sequencial que inclua as seguintes variáveis de controle:

- Comprimento do rotor expresso como uma porcentagem do raio de descarga
- Variação do ângulo de envolvimento θ
- Deslocamento dos pontos de controle interiores da curva *Bézier* da capa
- Deslocamento dos pontos de controle interiores da curva *Bézier* do cubo

Mediante esta análise, pretende-se determinar quais destes parâmetros influenciam, em maior grau, o desempenho do compressor e, a partir destes resultados, realizar uma análise mais precisa considerando somente os parâmetros mais influentes no seu desempenho.

A metodologia de otimização proposta para esta etapa é baseada no uso de Redes de Funções de Base Radial – *Radial Basis Function Networks (RBFNs)* mediante aplicação de Metodologia de Superfície de Resposta – *Response Surface Methodologys (RSMs)*. O uso das técnicas *RSM* é imprescindível, devido ao alto consumo de recursos computacionais requeridos para cada caso se analisado exclusivamente por meio de técnicas de *CFD*. O problema de otimização nesta segunda etapa pode ser formulado como:

$$f(X) = \max(\eta_S) \quad (2)$$

Nesta etapa segunda etapa de otimização, o algoritmo de busca foi um *MOPSO – Multi-Objective Particle Swarm Optimization* com a configuração apresentada na Tabela 5.4 a população inicial foi estabelecida segundo um *DOE* Cúbico de Face Centrada – *Face-Centered-Cubic* baseada nos limites de desenho apresentados na Tabela 5.5, os quais foram definidos em função dos limites dos projetos empregados para a geração das superfícies de resposta. O processo de de otimização foi realizado em *ModeFrontier®* mediante a configuração apresentada no esquema da Figura 5.6.

Tabela 5.4: Configuração do algoritmo *MOPSO* empregado na otimização 3D

Parâmetro	Valor
Número de variáveis de controle	10
Tamanho da população inicial	1045
Número de gerações	10
Turbulência	0,2

Tabela 5.5: Espaço de busca das variáveis de controle da otimização 3D

Parâmetro	Limite Inferior	Limite Superior	Passo	Pontos
Comprimento axial	0,4	0,7	0,01	31
Ângulo de envolvimento	0,45	0,65	0,5	41
Deslocamento P1XH	0,4	0,6	0,01	21
Deslocamento P1XS	0,4	0,6	0,01	21
Deslocamento P1YH	0	0,1	0,01	11
Deslocamento P1YS	0	0,1	0,01	11
Deslocamento P2XH	0	0,1	0,01	11
Deslocamento P2XS	0	0,1	0,01	11
Deslocamento P2YH	0,4	0,6	0,01	21
Deslocamento P2YS	0,4	0,6	0,01	21

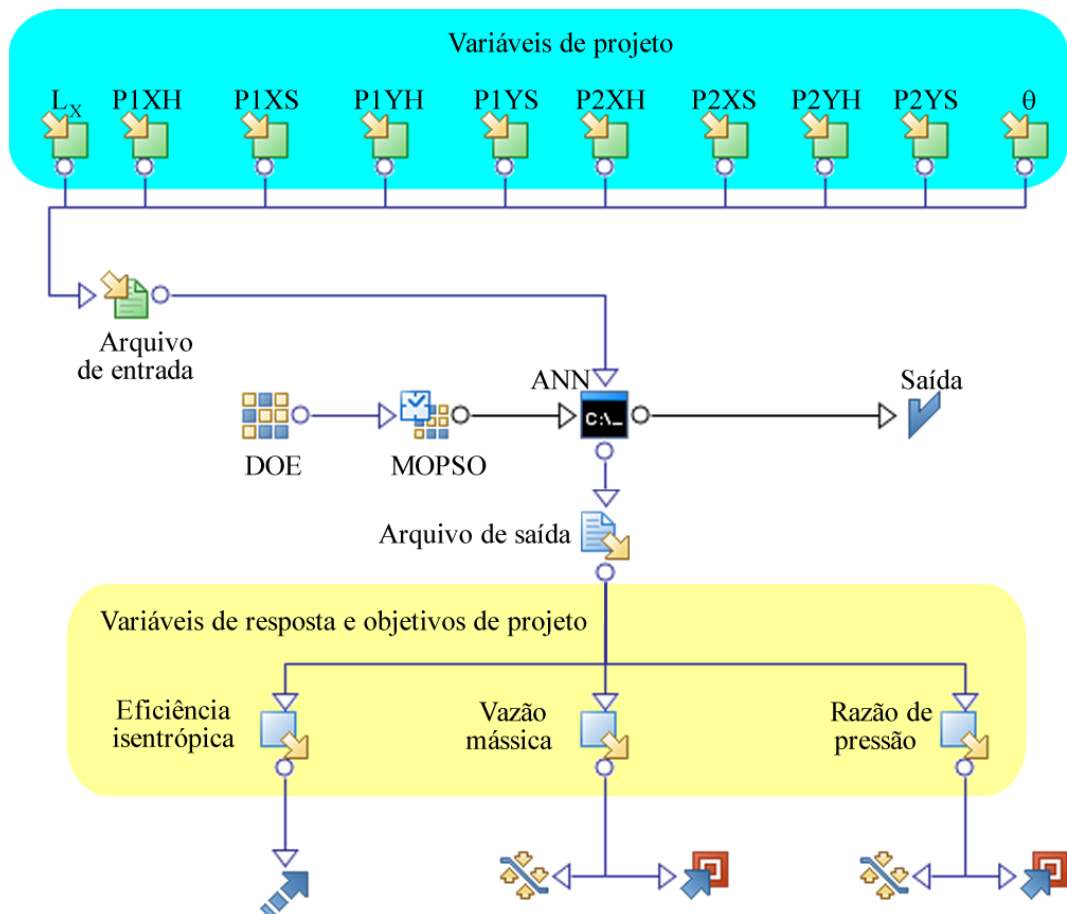


Figura 5.6: Esquema de otimização 3D

Os resultados da metodologia proposta para esta segunda etapa de otimização são apresentados no Capítulo 6.

Capítulo 6

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, são apresentados os principais resultados obtidos do procedimento de otimização proposto nesta tese onde, inicialmente, foram avaliados, através de um código unidimensional e dentro de uma ampla faixa, algumas variáveis de controle definidas previamente para o projeto de um compressor centrífugo. Posteriormente, foram refinados os limites destas variáveis de controle de acordo com os resultados precedentes, a fim de se fazer uma procura mais detalhada visando determinar os valores ótimos de cada uma destas variáveis para, então, selecionar mediante o emprego de técnicas de *RSM* a geometria ótima do canal de passagem do compressor centrífugo projetado.

6.1 Avaliação dos resultados do código unidimensional

A validação dos resultados do Código Unidimensional para Cálculo de Compressores Centrífugos (CUC3) poderia ser feita mediante a construção física de um protótipo real, a fim de avaliar se o compressor projetado realmente atinge as características esperadas. Contudo, a construção de um modelo físico é uma tarefa complexa e custosa. Com o objetivo de validar os resultados obtidos com o código unidimensional, foram realizadas várias simulações para a curva de rotação constante (100% da rotação de projeto) e comparadas com a curva experimental correspondente do rotor do compressor centrífugo do *TEST CASE 2* apresentado no *ERCOFTAC Seminar and Workshop on 3D Turbomachinery Flow Prediction* (Krain, 1994). Os parâmetros de projeto do rotor do compressor centrífugo testado experimentalmente são apresentados na Tabela 6.1.

A geometria do rotor, descrita na Tabela 6.1, foi determinada a partir das informações apresentadas na Tabela 6.2.

A partir dessa geometria, foi construída uma malha computacional estruturada para definir o domínio computacional a ser empregado em diversas simulações de *CFD*, com o objetivo de verificar a proximidade dos resultados experimentais com os resultados obtidos mediante o CUC3.

Tabela 6.1: *Geometria do rotor empregado na validação*

Parâmetro	Real	Código
Raio da ponta (r_{1s}) [mm]	45,11	35,3
Raio da raiz (r_{1h}) [mm]	112,66	91,5
Ângulo de escoamento relativo na ponta (β_{1s}) [°]	ND [†]	60,0
Ângulo de escoamento relativo na raiz (β_{1h}) [°]	ND [†]	33,8
Ângulo na descarga do rotor (β_{b2})	30,0	30,0
Raio da pá na descarga (r_2) [mm]	200,0	199,6
Largura da pá na descarga (b_2) [mm]	14,7	13,5
Número de pás	24	24

[†]Não disponível

Tabela 6.2: *Informações do projeto do rotor do compressor centrífugo avaliado experimentalmente por Krain (1994)*

Vazão mássica [kg/s]	4,0
Razão de pressão do rotor	4,7
Ângulo de escoamento absoluto na descarga do rotor [°]	15,2
Ângulo da pá na descarga do rotor [°]	30,0
Rotação [rpm]	22360
Eficiência total-total do rotor	0,83

A Figura 6.1 mostra a razão de pressão em função da vazão mássica para a rotação de projeto. Pode-se observar que os pontos avaliados estão bastante próximos, sendo as razões de pressão, obtidas experimentalmente, ligeiramente maiores que as razões obtidas nas simulações de *CFD*. Isto pode ser devido às correlações empregadas para a avaliação das perdas ou às divergências na geometria do canal de passagem do rotor. Nota-se que os pontos de *surge* e de choque estão satisfatoriamente próximos.

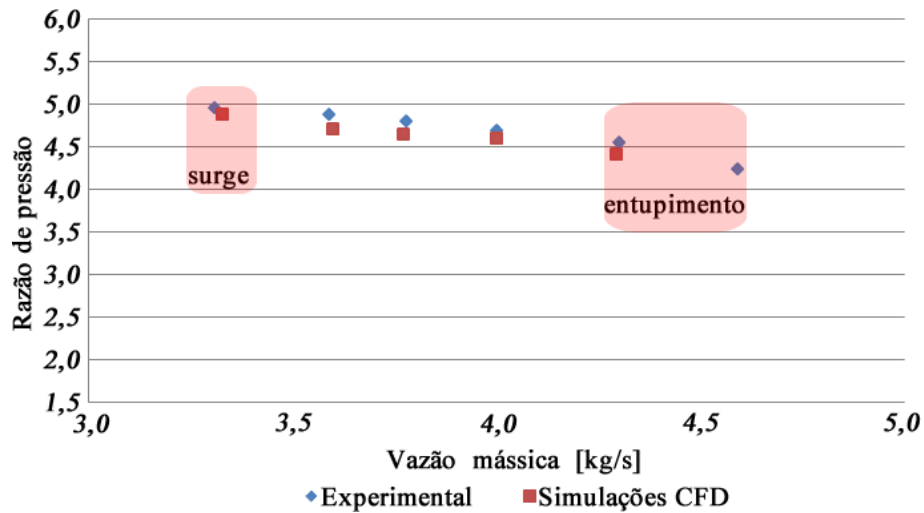


Figura 6.1: Comparação dos resultados simulados mediante CFD com os resultados experimentais de Krain (1994)

6.2 Otimização unidimensional

Como indicado no Capítulo 5, nesta etapa de otimização unidimensional, foram avaliados os seguintes parâmetros de projeto do compressor centrífugo:

1. Ângulo na descarga do rotor (β_{B2})
2. Razão de raios na entrada raiz/ponta (v)
3. Razão de raios do rotor ponta/descarga ($r_{1s}r_2$)
4. Razão de diâmetros do difusor (D_6D_4)

Estes parâmetros foram escolhidos por serem os parâmetros de entrada do CUC3 de maior relevância, que podem ser alterados sem afetar as condições de projeto. Nesta tese, estes parâmetros foram estudados com a finalidade de avaliar sua influência sobre o desempenho do conjunto rotor-difusor de um compressor centrífugo. A avaliação foi realizada buscando maximizar a eficiência isentrópica do estágio η_s e minimizar o número de *Mach* absoluto na descarga do rotor M_2 . Além disso, os resultados foram avaliados em relação a algumas outras variáveis de resposta, tais como:

- Eficiência isentrópica do rotor η_I
- Coeficiente de vazão φ
- Coeficiente de potência consumida pelo rotor \dot{W}_{ND}
- Velocidade específica n_s

- Número de Mach relativo na ponta M'_{1s}
- Número de Mach absoluto na entrada do rotor M_1
- Número Mach relativo na descarga do rotor M'_2
- raio de descarga do rotor
- Razão de difusão do rotor
- Coeficiente de recuperação do rotor
- Vazão mássica de choque do rotor
- Vazão mássica de choque do difusor

Esta etapa foi dividida em duas fases. Na primeira fase, denominada Exploração Preliminar (EP), buscou-se fazer uma avaliação geral ao longo de uma ampla faixa de valores para cada variável de controle. Na segunda fase, denominada Exploração Simples (ES), as faixas e os incrementos de cada uma das variáveis de controle foram refinados de modo que as variações entre as avaliações não gerassem saltos bruscos no processo de busca. Os detalhes de cada uma destas etapas são descritos a seguir.

6.2.1 Exploração Preliminar

Nesta fase preliminar, foi delimitado o espaço de busca das variáveis a serem avaliadas. Para isso, foi definido um *DOE* tipo FC, no qual foram consideradas quatro variáveis de controle dentro dos limites estabelecidos na Tabela 6.3.

Tabela 6.3: Espaço de busca das variáveis de controle da Exploração Preliminar (EP)

Parâmetro	Limite inferior	Limite superior	Passo	Pontos
Razão de raios na entrada (raiz/ponta) (v)	0,1	0,5	0,1	5
Ângulo na descarga do rotor (β_{b2})	-40°	0°	2°	21
Razão de diâmetros do difusor (D_6D_4)	1,2	1,8	0,1	7
Razão de raios ponta/descarga do rotor ($r_{1s}r_2$)	0,4	0,7	0,1	5

De acordo com o projeto FC, foram examinadas 2.940 combinações das variáveis de controle. Como resultado desta avaliação, obteve-se um total de 109 combinações inconsistentes[†] e

[†]Projetos que geram erros numéricos durante o cálculo

1.725 combinações que não satisfizeram as restrições de projeto ($M_2 < 1$). Portanto, resultaram 1.106 combinações factíveis.

Na Figura 6.2, é mostrado o gráfico de dispersão dos dados de eficiência isentrópica do estágio η_s versus o número de Mach na descarga do rotor M_2 , onde são destacadas (em verde) as combinações que apresentaram os melhores resultados sobre os objetivos de projeto (Frente Ótima de Pareto – *Pareto-Optimal Front (FOP)*).

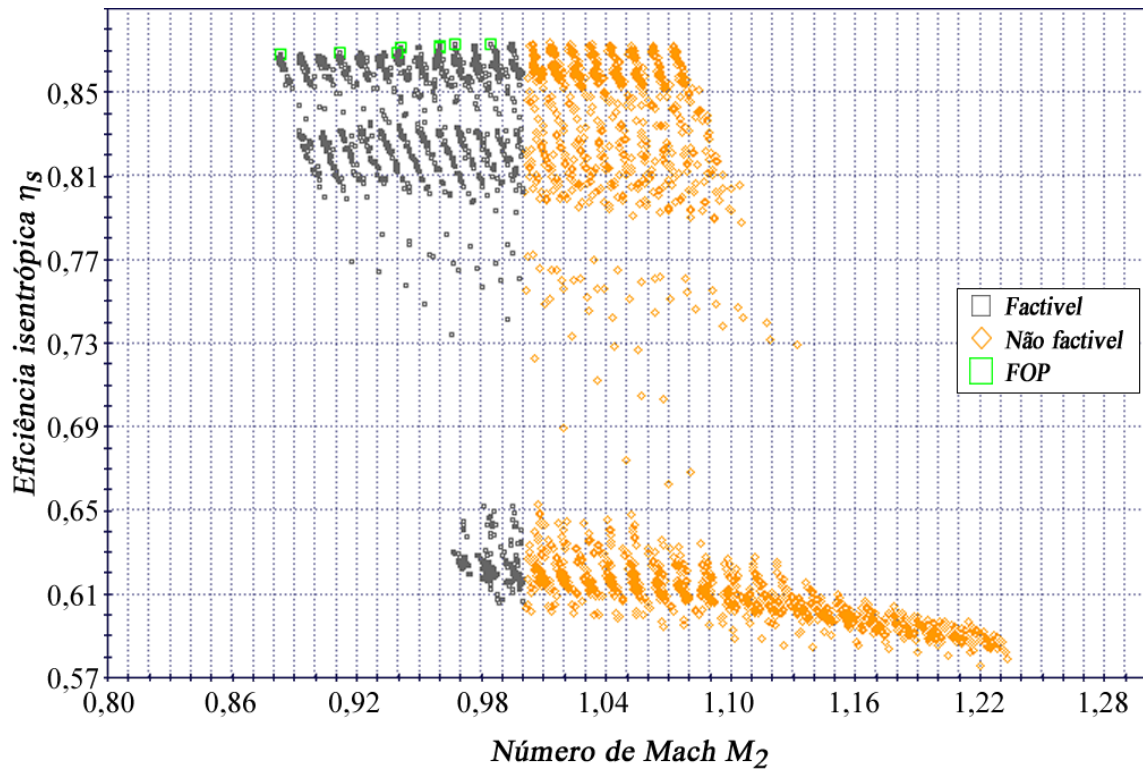


Figura 6.2: Gráfico de dispersão de eficiência isentrópica η_s vs. o número de Mach M_2 na EP

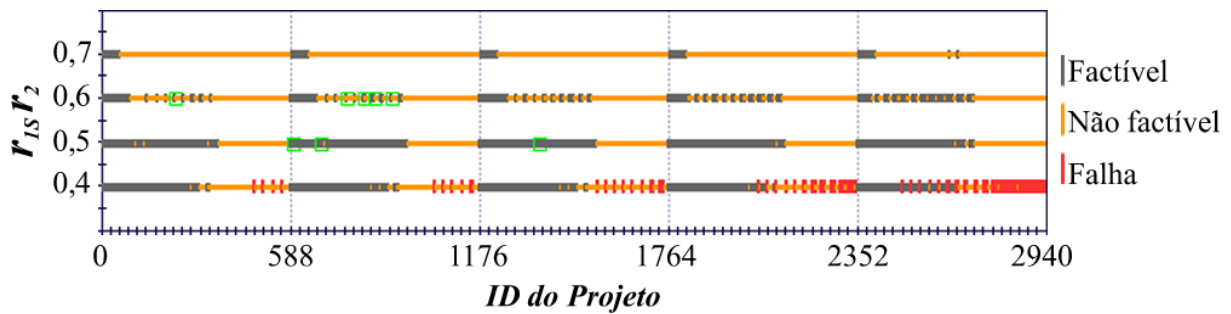
Os valores numéricos das variáveis de controle e dos objetivos de projeto do *FOP* são apresentados na Tabela 6.4. Os valores máximos e mínimos de cada uma destas variáveis de controle serão considerados na delimitação da fase de otimização fina.

Na Figura 6.3, é apresentado o histórico das relações $r_{1s}r_2$ versus os identificadores do *DOE* da EP. Neste *DOE*, a cada 588 experimentos foi gerado um incremento no valor da variável v (divisões principais); a cada 35 experimentos, um incremento na variável β_{b2} (subdivisões); a cada cinco experimentos, um incremento da variável D_6D_4 e a cada experimento, um incremento da variável $r_{1s}r_2$.

De acordo com esta distribuição, os experimentos do *FOP* se apresentaram com valores de $r_{1s}r_2$ entre 0,5 e 0,6, como mostra a Tabela 6.4. Nota-se que, para os valores de 0,5 estão os menores números de Mach M_2 e para os valores de 0,6 estão os maiores valores de eficiência isentrópica do estágio η_s .

Tabela 6.4: Variáveis e objetivos de projeto no FOP da EP

Id	v	β_{b2}	D_6D_4	$r_{1s}r_2$	M_2	η_s
898	0,2	-18	1,2	0,6	0,985	87,30%
846	0,2	-22	1,3	0,6	0,967	87,29%
814	0,2	-24	1,2	0,6	0,960	87,20%
226	0,1	-24	1,2	0,6	0,960	87,15%
758	0,2	-28	1,2	0,6	0,942	87,13%
1361	0,3	-28	1,6	0,5	0,939	86,88%
681	0,2	-34	1,4	0,5	0,912	86,88%
593	0,2	-40	1,3	0,5	0,884	86,82%
Máximo	0,3	-18	1,6	0,6	0,985	87,30%
Mínimo	0,1	-40	1,2	0,5	0,884	86,82%

Figura 6.3: Histórico de relações $r_{1s}r_2$

Da análise dos resultados obtidos na EP ou otimização grossa, pode-se notar que os projetos inconsistentes apresentaram-se com razão de raios $r_{1s}r_2$ com valores de 0,4 e com os maiores ângulos na descarga β_{b2} . De igual forma, pode-se dizer que, para as razões $r_{1s}r_2$ de 0,6 e 0,7, com os maiores valores de ângulo na descarga do rotor, foi gerado um alto número de projetos com números de Mach na saída do rotor elevados (que não satisfazem as restrições de projeto). Vale a pena destacar que, em geral, as maiores η_s são obtidas com elevados valores do M_2 .

6.2.2 Exploração Simples

Com base nos resultados da EP, foram refinados os intervalos e incrementos das variáveis de controle a fim de definir, com maior detalhe, a geometria do compressor. A partir deste novo espaço de busca, foi gerado um novo *DOE* tipo FC, no qual foram consideradas as mesmas variáveis de controle da EP dentro dos limites mostrados na Tabela 6.5.

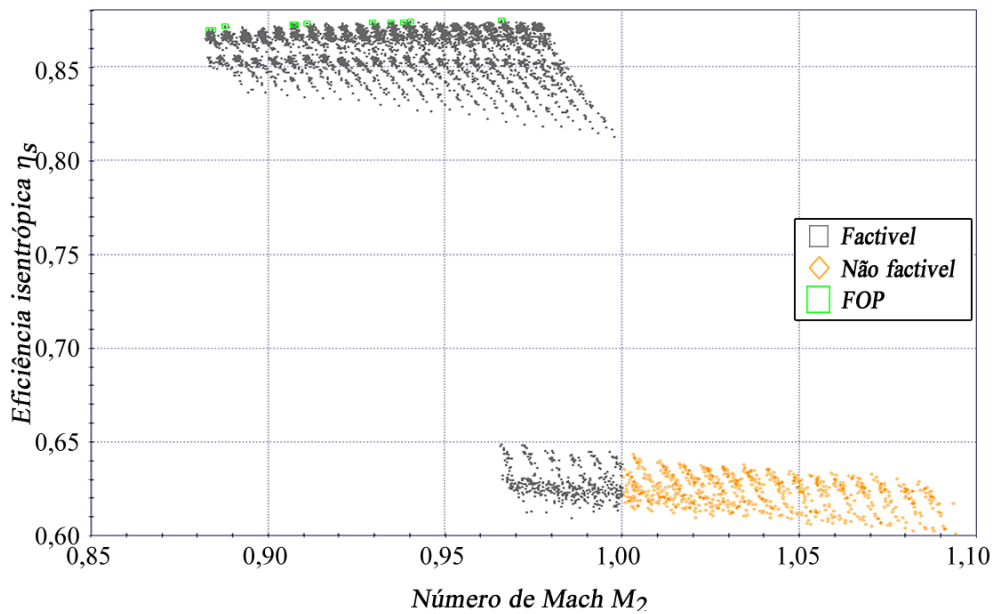
De acordo com este novo *DOE*, foram examinadas 5.292 combinações das variáveis de

Tabela 6.5: Espaço de busca das variáveis de controle na ES

Parâmetro	Limite Inferior	Limite Superior	Passo	Pontos
Razão de raios na entrada (raiz/ponta) (ν)	0,1	0,4	0,05	7
Ângulo na descarga do rotor (β_{b2})	-40°	-20°	1°	21
Razão de diâmetros do difusor (D_6/D_4)	1,2	1,6	0,05	9
Razão de raios ponta/descarga do rotor (r_{1s}/r_2)	0,45	0,6	0,05	4

controle resultando, desta vez, um total de 792 combinações que não satisfizeram a restrição de projeto ($M_2 < 1$). Portanto, resultaram 4.500 combinações factíveis.

Na Figura 6.4, é mostrado o gráfico de dispersão dos dados de eficiência isentrópica do estágio η_s versus o número de Mach na descarga do rotor M_2 , obtido após a ES (as combinações do *FOP* estão ressaltadas em verde).

Figura 6.4: Gráfico de dispersão de eficiência isentrópica η_s versus o número de Mach M_2

Ao comparar as Figuras 6.2 e 6.4, pode-se observar como, após a variação dos limites das variáveis de controle na ES, o gráfico de dispersão η_s versus M_2 apresentou duas zonas claramente definidas, uma com η_s maiores (acima de 80%) e M_2 menores (inferiores a 1); e outra zona com η_s menores (abaixo de 65%) e M_2 maiores (acima de 0,96). Os valores das variáveis de controle e dos objetivos de projeto do *FOP* da exploração simples são apresentados na Tabela 6.6.

Com o propósito de realizar uma avaliação da influência das variáveis de controle sobre os objetivos de projeto (η_s e M_2) e sobre algumas outras variáveis de projeto (secção 6.2), uma

Tabela 6.6: Variáveis e objetivos de projeto no FOP da ES

Id	v	β_{b2}	D_6D_4	$r_{1s}r_2$	η_s	M_2
3686	0,3	-22	1,35	0,55	87,42%	0,966
2706	0,25	-28	1,25	0,55	87,38%	0,940
3482	0,3	-28	1,5	0,55	87,37%	0,938
2670	0,25	-29	1,25	0,55	87,36%	0,935
1894	0,2	-30	1,45	0,55	87,32%	0,929
1750	0,2	-34	1,45	0,55	87,29%	0,911
2466	0,25	-35	1,4	0,55	87,26%	0,907
1702	0,2	-35	1,3	0,55	87,24%	0,907
3230	0,3	-35	1,5	0,55	87,22%	0,907
1562	0,2	-39	1,35	0,55	87,15%	0,888
1522	0,2	-40	1,3	0,55	86,95%	0,884
762	0,15	-40	1,25	0,55	86,92%	0,883
Máximo	0,3	-22	1,5	0,55	87,42%	0,966
Mínimo	0,15	-40	1,25	0,55	86,92%	0,883

análise estatística baseada no Teste t de Student – *Student's t-test (t-test)* foi realizada sobre os dados da zona superior esquerda (η_s acima de 80% e M_2 abaixo de 1) na ES.

Um gráfico de efeitos principais permite determinar a importância dos fatores avaliados. Neste tipo de gráfico, os fatores são classificados em dois níveis chamados de "alto" ou simplesmente "+" (representado na cor vermelha), e "baixo" ou simplesmente "-" (representado na cor azul). Os dados são divididos em dois grupos de igual tamanho e um valor médio é gerado para cada um deles. As médias dos níveis de cada fator são conectadas por uma linha reta. Uma linha horizontal tracejada representa o valor médio da variável de saída, enquanto que o ponto no interior de cada caixa representa o valor médio calculado apenas para o nível da caixa. A caixa representa o erro-padrão da média. As linhas horizontais acima e abaixo da caixa representam o desvio padrão. Um fator é considerado importante quando produz uma mudança significativa nos valores das médias dos "-" para os "+".

A Figura 6.5 apresenta um gráfico de efeitos principais sobre a eficiência isentrópica do estágio obtido na ES. Deste com este gráfico, pode-se concluir que a razão de raios $r_{1s}r_2$ é o fator mais importante sobre a eficiência η_s , seguido da razão de diâmetros do difusor D_6D_4 , enquanto que o ângulo β_{b2} e a razão de raios v são de menor importância em relação à eficiência η_s .

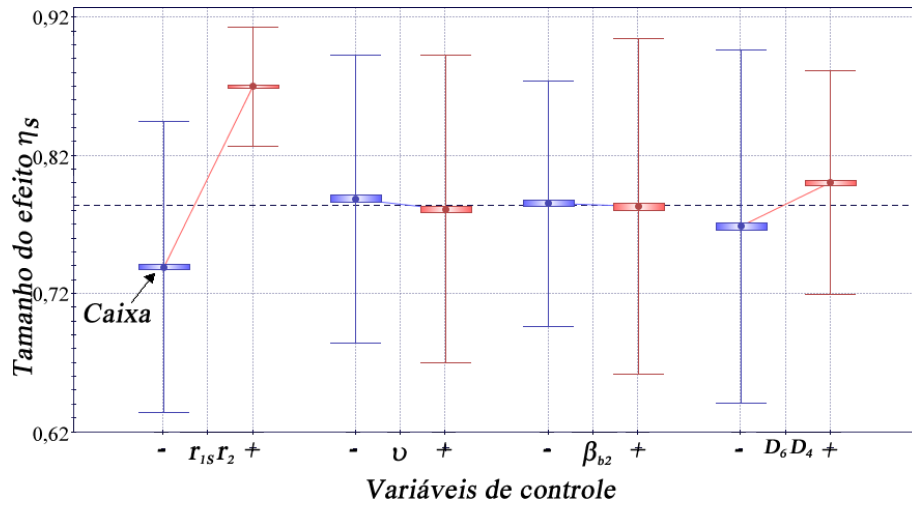


Figura 6.5: Gráfico de efeitos principais sobre a eficiência isentrópica η_s

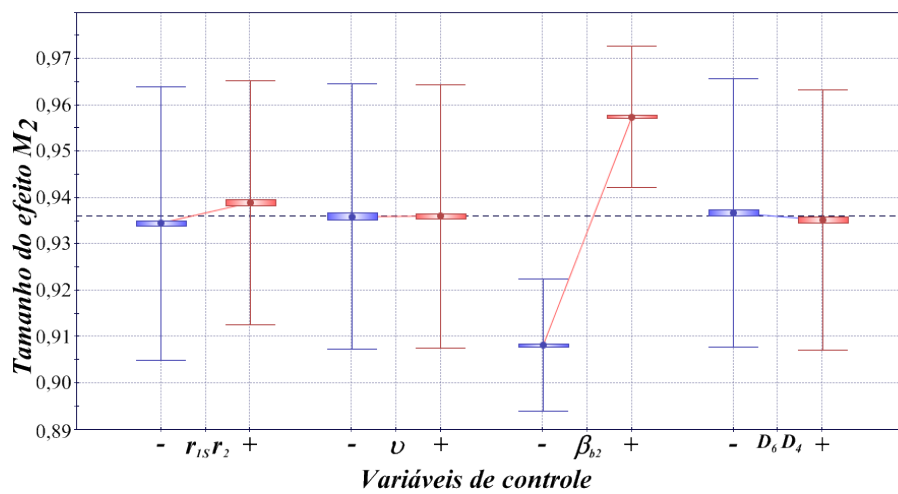


Figura 6.6: Gráfico de efeitos principais sobre o número de Mach na descarga do rotor M_2

De modo similar, a Figura 6.6 apresenta um gráfico de efeitos principais sobre o número de Mach M_2 . Neste gráfico, o fator de maior influência sobre M_2 é, claramente, o ângulo na descarga β_{b2} seguido da razão de raios $r_{1s}r_2$, sendo a influência deste último fator, significativamente menor que a do primeiro. Já a razão de raios ν e a razão de diâmetros D_6D_4 são os fatores de menor importância sobre M_2 .

A partir da análise dos dois gráficos de efeitos principais desta etapa de otimização 1D, pode-se concluir que a variável de controle de maior relevância para a eficiência isentrópica η_s é a razão de raios $r_{1s}r_2$ e para o número de Mach M_2 é o ângulo na descarga do rotor β_{b2} .

Uma análise estatística empregando o *t-test* também foi realizada com a finalidade de avaliar a influência das variáveis de controle sobre os objetivos de projeto. Os gráficos *Student Global* são utilizados em análises que abordam múltiplas variáveis. Este tipo de gráfico permite representar, de maneira resumida, a importância das variáveis de controle em relação às variáveis de resposta do projeto. Neste tipo de gráfico as diferentes variáveis de controle são exibidas em uma cor

diferente e os tamanhos das porções representam os efeitos normalizados das variáveis de controle em relação às variáveis de resposta analisadas.

A Figura 6.7 apresenta um gráfico *Student Global* com os tamanhos normalizados dos efeitos de cada uma das quatro variáveis de controle, avaliadas nesta tese, sobre diversas variáveis de resposta do projeto. A partir deste gráfico, pode-se concluir que a variável de controle de maior influência, com significativa relevância sobre praticamente todas as variáveis de resposta avaliadas, é a razão de raios $r_{1s}r_2$. A segunda variável de controle, em ordem de importância, visivelmente, o ângulo na descarga β_{b2} com crucial relevância para os números de Mach M_2 e M_2' , para o coeficiente de pressão ψ , para a vazão de choque no difusor e para o raio de descarga do rotor r_2 . A relação de diâmetros do difusor D_6D_4 apresenta importância significativa sobre a potência consumida pelo compressor e importância secundária para o coeficiente de recuperação do difusor CP , para a eficiência isentrópica η_s , para o número de Mach na entrada do rotor M_1 , para a vazão de choque no difusor \dot{m}_{CD} , para o coeficiente de potência adimensional \dot{W}_{ND} , para a velocidade específica n_s e para o coeficiente de vazão φ . E, por último, a relação de raios na entrada v apresenta significativa importância para a vazão de choque no rotor e uma importância secundária para a eficiência isentrópica do rotor η_I .

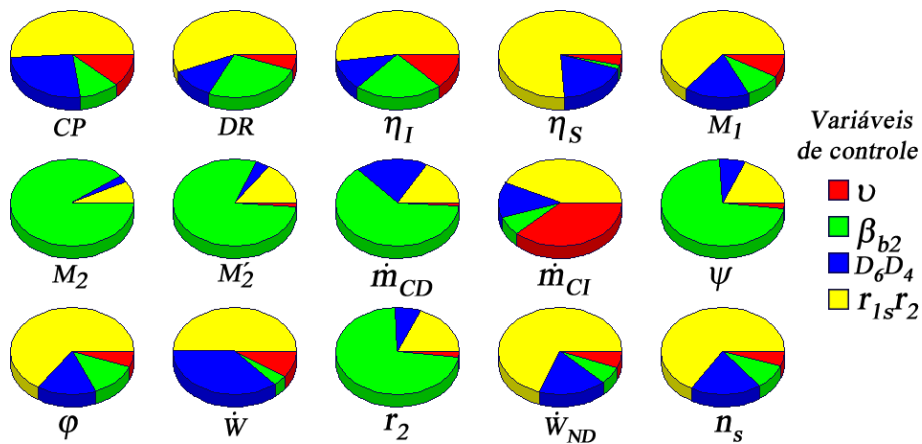


Figura 6.7: Gráfico *Student Global* sobre as variáveis de resposta na ES

As Figuras 6.5, 6.6 e 6.7 mostram que tanto a análise de efeitos principais como a análise *Student Global* levam a resultados semelhantes em relação aos objetivos de projeto.

Gráficos de bolhas são empregados, ao invés dos de dispersão, quando se quer representar dados com três ou quatro dimensões na mesma figura. Assim, cada ponto de um gráfico de dispersão convencional é exibido como uma bolha. A cor da bolha representa a terceira dimensão (tonalidades azuis representam valores mais baixos enquanto que as tonalidades vermelhas representam os valores mais altos) e o tamanho variável da bolha representa a quarta dimensão (quanto maior for a bolha, maior será o valor da variável representada). Os gráficos de bolhas permitem

filtrar os resultados com base em limites expressos para as dimensões três e quatro.

A Figura 6.8 mostra um gráfico de bolhas representando os valores de número de Mach M_2 (eixo das abscissas) versus a eficiência isentrópica do estágio η_s (eixo das ordenadas) versus o raio do rotor na descarga r_2 (cor) versus a vazão de choque no rotor \dot{m}_I (diâmetro).

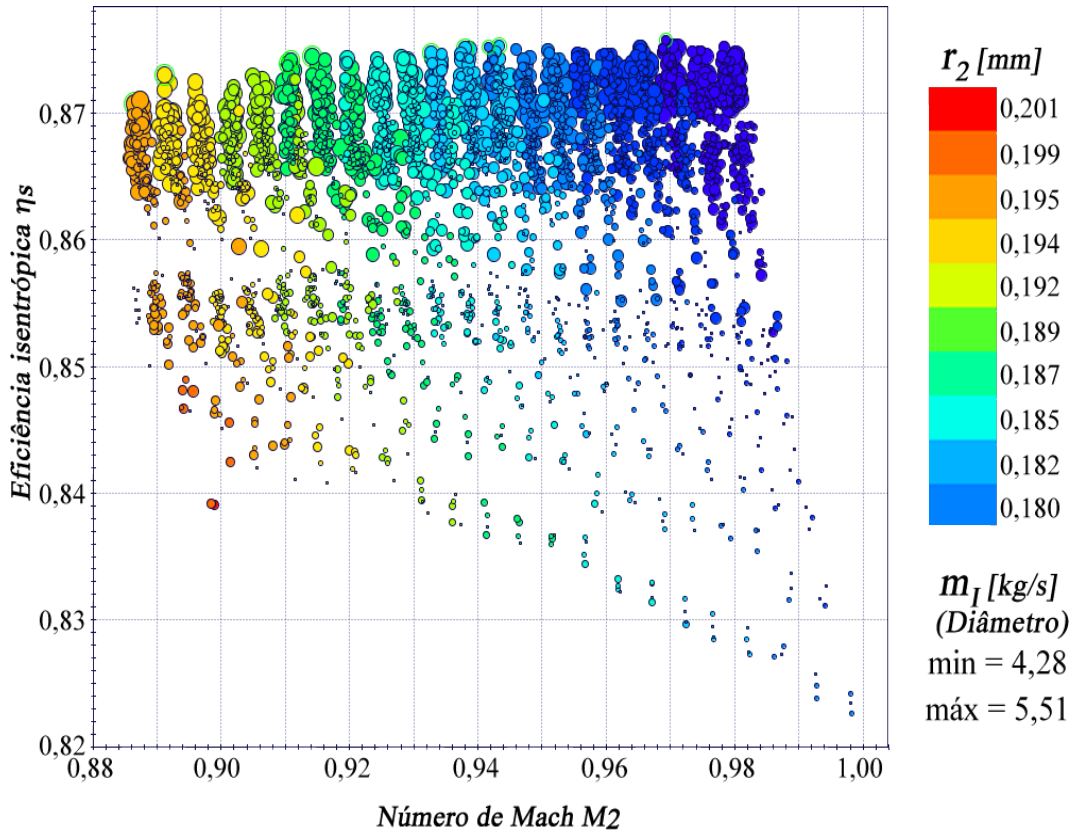


Figura 6.8: Número de Mach M_2 vs. eficiência η_s vs. raio do rotor na descarga r_2 [m] vs. vazão de choque no rotor \dot{m}_I [kg/s]

Na Figura 6.8, as vazões de choque (diâmetro) foram filtradas para representar somente os projetos com vazões acima da vazão de projeto (4,28 kg/s). Porém, é importante aclarar que vazões de choque abaixo da vazão de projeto são viáveis, mas requerem a incorporação de pás tipo *splitter* a fim de aumentar a vazão de trabalho.

Da Figura 6.8, pode-se concluir que:

- Todos os projetos do *FOP* apresentam vazões acima da vazão de projeto.
- As eficiências isentrópicas η_s do *FOP* são inversamente proporcionais aos raios da pá na descarga r_2 .

A Figura 6.9 apresenta um gráfico de bolhas mostrando o número de Mach M_2 versus a eficiência η_s versus o ângulo na descarga do rotor β_{b2} versus a razão de raios $r_{1s}r_2$. Desta figura, pode-se dizer que:

- Todos os projetos do *FOP* apresentam uma razão de raios $r_{1s}r_2$ constante ($r_{1s}r_2=0,55$).
- Os projetos do *FOP* são claramente influenciados pelo ângulo na descarga do rotor, observando-se que tanto a eficiência do estágio quanto o número de Mach na descarga do rotor diminuem proporcionalmente ao ângulo na descarga do rotor.

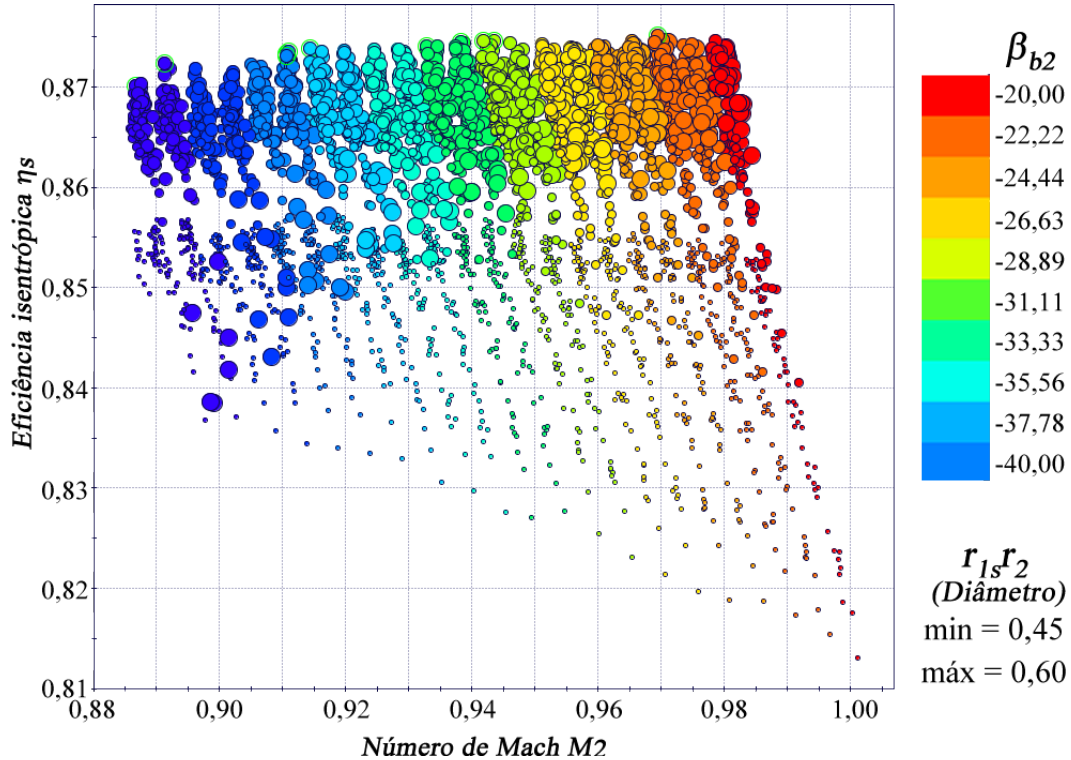


Figura 6.9: Número de Mach M_2 vs. eficiência isentrópica η_s vs. Ângulo na descarga β_{b2} [°] vs. Razão de raios $r_{1s}r_2$

A Figura 6.10 apresenta o número de Mach absoluto M_2 , a eficiência isentrópica η_I , o raio de descarga r_2 e a potência consumida pelo rotor (para os projetos do *FOP* em cor e para os demais projetos em escala de cinza). Pode-se apreciar que os valores de maior eficiência isentrópica do rotor se apresentam em projetos de baixo consumo de potência e que, assim mesmo, não correspondem com os projetos de máxima eficiência isentrópica do estágio (ressaltados em cor). Da figura 6.10, pode-se observar, também, que os pontos do *FOP* se apresentam na faixa de raios de saída do rotor entre 180 mm e 200 mm.

O coeficiente de vazão φ de um dispositivo, que é uma medida relativa da sua eficiência em permitir que o fluido escoe, descreve a relação entre a queda de pressão e a vazão mássica correspondente. O coeficiente de vazão determina quão grande é a vazão real conseguida por um rotor de um dado diâmetro ao girar a uma determinada velocidade. Um pequeno valor de φ implica, portanto, áreas de saída e entrada pequenas. O limite inferior de φ é ditado por um aumento acentuado da perda de atrito nas paredes do canal, devido à redução do diâmetro hidráulico. Os valores típicos de φ para compressores oscilam entre 0,01 e 0,15 (Lüdtke, 2004).

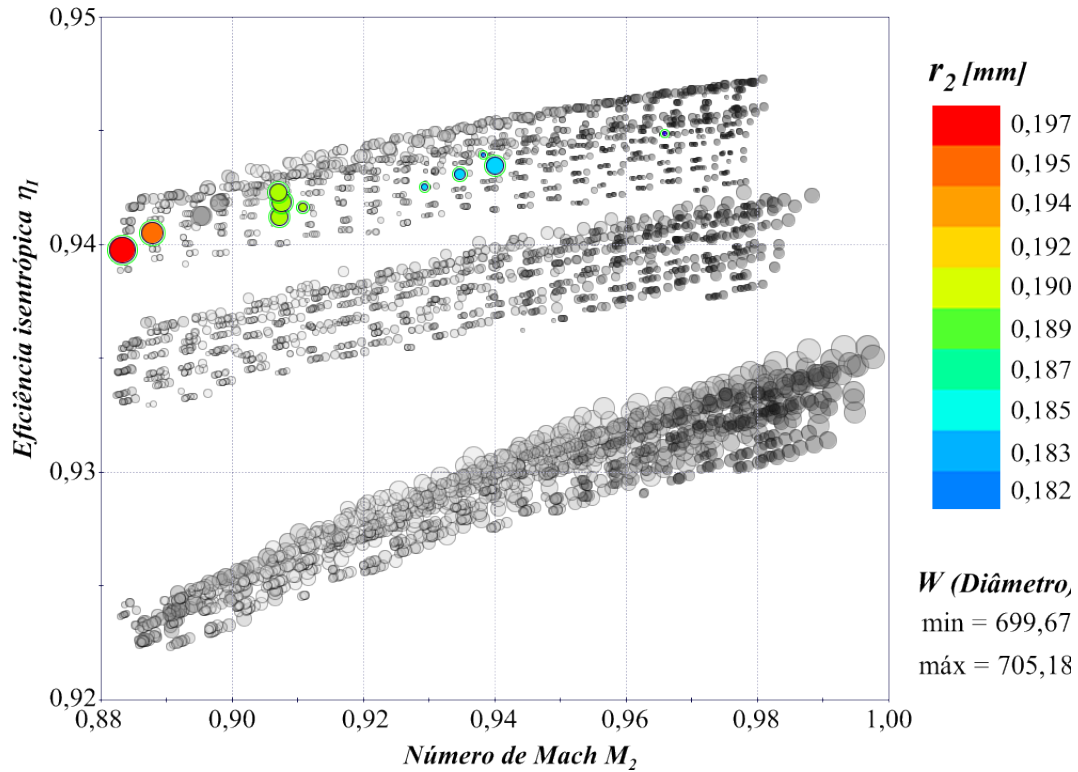


Figura 6.10: Número de Mach M_2 vs. eficiência isentrópica η_I vs. raio de descarga r_2 [m] vs. potência consumida pelo rotor \dot{W}_I [kW]

Por outro lado, o número de Mach relativo na entrada do rotor se apresenta como um parâmetro de projeto crucial já que dele depende a faixa de vazão do rotor desde o *stall* até o choque.

Na Figura 6.11 são mostrados os coeficientes de vazão e os números de Mach relativos na entrada do rotor M'_1 em relação ao gráfico de dispersão de número de Mach na descarga do rotor versus a eficiência isentrópica do estágio. De acordo com este gráfico, a faixa de números de Mach relativo na entrada do rotor para o *FOP* varia de 0,99 (nos projetos de menor eficiência isentrópica do estágio) para 0,91 (nos projetos de maior eficiência). Portanto, projetos do *FOP* com números de Mach na descarga abaixo de 0,9 podem gerar problemas na entrada ao atingirem valores do M'_1 bastante próximos a 1. Em relação aos coeficientes de vazão, sua faixa vai de 0,077 até 0,083.

6.2.3 Seleção do projeto ótimo

Classificar entre várias alternativas é uma tarefa relativamente comum mas, em alguns casos, torna-se difícil. O Critério de Tomada de Decisão – *Multi Criteria Decision Making* (MCDM) refere-se à resolução de problemas de decisão e planejamento envolvendo exigências múltiplas e, geralmente, conflitantes. Portanto, o estabelecimento de uma função de utilidade que permita escolher uma alternativa razoável dentre um conjunto das alternativas disponíveis é de grande valor nesta tarefa. Esta função de utilidade deve ser coerente com as preferências expressas pelo

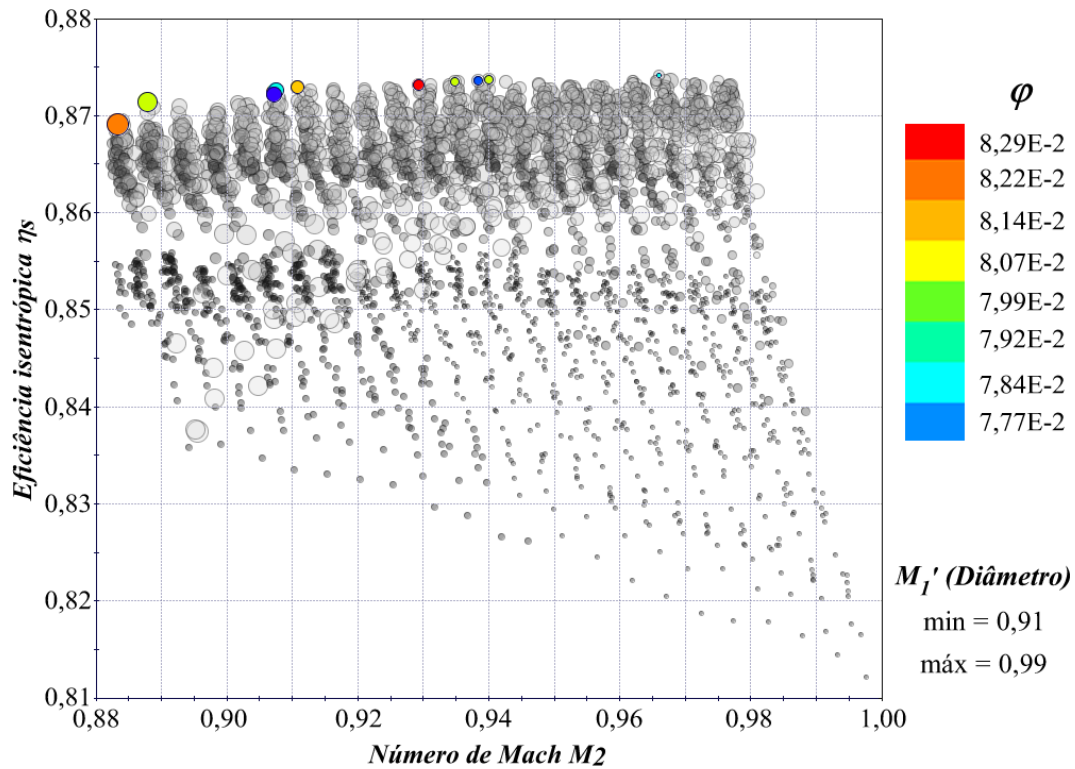


Figura 6.11: Número de Mach M_2 vs. eficiência isentrópica η_s vs. coeficiente de vazão ϕ vs. número de Mach relativo M_1'

usuário através da especificação direta de atributos de importância.

O *ModeFrontier*® ajuda na tomada de decisões ao encontrar a melhor solução dentre um conjunto de alternativas razoáveis, permitindo especificar uma "moeda comum" para a avaliação de diferentes objetivos de projeto. Para isso, devem ser escolhidos os parâmetros da classificação (atributos) e então estabelecer uma série de relações entre eles permitindo, assim, realizar a classificação das alternativas disponíveis. Neste caso, tais alternativas serão tomadas do *FOP* da otimização simples, apresentado na Tabela 6.6. Os atributos considerados nesta classificação, baseados nas recomendações de Rodgers (1977) (Ver Capítulo 4), são descritos a seguir:

1. **Eficiência isentrópica do estágio η_s :** objetivo principal no presente trabalho de otimização.
2. **Número de Mach absoluto na descarga do rotor[‡] M_2 :** parâmetro fundamental no desempenho do compressor; já que altos valores de M_2 comprometem o processo de difusão ao incrementar as perdas por atrito e geram a condição de choque aerodinâmico ao longo dos bordos de ataque do difusor (Ver Capítulo 4).
3. **Razão de difusão do rotor[‡] DR :** leva em consideração a velocidade relativa máxima atingível na descarga sem que se apresente separação de escoamento.

[‡]Sugerido por (Rodgers, 1977)

4. **Coefficiente de recuperação CP** : este parâmetro permite avaliar o desempenho do difusor e pode ser definido como a razão entre o aumento de pressão estática real através do difusor e a pressão dinâmica na entrada do difusor.
5. **Velocidade específica[‡] n_s** : parâmetro análogo ao coeficiente de vazão que está relacionado com o coeficiente de potência.
6. **Ângulo na descarga[‡] β_{b2}** : apesar das vantagens da redução deste parâmetro, discutidas na seção Projeto da descarga, deve ser controlado devido às limitações mecânicas e físicas apresentadas por McCutcheon (1978) (Ver Capítulo 4).
7. **raio de descarga do rotor r_2** : como foi já mencionado, o aumento no raio de descarga leva a um aumento da inércia, o que é prejudicial para a resposta transitória do rotor, além das implicações referentes a peso, custo, entre outras.

A partir destes atributos, foram estabelecidas relações no intuito de orientar a seleção do projeto ótimo. Estas relações foram:

- $\eta_s > M_2$
- $\beta_{b2} > r_2$
- $DR > CP$

Então, mediante a execução da ferramenta MCDM de *ModeFrontier*®, foi estabelecida a ponderação dos atributos de decisão mostrados na Figura 6.12. Os pesos impostos a cada atributo são apresentados na Tabela 6.7.

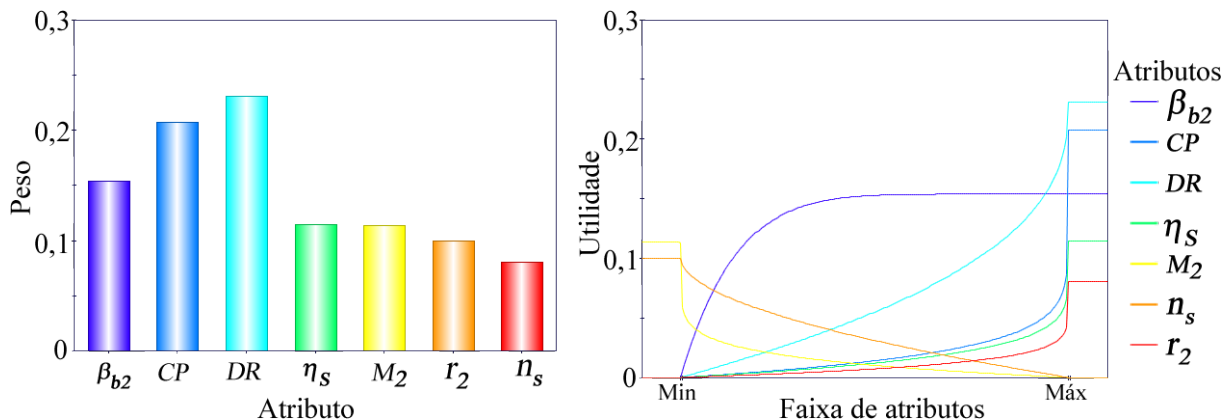


Figura 6.12: Distribuição de pesos dos atributos de decisão para a escolha do projeto ótimo

Tabela 6.7: Ponderação dos atributos de decisão do projeto ótimo

Atributo	Mínimo	Máximo	Propósito	Peso
DR	1,313	1,453	Maximizar	0,231
CD	0,833	0,858	Maximizar	0,208
β_{b2}	-40,0	-22,0	Maximizar	0,154
η_s	0,869	0,874	Maximizar	0,114
M_2	0,883	0,966	Minimizar	0,114
r_2	0,182	0,197	Minimizar	0,100
n_s	0,760	0,880	Maximizar	0,080

Uma vez estabelecidos os critérios de classificação e, tomando como candidatos a projeto ótimo os projetos do *FOP* da otimização simples, apresentados na Tabela 6.6, os projetos foram classificados na ordem apresentada na Figura 6.13 e detalhados na Tabela 6.8.

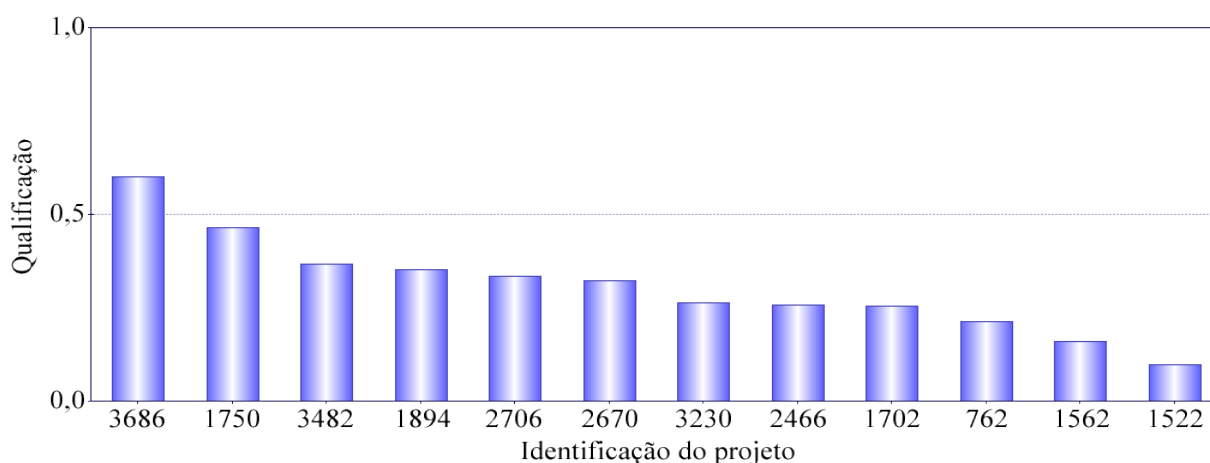


Figura 6.13: Classificação dos projetos candidatos a projeto ótimo

De acordo com estes resultados, o projeto que apresenta a melhor combinação dos atributos estabelecidos que visam escolher o projeto ótimo é o projeto identificado como o número 3686. A partir da geometria gerada pelo CUC3, tomando como parâmetros de entrada as variáveis de controle do projeto 3686, será definida a geometria que, daqui em diante, será objeto da otimização 3D.

Os dados de entrada para o CUC3 são apresentados a seguir na Tabela 6.9. Posteriormente, na Tabela 6.10, são apresentados alguns parâmetros adimensionais e características gerais do compressor. A Tabela 6.11 mostra os valores calculados para o rotor e, finalmente, a Tabela 6.12 mostra os valores calculados para o difusor.

Tabela 6.8: Avaliação dos projetos candidatos a projeto 3686

ID	β_{b2}	CD	DR	η_s	M_2	r_2	n_s	Ordem
3686	-22,0	0,836	1,453	0,874	0,966	0,182	0,760	0,602
1750	-34,0	0,858	1,366	0,873	0,911	0,191	0,836	0,465
3482	-28,0	0,853	1,413	0,874	0,938	0,186	0,785	0,366
1894	-30,0	0,856	1,398	0,873	0,929	0,188	0,816	0,351
2706	-28,0	0,833	1,413	0,874	0,940	0,186	0,799	0,336
2670	-29,0	0,836	1,406	0,874	0,935	0,187	0,803	0,323
3230	-35,0	0,853	1,358	0,872	0,907	0,192	0,821	0,263
2466	-35,0	0,849	1,358	0,873	0,907	0,192	0,834	0,258
1702	-35,0	0,847	1,358	0,872	0,907	0,192	0,843	0,253
762	-40,0	0,848	1,313	0,869	0,883	0,197	0,880	0,213
1562	-39,0	0,853	1,322	0,871	0,888	0,196	0,865	0,160
1522	-40,0	0,847	1,313	0,869	0,884	0,197	0,873	0,096

Tabela 6.9: Dados de entrada para o CUC3 do projeto 3686

Pressão total na entrada (P_{01}) [kPa]	101,32
Temperatura total na entrada (T_{01}) [K]	288,00
Relação de calores específicos (k)	1,40
Relação de pressão (PR)	4,00
Vazão mássica [kg/s]	4,28
Razão de raios raiz/ponta (v)	0,30
Razão de raios ponta/descarga ($r_{1s}r_2$)	0,55
Ângulo de escoamento na entrada (α_1) [°]	0,00
Ângulo de escoamento relativo na descarga do rotor [°]	22,00
Espessura da pá [mm]	1,00
Fator de folga entre rotor/difusor (%)	6,80
Numero de Mach na descarga do difusor (M_6)	0,33
Razão de diâmetros do difusor (D_6D_4)	1,35
Ângulo de difusão da pá do difusor [°]	5,00

Tabela 6.10: *Parâmetros adimensionais e características gerais do projeto 3686*

Eficiência total-total do estágio (η_s)	0,874
Eficiência total-total do rotor (η_I)	0,940
Velocidade específica (estagnação) (n_s)	0,721
Velocidade específica (estática) (N_s)	0,760
Coeficiente de Vazão mássica	0,112
Coeficiente de Vazão volumétrica (ϕ)	0,080
Coeficiente de potência (W_{ND})	0,273
Fator de escorregamento calculado (SF)	0,850
Razão de números de Mach relativos (entrada/descarga)	1,704
Razão de velocidades relativas (entrada/descarga)	1,453
Razão de raios raiz/ponta (v)	0,300
Razão de raios do rotor ponta/descarga ($r_{1s}r_2$)	0,550
Razão de pressões total-total do rotor ($P_{02}P_{01}$)	4,445
Razão de temperaturas total-total do rotor ($T_{02}T_{01}$)	1,565
Razão de pressões total-total do difusor ($P_{03}P_{02}$)	0,900
Razão de pressões estáticas do difusor (P_6P_5)	1,416
Potência [kW]	699,962

Tabela 6.11: *Valores calculados para o rotor pelo CUC3 do projeto 3686*

Entrada		Descarga	
Pressão estática (P_1) [kPa]	87,52	Raio (r_2) [mm]	181,57
Temperatura estática (T_1) [K]	276,20	Largura (b_2) [mm]	12,24
Raio da ponta (r_{1s}) [mm]	99,86	Comprimento axial [mm]	127,10
Raio da raiz (r_{1H}) [mm]	29,96	Razão largura/raio (b_2/r_2)	0,07
Velocidade absoluta [m/s]	153,94	Velocidade absoluta (C_2) [m/s]	377,37
Fator aerodinâmico de entrada	0,24	Velocidade meridional (C_{m2}) [m/s]	209,70
Área de entrada (A_1) [m^2]	0,03	Velocidade relativa (W_2) [m/s]	159,48
Ângulo de escoamento (α_{1h}) [$^\circ$]	0,00	Velocidade tangencial (U_2) [m/s]	478,18
Ângulo de escoamento (α_{1s}) [$^\circ$]	0,00	Ângulo na descarga (α_2) [$^\circ$]	70,41
Velocidade relativa (ponta)	304,74	Ângulo na descarga (β_{b2}) [$^\circ$]	-22,00
Velocidade relativa (raiz)	172,98	Fator de escorregamento	0,85
Velocidade tangencial (ponta)	263,00	Mach tangencial	1,41
Velocidade tangencial (raiz)	124,92	Mach absoluto	0,97
Ângulo de escoamento (β_{1s}) [$^\circ$]	-59,66	Mach relativo	0,54
Ângulo de escoamento (β_{1h}) [$^\circ$]	-27,14	Área de saída (A_2) [m^2]	0,01
Mach absoluto (M_1)	0,46	Fator de bloqueio (BF)	0,96
Mach relativo (ponta)	0,90	Pressão estática [kPa] (P_2)	247,50
Mach relativo (M_1')	0,91	Temperatura estática (T_2) [K]	379,92
Mach na garganta	0,80	Vazão de choque (\dot{m}_I) [kg/s]	4,66

Tabela 6.12: Valores calculados para o difusor pelo CUC3 do projeto ótimo

Entrada		Descarga	
Raio (r_4) [mm]	193,91	Raio (r_6) [mm]	261,78
Diâmetro do círculo (a_4) [mm]	31,83	Diâmetro do círculo (a_6) [mm]	47,65
Velocidade absoluta (C_4) [m/s]	352,95	Velocidade absoluta (C_6) [m/s]	140,45
Numero Mach absoluto (M_4) [m/s]	0,90	Numero Mach absoluto (M_6) [m/s]	0,33
Ângulo de escoamento (α_4) [°]	19,85	Ângulo de escoamento (α_6) [°]	22,13
Espaçamento das pás (t_4) [mm]	93,72	Espaçamento das pás (t_6) [mm]	126,53
Pressão estática [kPa] (P_4)	262,89	Número de pás	13,00
Pressão total [kPa] (P_{04})	446,24	Comprimento da pá (l) [mm]	176,64
Temperatura estática [K] (T_4)	441,20	Pressão estática (P_6) [kPa]	372,37
Temperatura total [K] (T_{04})	450,81	Pressão total (P_{06}) [kPa]	405,28
Área (A_4) [m ²]	0,0149	Temperatura estática (T_6) [K]	441,20
Área da garganta [m ²]	0,0051	Temperatura total (T_{06}) [K]	450,81
Vazão de choque	6,77	Área (A_6) [m ²]	0,02
Coeficiente de difusão	0,84	Fator de bloqueio	0,97
Coeficiente de difusão ideal	0,94	Razão de áreas	3,98
Folga rotor-difusor ($r_5 - r_2$) [mm]	12,35	Ângulo de posicionamento da paleta	69,01

6.3 Otimização 3D

Nesta segunda etapa, foi realizado o processo de otimização tridimensional, baseado no uso do aplicativo comercial Ansys CFX®, no qual foram considerados os seguintes parâmetros:

- Geometria do perfil meridional da pá;
- Ângulo de envolvimento θ (Ângulo da pá medido com referência ao eixo de rotação);
- Comprimento axial do rotor.

6.3.1 Análise de CFD

As técnicas de *CFD* são, sem dúvida, uma ferramenta fundamental para a concepção das turbomáquinas atuais. No entanto, mesmo com a disponibilidade de tantas ferramentas computacionais para a realização de análises numéricas, corre-se o risco de não perceber as limitações próprias das análises da *CFD*. Algumas destas limitações, expostas por Denton (2010), para a simulação de turbomáquinas são:

- Erros numéricos devido às aproximações: estes erros são não localizados. Por exemplo, erros criados no bordo de ataque da pá podem arruinar toda a análise;
- Modelagem de erros simplificado: onde a física exata não é conhecida ou é demasiado complexa para ser modelada: estes tipos de erros incluem a modelagem da turbulência e das transições, assim como o uso de planos de mistura;
- Desconhecimento das condições de contorno: as condições de contorno na entrada podem ter um efeito muito significativo e, em uma máquina real, estes quase nunca são conhecidos com precisão;
- Desconhecimento da geometria: pode ser referente tanto à geometria das pás quanto às folgas e, mesmo que estes não representem um erro próprio da *CFD*, eles tem uma grande influência na precisão das previsões;
- Suposição de que o escoamento é permanente; entre outros.

Por outro lado, as análises experimentais são um componente indispensável para se obter resultados numéricos confiáveis e, a disponibilidade das técnicas de *CFD* não pode ser usada como uma desculpa para reduzir este tipo de testes, já que estes devem ser concebidos para ajustar os próprios modelos empregados pelas técnicas de *CFD*. Apesar destas limitações, as análises de *CFD* se constituem em uma ferramenta extremamente valiosa para o projeto de turbomáquinas, mas deve ser utilizado em uma base comparativa e não como um prognosticador absoluto de desempenho (Denton, 2010).

Em geral, os passos necessários para a realização de uma análise de *CFD* são:

1. Geração da geometria
2. Geração da malha
3. Pré-processamento
4. Processamento
5. Pós-processamento

A seguir, é descrito o procedimento adotado para a realização de cada um destes passos neste processo de otimização 3D.

6.3.1.1 Geração da geometria

Esta etapa é fundamental no presente trabalho de otimização 3D. A geração da geometria de componentes tridimensionais de turbomáquinas não é uma tarefa simples, já que deve ser elaborada com alto grau de precisão. Neste trabalho, as geometrias do rotor e do difusor foram geradas com ajuda do aplicativo *BladeGen* da Ansys®), o qual facilita enormemente a geração destes tipos de geometrias. Na Figura 6.14, são apresentados esquematicamente os parâmetros requeridos pelo *BladeGen* para a construção dos perfis meridionais dos componentes do compressor projetado.

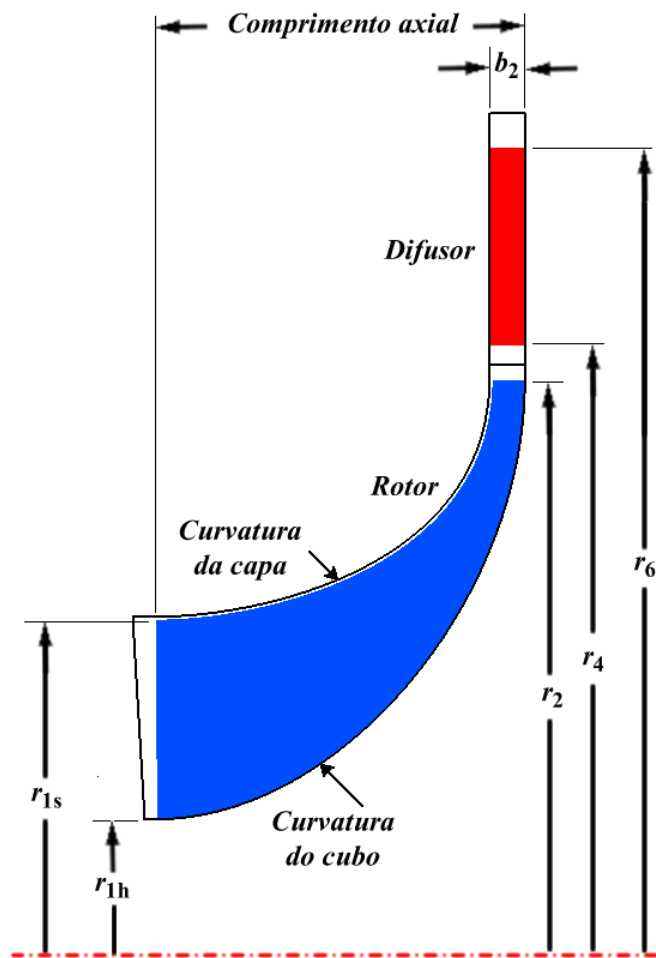


Figura 6.14: Geometria do perfil meridional do estágio de um compressor centrífugo

Em geral, a geometria da pá é definida pelo perfil meridional, pela definição dos ângulos de escoamento ao longo da pá e pelo ângulo de envolvimento.

O perfil meridional da pá é definido por (Ver Figura 6.14):

- Raios na entrada
- raio de descarga

- Largura na descarga
- Comprimento axial
- Curvatura da capa
- Curvatura do cubo

As curvaturas da capa e do cubo, em geral, são definidas com base em um tipo de curvatura e em um determinado número de pontos de controle. Neste trabalho foram usadas *Curvas de Bézier* com quatro pontos de controle, dos quais os pontos extremos são determinados pela geometria gerada pelo CUC3 e os pontos intermediários foram tomados como variáveis de controle neste processo de otimização 3D.

A geometria do perfil meridional do difusor é bem mais simples e é determinada por um retângulo definido pelos raios de entrada e descarga do difusor e pela largura da pá na descarga do rotor.

Além da definição dos perfis meridionais, devem ser definidos os ângulos de escoamento (β) ao longo das pás e, por se tratar de uma análise 3D, o ângulo de envolvimento θ .

Nesta tese, uma geometria base foi usada como referência para todos os projetos. Esta geometria foi gerada em função dos resultados obtidos pelo CUC3 para o projeto ótimo selecionado na etapa de otimização 1D. Estes parâmetros de projeto são apresentados resumidamente na Tabela 6.13.

Os ângulos de escoamento β foram ajustados segundo é mostrado na Figura 6.15, na qual são indicados os ângulos de escoamento relativo ao longo da pá para diferentes posições, desde o cubo (*Span 0*) até a capa (*Span 1*).

Uma vez definido o perfil meridional e a distribuição dos ângulos de escoamento relativo da pá, somente faltam por ser definidos o ângulo de envolvimento da pá e o comprimento axial do compressor, os quais serão avaliados como parâmetros de projeto na otimização 3D. O ângulo de envolvimento da pá, o comprimento axial do compressor e a localização dos pontos de controle que definem as curvaturas do cubo e da capa foram avaliados seguindo as indicações mencionadas no Capítulo 5. De acordo com a análise proposta, foi feita uma avaliação de 10 parâmetros de projeto. Seis deles foram avaliados em três valores e os quatro restantes em dois valores.

De acordo com esta proposta, o número de combinações possíveis é de 11.664, o que representa um número muito alto para serem todos avaliados mediante análise de *CFD*. Por este

Tabela 6.13: *Parâmetros do projeto ótimo.*

Informações de projeto do rotor	
Ângulo na descarga (β_{B2}) [°]	22,0
Raio da ponta (r_{1S}) [mm]	99,9
Raio da raiz (r_{1H}) [mm]	30,0
Ângulo de entrada β_{1S} [°]	59,7
Ângulo de entrada β_{1H} [°]	27,1
Raio de descarga (r_2) [mm]	181,6
Largura na descarga (b_2) [mm]	12,2
Comprimento axial (L_x) [mm]	VP [†]
Número de pás	19
Informações de projeto do difusor	
Raio (r_4) [mm]	193,9
Raio (r_6) [mm]	261,8
Ângulo de escoamento (α_4) [°]	-70,1
Ângulo de escoamento (α_6) [°]	-67,9
Número de pás	13
Comprimento da pá (l) [mm]	176,6

[†]Variável de projeto

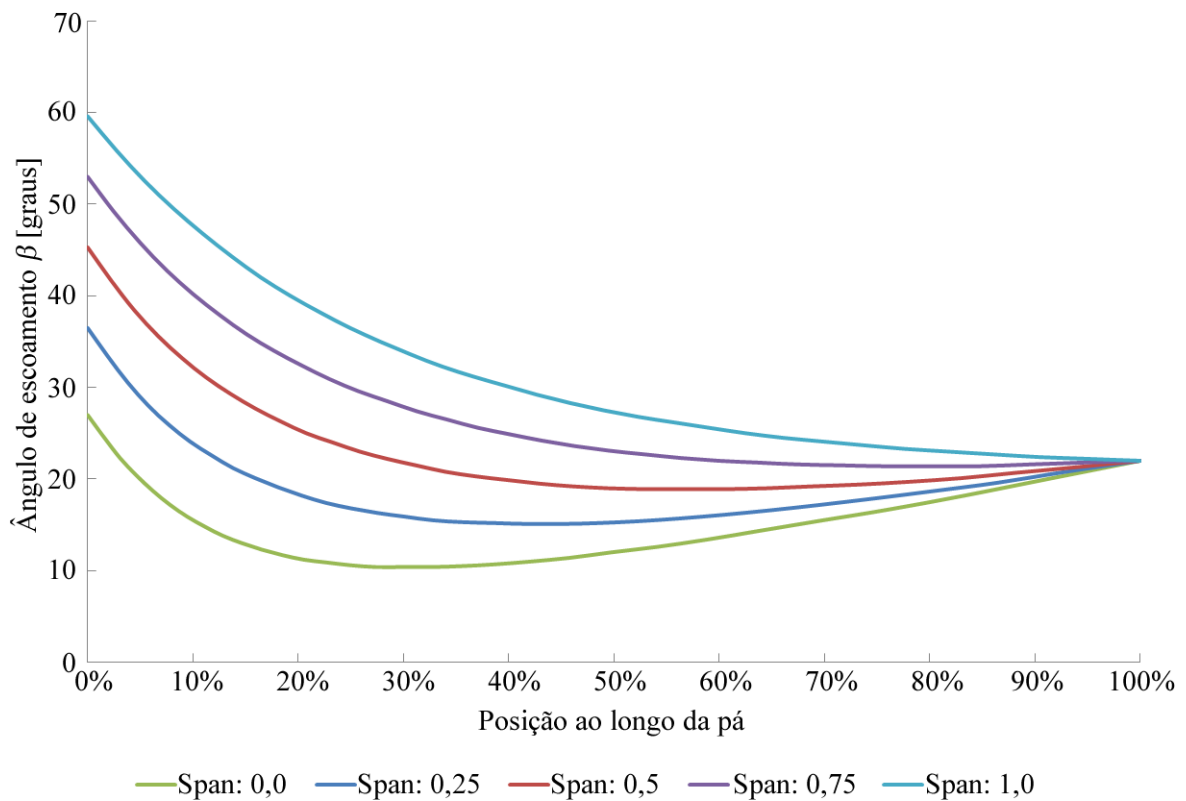


Figura 6.15: *Distribuição de ângulos de escoamento relativo ao longo da pá*

motivo, a análise visando determinar a geometria ótima do canal de passagem realizou-se com base em uma abordagem de Metodologia de Superfície de Resposta – *Response Surface Metho-*

dology (RSM). Para este propósito, foram avaliados, mediante simulações de *CFD*, um total de 70 projetos. A seleção dos valores adotados pelas variáveis de controle de cada projeto foi realizada por meio de uma seleção aleatória. Porém, se as configurações de dois projetos fossem muito próximas, um destes projetos seria rejeitado e outra configuração, aleatoriamente escolhida, seria adotada. A relação das configurações dos projetos avaliados nesta etapa da otimização é apresentada no Apêndice C na Tabela C.1.

A geometria do difusor é bem mais simples tanto no seu perfil meridional, que como já foi mencionado consiste em um retângulo, quanto na distribuição de ângulos de escoamento ao se tratar de uma palheta com formato de arco, definida pelos ângulos de entrada e descarga e pelo comprimento da palheta.

Como mencionado anteriormente, a metodologia proposta permite fazer uma boa avaliação da geometria do canal de passagem do compressor ao considerar a maior parte dos parâmetros que definem a geometria do compressor.

6.3.1.2 Geração da malha

Na simulação de passagens de turbomáquinas são empregadas, na maioria das vezes, malhas hexaédricas multi-bloco, já que estas requerem menos memória, fornecem maior precisão e permitem uma melhor resolução da camada limite do que as malhas não estruturadas.

Em relação ao tamanho dos elementos da malha, isto dependerá da finalidade da simulação. Se o objetivo principal é a determinação das forças originadas pelas pressões estáticas em uma passagem tridimensional de um compressor ou turbina, uma malha grossa, com aproximadamente 40.000 elementos, pode ser suficiente. No caso de previsões onde o desenvolvimento e a separação da camada limite são importantes e, fazendo uso de uma boa função de parede, uma malha com aproximadamente 100.000 elementos é necessária (CFD Online, 2013).

Quando é empregada uma abordagem de função de parede, a distância adimensional da parede y^+ para o primeiro elemento dependerá do número de *Reynolds* local. Em geral, valores de y^+ na faixa de 20 a 200 são satisfatórios (CFD Online, 2013). Contudo, para simulações mais precisas, onde o desenvolvimento da camada limite deve ser determinado, o valor de y^+ requerido pode ser bem menor.

Para as simulações realizadas nesta tese, foram empregadas malhas hexaédricas multi-bloco com refinamento nas proximidades das paredes. As malhas foram constituídas por aproximadamente 85.000 elementos tanto para o rotor como para o difusor. Estes são valores apropriados

para este tipo de simulação, tomando-se em conta que um refinamento excessivo poderia conduzir a problemas de dispersão numérica. Na Figura 6.16 é mostrada a configuração geral das malhas na passagem rotor-difusor empregadas.

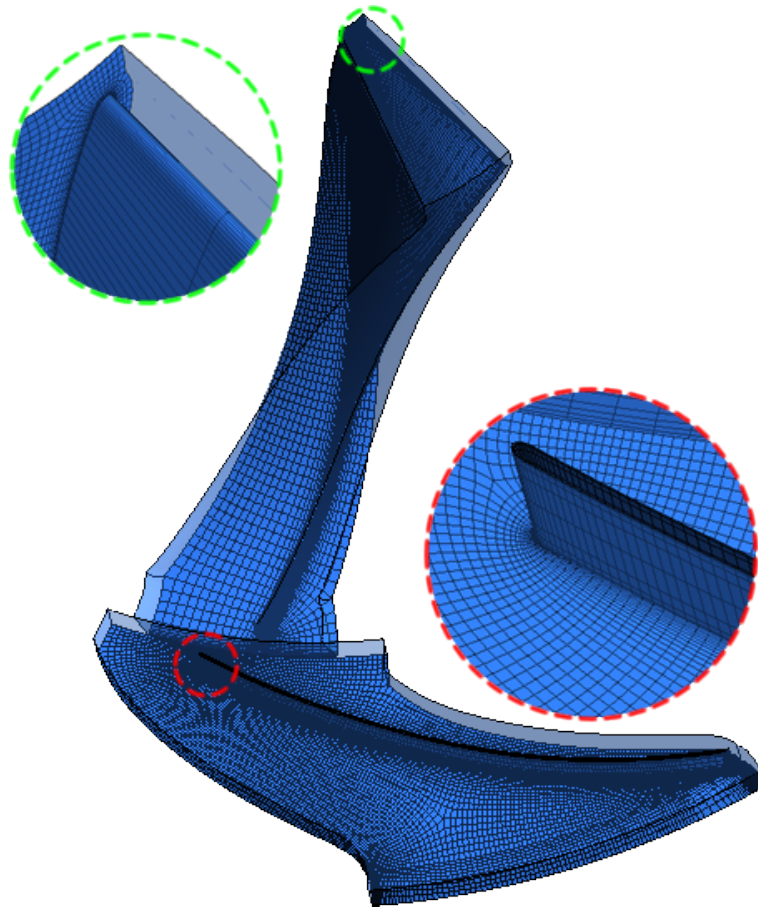


Figura 6.16: Configuração das malhas da passagem rotor-difusor

6.3.1.3 Pré-processamento

O pré-processamento se refere basicamente ao estabelecimento das condições de contorno e das características da simulação em geral. Nas simulações realizadas neste processo de otimização 3D, foram definidos dois domínios. O primeiro foi um domínio rotacional com 25.148 rpm e o segundo foi um domínio estacionário para difusor. A pressão de referência foi ajustada para 101,32 kPa e foi empregado o modelo de turbulência $k - \omega SST$, utilizando como fluido de trabalho ar como gás ideal. Igualmente e em concordância com a geometria gerada, foram estabelecidas superfícies de entrada e saída para cada um dos domínios assim como superfícies de periodicidade a fim de se reduzir o esforço computacional ao se realizar os cálculos numéricos somente para uma passagem do compressor. Na Figura 6.17 são mostradas as diferentes superfícies consideradas na definição das condições de contorno.

As superfícies referentes ao cubo, capa e pá ou palheta foram definidas como paredes lisas adiabáticas. A superfície limite entre a descarga do rotor e a entrada do difusor foi definida como

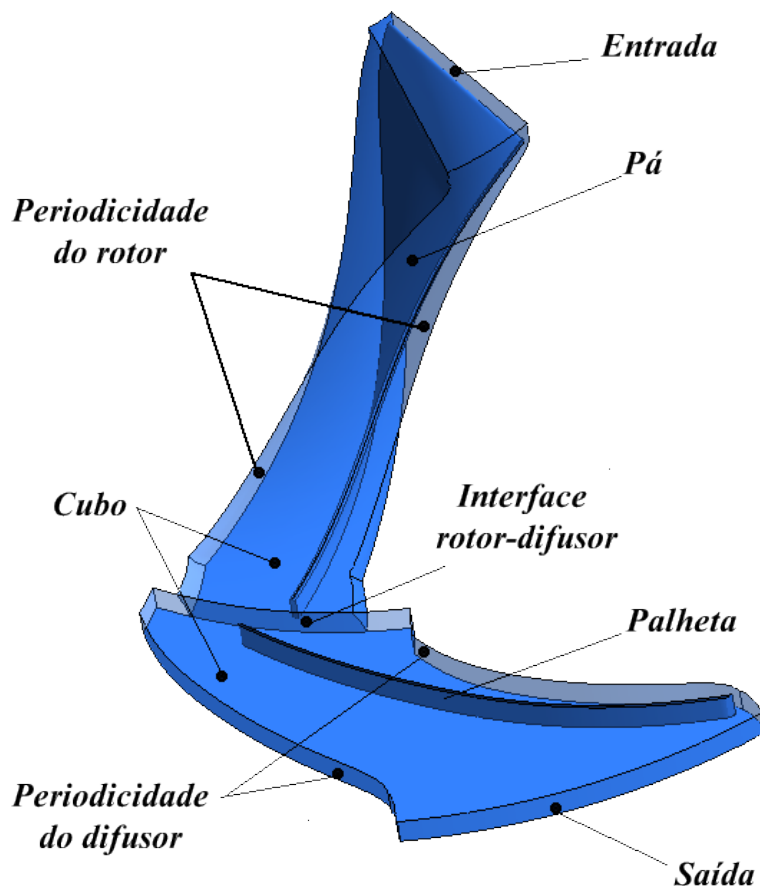


Figura 6.17: Superfícies do canal de passagem do compressor centrífugo

interface. As configurações na entrada e na saída são apresentadas na Tabela 6.14.

6.3.1.4 Processamento – Solver

Todos os cálculos foram realizados empregando alocação em memória de dupla precisão, num processador AMD de 64 bits mediante o solucionador CFX 12. O critério de convergência das simulações foi assumido quando o valor médio quadrático dos resíduos[†] atingir um valor inferior a 10^{-6} ou quando seja alcançado um número máximo de 800 iterações.

Uma vez avaliadas as 70 configurações relacionadas na Tabela C.1, estas foram classificadas de acordo com o comportamento dos gráficos de resíduos e dos resultados de entupimento na entrada ou na saída, como é descrito a seguir:

A: quando os resíduos atingiram valores inferiores a 10^{-6} antes de atingir as 800 iterações.

B: quando os resíduos, após as 800 iterações, atingiram valores inferiores a 10^{-5} e não apresentaram desequilíbrios[‡] significativos.

[†]Pequenos desbalanços resultantes durante o processo de solução iterativa. Nesta tese são principalmente ponderados os resíduos de pressão e massa.

[‡]O termo desequilíbrio refere-se à condição na qual é apresentado algum tipo de entupimento seja na entrada ou

Tabela 6.14: Condições de contorno na entrada e na saída empregadas nas simulações de CFD

Entrada	
Tipo	<i>Inlet</i>
Direção de escoamento	Normal à entrada
Regime de escoamento	Subsônico
Temperatura Total	288 K
Pressão relativa	0,0 kPa
Nível de turbulência	5%
Saída	
Tipo	<i>Outlet</i>
Regime de escoamento	Subsônico
Pressão Relativa	271,04 kPa

C: quando, após as 800 iterações, apresentaram-se desequilíbrios apreciáveis ou apresentaram-se resíduos maiores a 10^{-5} .

D: quando, após as 800 iterações, apresentaram-se desequilíbrios excessivos (total entupimento).

A classificação destas configurações é apresentada na Tabela 6.15.

Tabela 6.15: Avaliação das simulações de CFD.

Tipo	ID do Projeto na otimização 3D
A	1, 6, 7, 11, 14, 21, 23, 25, 31, 38, 41, 47, 51, 53, 54, 59, 66, 67, 68
B	3, 5, 8, 12, 16, 17, 20, 29, 36, 52, 56, 58, 60, 62
C	0, 2, 4, 9, 13, 18, 19, 22, 27, 33, 35, 37, 39, 40, 42, 45, 49, 50, 57, 61, 65, 69
D	10, 15, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 43, 44, 46, 48, 55, 63, 64

6.3.1.5 Pós-processamento

Finalmente, segue-se com a análise dos resultados obtidos. Na Tabela 6.16, são apresentados os resultados globais de desempenho obtidos nas simulações com classificação A e B, os quais obtiveram uma boa resposta quanto a sua convergência.

6.3.2 Superfície de resposta

Para esta tese, a Metodologia de Superfície de Resposta – *Response Surface Methodology* (RSM) foi empregada para avaliar a influência de vários parâmetros que afetam a geometria do canal de passagem. A técnica utilizada para o estabelecimento da superfície de resposta foi baseada na saída. Nesta tese, assume-se que valores de entupimento abaixo do que 3% não são significativos.

Tabela 6.16: Resultados de desempenho obtidos pelas simulações com classificação A e B

ID	L_x	θ	P1XH	P1XS	P1YH	P1YS	P2XH	P2XS	P2YH	P2YS	\dot{m}	RP	η_s
1	0,5	40	0,4	0,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,4	0,4	4,69	4,29	0,861
3	0,75	50	0,5	0,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,5	0,5	4,66	4,30	0,872
5	0,5	40	0,6	0,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,4	0,4	4,04	4,06	0,819
6	0,5	60	0,6	0,6	0,1	0,1	0,1	0,1	0,6	0,6	4,92	4,35	0,864
7	1,0	40	0,5	0,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,4	0,4	4,32	4,18	0,857
8	0,5	50	0,6	0,6	0,1	0,1	0,1	0,1	0,5	0,5	4,89	4,33	0,882
11	1,0	40	0,6	0,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,4	0,4	4,45	4,22	0,865
12	0,75	60	0,4	0,6	0,1	0,1	0,1	0,1	0,6	0,6	4,87	4,33	0,877
14	0,75	40	0,5	0,4	0,1	0,0	0,1	0,0	0,4	0,4	4,83	4,32	0,872
16	0,5	50	0,4	0,5	0,1	0,0	0,1	0,0	0,5	0,5	5,21	4,44	0,870
17	1,0	60	0,6	0,6	0,0	0,1	0,0	0,1	0,6	0,6	4,33	4,20	0,836
20	1,0	50	0,4	0,5	0,0	0,1	0,0	0,1	0,5	0,5	4,78	4,32	0,849
21	0,5	60	0,5	0,6	0,0	0,1	0,0	0,1	0,6	0,6	4,79	4,31	0,873
23	0,75	50	0,6	0,5	0,0	0,1	0,0	0,1	0,5	0,5	4,57	4,26	0,863
25	0,5	50	0,4	0,6	0,0	0,1	0,0	0,1	0,5	0,5	5,04	4,39	0,876
29	1,0	50	0,4	0,4	0,0	0,1	0,0	0,1	0,4	0,5	4,97	4,35	0,867
31	0,75	40	0,5	0,5	0,0	0,1	0,0	0,1	0,5	0,4	3,68	4,05	0,803
36	0,75	60	0,6	0,6	0,1	0,0	0,1	0,0	0,6	0,5	4,88	4,33	0,876
38	1,0	60	0,5	0,6	0,1	0,0	0,1	0,0	0,6	0,6	5,12	4,41	0,869
41	0,5	40	0,5	0,4	0,0	0,1	0,0	0,1	0,4	0,4	4,76	4,30	0,876
47	0,75	60	0,5	0,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,6	0,5	4,46	4,22	0,861
51	0,75	40	0,4	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1	0,4	0,4	4,63	4,26	0,865
52	1,0	50	0,6	0,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,6	0,6	4,79	4,30	0,877
53	0,5	40	0,5	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1	0,4	0,5	4,53	4,24	0,863
54	1,0	60	0,6	0,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,5	0,6	4,81	4,31	0,880
56	0,75	60	0,4	0,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,6	0,6	4,91	4,34	0,874
58	1,0	60	0,5	0,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,6	0,5	5,00	4,36	0,885
59	0,75	40	0,6	0,6	0,0	0,1	0,1	0,1	0,5	0,6	4,55	4,24	0,868
60	1,0	50	0,4	0,4	0,1	0,0	0,0	0,0	0,6	0,4	4,68	4,28	0,869
62	0,75	60	0,4	0,4	0,1	0,0	0,0	0,0	0,6	0,4	4,91	4,33	0,883
66	0,5	60	0,4	0,4	0,1	0,0	0,0	0,0	0,5	0,4	4,51	4,24	0,855
67	1,0	40	0,5	0,6	0,0	0,1	0,1	0,1	0,4	0,5	4,27	4,18	0,848
68	0,75	50	0,5	0,5	0,1	0,0	0,0	0,0	0,6	0,5	4,42	4,21	0,852

ada no uso de Redes de Funções de Base Radial – *Radial Basis Function Networks (RBFNs)* de tipo Gaussiano.

Nesta etapa, os projetos com classificação tipo A e B foram divididos aleatoriamente em dois grupos. O primeiro grupo, conformado por 20 projetos, foi utilizado para o treino da Rede Neural Artificial – *Artificial Neural Network (ANN)* e o segundo grupo, conformado pelos 13 projetos restantes, foi usado para a validação da *ANN* desenvolvida. A listagem dos códigos de identificação dos projetos empregados para o treino e para a validação é apresentada na Tabela 6.17.

Tabela 6.17: *Projetos empregados para o treino e a validação da ANN*

Treino	6, 68, 38, 8, 11, 67, 3, 59, 41, 66, 36, 54, 58, 23, 17, 31, 20, 16, 60, 51
Validação	14, 25, 1, 12, 29, 21, 56, 47, 7, 53, 5, 62, 52

A partir dos resultados obtidos nas simulações dos projetos de treino, com a ajuda do programa GateCycle[®] foram geradas relações que permitiram estimar a eficiência isentrópica, a razão de pressão total e a vazão mássica do compressor.

Os resíduos obtidos na etapa de treino para a eficiência isentrópica do estágio, para a razão de pressão e para a vazão mássica são apresentados na Figura 6.18. Pode-se observar como os resíduos obtidos nesta fase de treinamento são bastante pequenos, sendo que os maiores valores se apresentaram na estimativa da vazão mássica. Contudo, todos os valores máximos são muito próximos a 0.

Posteriormente, na Figura 6.19, são apresentados os resíduos obtidos na fase de validação da *ANN*. Desta figura, pode-se observar como as respostas obtidas na validação são satisfatoriamente boas ao se obter desvios máximos inferiores a 6% na eficiência isentrópica, a 4% na razão de pressão total e a 15% na vazão mássica.

Dos resultados obtidos na validação anterior, pode-se esperar que o modelo gerado pela *ANN* seja o adequado para realizar uma boa predição sobre os parâmetros modelados nesta etapa de otimização 3D. Portanto, a partir destes resultados, foi elaborado um algoritmo na linguagem de programação JAVA[®] que permitiu estimar a eficiência isentrópica do estágio, a razão de pressão e a vazão mássica do compressor e, a partir deste algoritmo, foi realizado um processo de procura visando maximizar a eficiência isentrópica do estágio e atingir a vazão mássica e a razão de pressão de projeto.

Os resultados deste processo de otimização são mostrados nas Figuras 6.20 – 6.22, nas

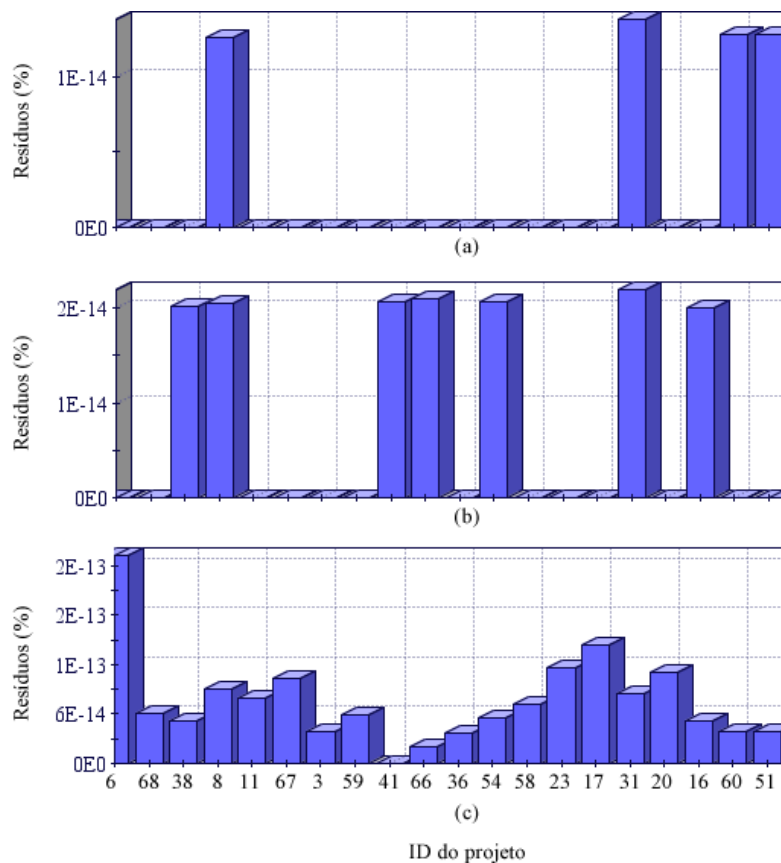


Figura 6.18: Resíduos da etapa de treinamento. (a) eficiência isentrópica, (b) razão de pressão total e (c) vazão mássica.

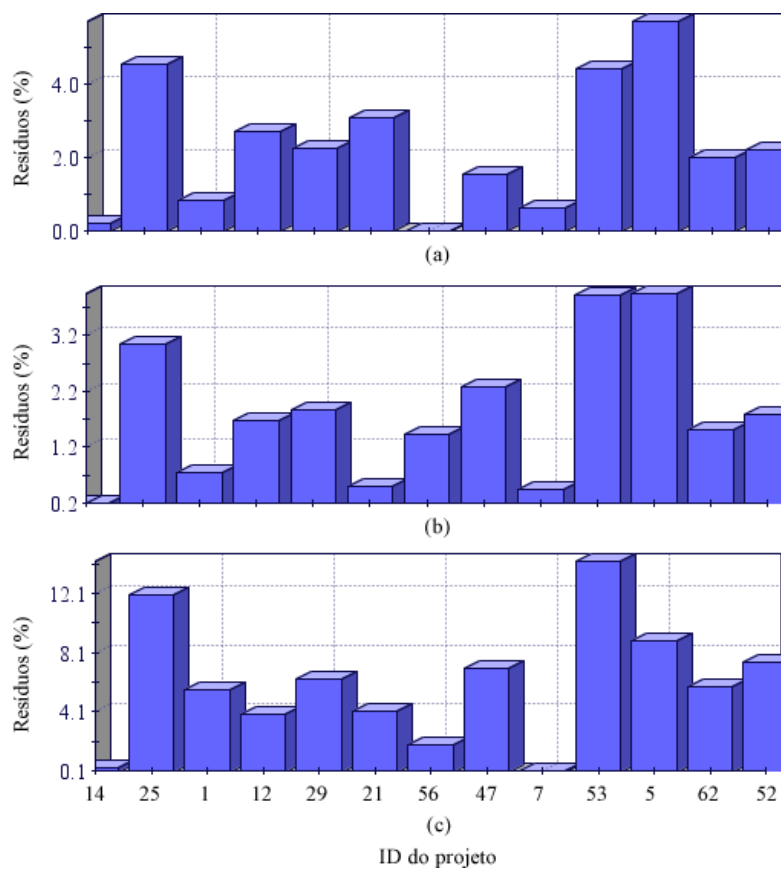


Figura 6.19: Resíduos da etapa de validação. (a) eficiência isentrópica, (b) razão de pressão total e (c) vazão mássica.

quais são apresentados os gráficos de dispersão de vazão mássica vs. eficiência isentrópica (Figura 6.20), razão de pressão vs. eficiência isentrópica (Figura 6.21) e vazão mássica vs. razão de pressão (Figura 6.22). Nestas figuras, estão representados na cor cinza os projetos que apresentaram desvios inferiores a 5%, tanto em vazão mássica como em razão de pressão, os quais serão considerados como projetos aceitáveis por apresentarem condições de projeto razoavelmente próximas das condições do projeto original.

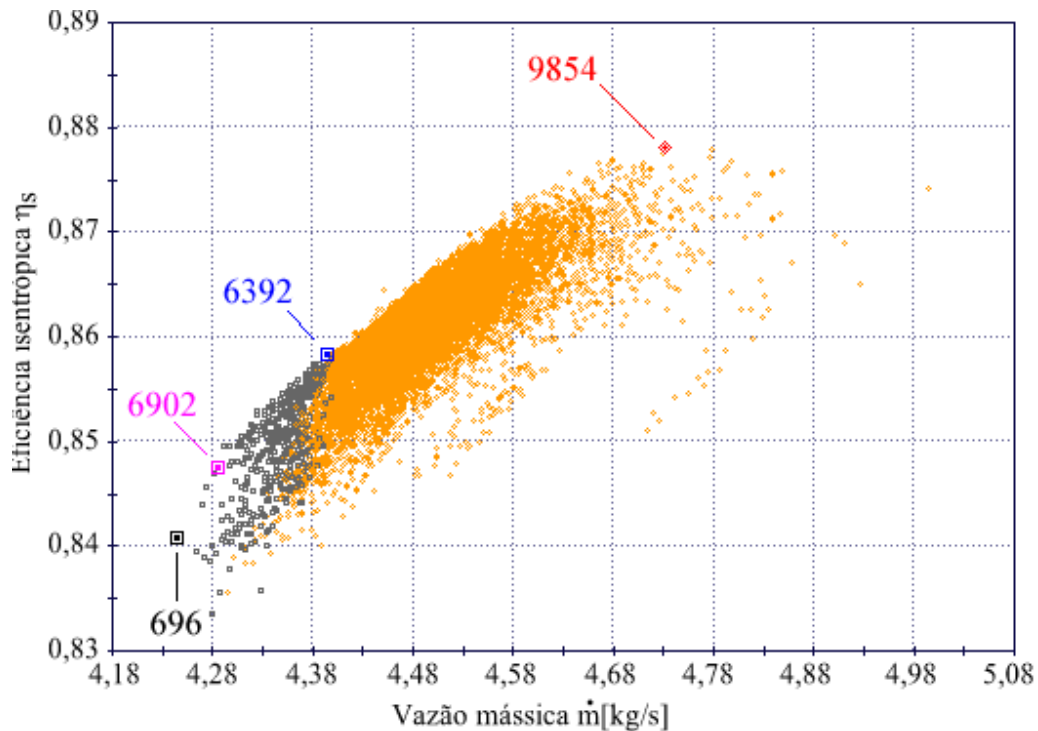


Figura 6.20: Gráfico de dispersão de vazão mássica vs. eficiência isentrópica da otimização 3D.

No intuito de avaliar a precisão do modelo de predição desenvolvido, foram escolhidos alguns projetos avaliados por comparação com os resultados obtidos mediante *CFD*. Os projetos selecionados foram:

- O projeto número 696 por apresentar a menor razão de pressão (4,17) atingida no processo de otimização.
- O projeto número 6392 por apresentar a máxima eficiência, entre os projetos aceitáveis.
- O projeto número 6902 por apresentar a máxima eficiência isentrópica na vazão mássica de projeto.
- O projeto número 9854 por apresentar a maior eficiência (0,878), mesmo que a vazão mássica e a razão de pressão estejam fora dos limites preestabelecidos.

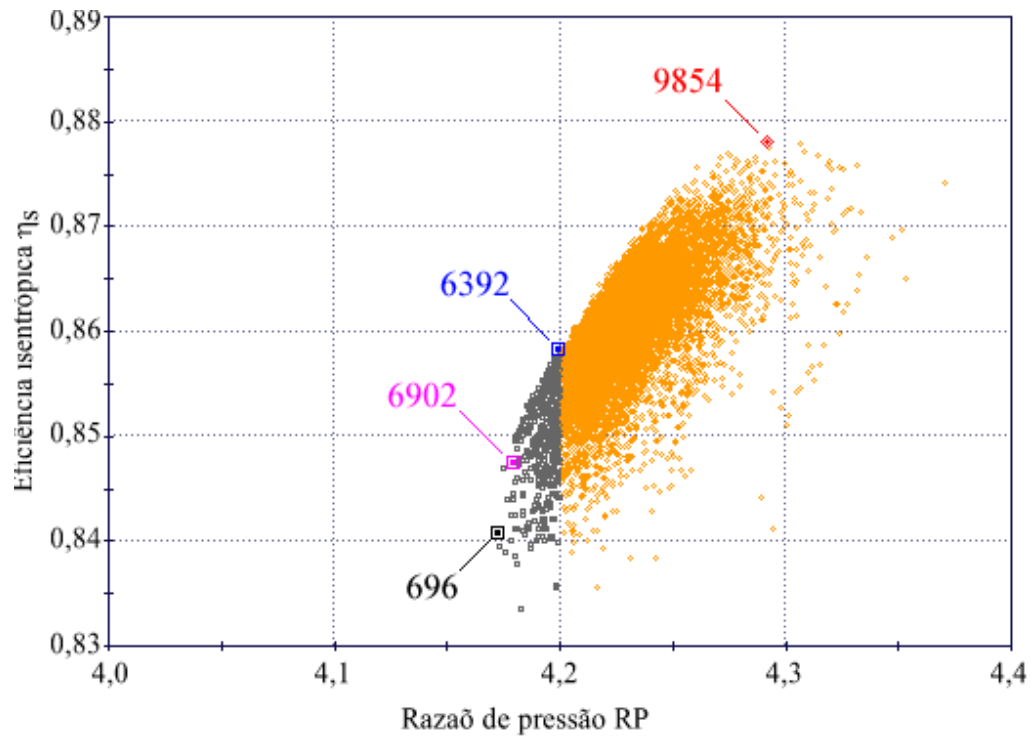


Figura 6.21: Gráfico de dispersão de razão de pressão vs. eficiência isentrópica da otimização 3D.

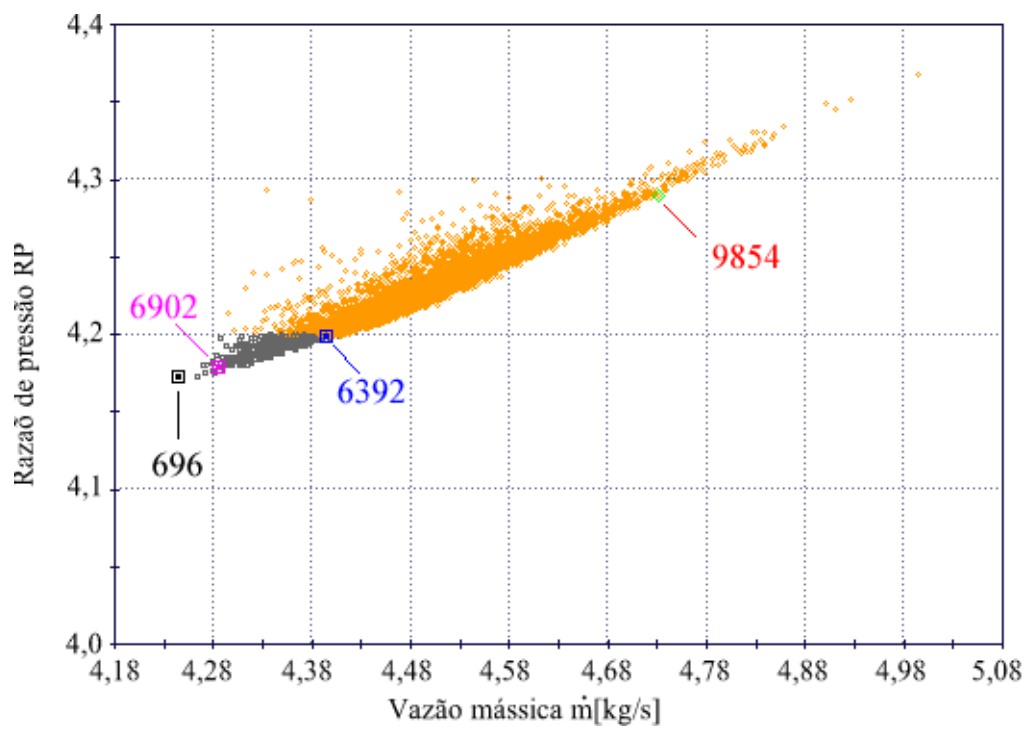


Figura 6.22: Gráfico de dispersão de vazão mássica vs. razão de pressão da otimização 3D.

Os valores adotados por cada uma das variáveis de controle para estes projetos são apresentados na Tabela 6.18.

Tabela 6.18: *Valores das variáveis de controle dos projetos avaliados*

ID	L_x	θ	$P1XH$	$P1XS$	$P1YH$	$P1YS$	$P2XH$	$P2XS$	$P2YH$	$P2YS$
696	1	40	0,4	0,6	0	0,1	0,1	0,1	0,4	0,4
6392	0,99	40	0,6	0,5	0	0,09	0,1	0,1	0,4	0,52
6902	1	40	0,5	0,58	0,01	0,1	0,1	0,09	0,4	0,42
9854	0,95	52,5	0,6	0,48	0,01	0,02	0,05	0,02	0,4	0,59

A partir de uma análise preliminar dos resultados apresentados na Tabela 6.18, pode-se dizer que:

- O melhor comprimento axial para todos os casos é próximo de 1, o que corresponde ao máximo valor adotado para esta variável no presente estudo.
- O melhor valor para o ângulo de envolvimento θ foi de 40° , o qual foi o menor valor assumido para esta variável nesta tese. Igualmente, pode-se observar que ao aumentar o valor deste ângulo, tende-se a melhorar a eficiência isentrópica do estágio, porém afastando-se das condições traçadas no projeto original.
- Os valores das componentes verticais do primeiro e segundo ponto de controle sobre a capa apresentaram valores constantes para todos os casos avaliados, sendo que estes foram os menores valores atribuídos para as variáveis deste estudo.
- De acordo com estes resultados, as variáveis $P1HY$ e $P1HS$, correspondentes às coordenadas horizontais do primeiro ponto tanto para o cubo como para a capa, constituem-se como decisivas para atingir condições de projeto definidas.
- Os valores das variáveis $P1YS$, $P2XH$ e $P2XS$ atingiram o limite superior atribuído a cada uma delas no Espaço de Busca da Otimização 3D, especificado na Tabela 5.5, para todos os casos avaliados com exceção do caso 9854, o qual corresponde ao projeto mais afastado das condições traçadas como condições de projeto.
- Os valores das variáveis $P1YH$ e $P2YH$ atingiram o limite inferior atribuído a cada uma delas no Espaço de Busca da Otimização 3D, permanecendo constantes para todos os casos avaliados.

- Aumentos nas variáveis ângulo de envolvimento θ e coordenada horizontal do segundo ponto da capa P2HS conduzem a incrementos na eficiência isentrópica do estágio com um consequente afastamento das condições originais de projeto.

Na Tabela 6.19 é apresentada a comparação entre os valores estimados pelas correlações da superfície de resposta e os valores obtidos mediante simulações de *CFD* dos projetos avaliados.

Tabela 6.19: *Comparação entre os valores estimados pelas correlações da RMS e os valores obtidos mediante simulações de CFD.*

ID	SRM	CFD	Desvio
Eficiência isentrópica			
696	84,07%	87,05%	3,4%
6392	85,84%	87,05%	1,4%
6902	84,76%	86,98%	2,6%
9854	87,82%	87,39%	-0,5%
Razão de pressão			
696	4,173	4,294	2,8%
6392	4,199	4,294	2,2%
6902	4,179	4,257	1,8%
9854	4,291	4,324	0,8%
Vazão mássica			
696	4,244	4,713	10,0%
6392	4,394	4,713	6,8%
6902	4,284	4,846	11,6%
9854	4,730	4,880	3,1%

Ao comparar os resultados obtidos após o processo de otimização com os resultados ponderados pelo CUC3, apresentados previamente na Tabela 6.10, pode-se observar como a eficiência isentrópica do estágio apresenta projeções bastante próximas, sendo o valor estimado pelo CUC3 de 87,42% enquanto que o valor de máxima eficiência atingível de acordo aos resultados do processo de otimização foi de 87,82% segundo a *RSM* e de 87,39 segundo os resultados obtidos mediante *CFD*, o que equivale em qualquer um destes casos a um desvio inferior a 1%. Já para as razões de pressão, as diferenças estiveram na ordem de 8% e, para a vazão mássica, o desvio foi inferior a 11% segundo a *RSM* e de 14% em relação os resultados obtidos através de *CFD*.

Igualmente, da Tabela 6.19 pode-se observar que

- As predições feitas pela *ANN* coincidiram com as avaliações de *CFD* com respeito ao projeto com menor relação de pressão (696), ao projeto com máxima eficiência isentrópica

entre os projetos aceitáveis (6392) e ao projeto com máxima eficiência (9854) para as avaliações realizadas (Tabela 6.19),

- Em geral, as avaliações realizadas mediante análises de *CFD* apresentaram valores superiores aos valores preditos pela *ANN*.
- Os três parâmetros avaliados (eficiência isentrópica, razão de pressão e vazão mássica) apresentaram desvios inferiores aos desvios máximos esperados, de acordo com o processo de validação da *ANN* (ver Figura 6.19).

Em geral, os resultados obtidos mostraram que as correlações geradas pela *RSM* apresentaram resultados muito próximos ao serem comparados com os resultados das simulações de *CFD*. É importante ressaltar que, em média, o tempo de processamento necessário para cada simulação de *CFD* é de aproximadamente 4 horas, enquanto que o tempo de processamento requerido para avaliar as correlações da *RSM* é de frações de segundo.

A seguir, é apresentada uma análise estatística *t-test* com a finalidade de avaliar a influência das variáveis de controle sobre os objetivos de projeto.

Inicialmente, na Figura 6.23, são exibidos os tamanhos normalizados dos efeitos de cada uma das variáveis de controle sobre os objetivos de projeto de todos os projetos avaliados que, como mencionado anteriormente, eram maximizar a eficiência isentrópica e atingir a razão de pressão e a vazão mássica de projeto. Posteriormente, na Figura 6.23, uma análise similar foi realizada. Porém desta vez, foram considerados somente os projetos que apresentaram desvios inferiores a 5% na razão de pressão e na vazão mássica.

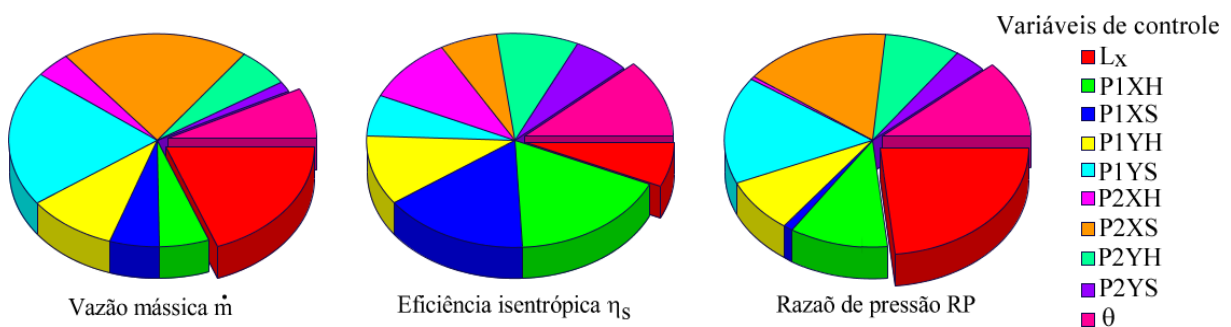


Figura 6.23: Tamanhos normalizados dos efeitos das variáveis de controle sobre os objetivos de projeto para todos os projetos avaliados

Da Figura 6.23, em relação à eficiência isentrópica do estágio, pode-se observar como as coordenadas horizontais do ponto 1 tanto do cubo como da capa são as variáveis de controle que apresentaram maior influência, seguida pelo ângulo de envolvimento θ . Já as demais variáveis apresentaram influências menores e similares entre si, porém nenhuma que seja desprezível.

Em relação à razão de pressão e à vazão mássica, além do comprimento axial do rotor L_x , a coordenada vertical do primeiro ponto e a coordenada horizontal do segundo ponto sobre a capa apresentaram uma influência destacada, apesar de não terem tido tanta relevância em relação à eficiência isentrópica.

Estas conclusões são válidas ao serem consideradas todas as avaliações do processo de otimização.

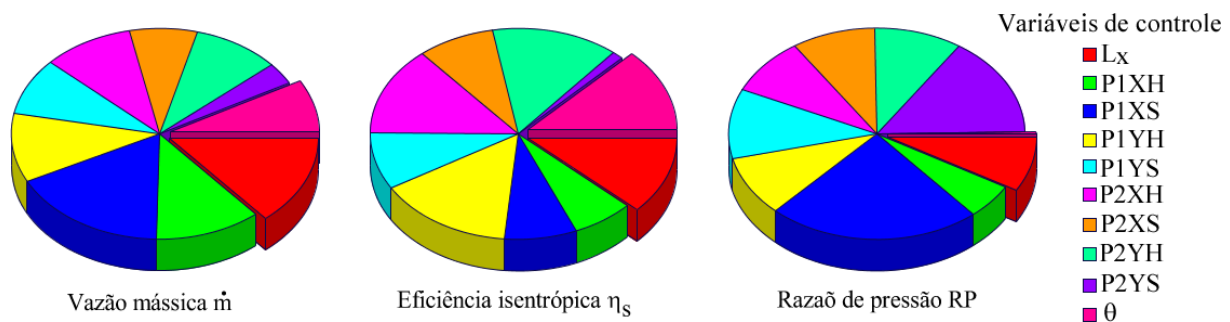


Figura 6.24: Tamanhos normalizados dos efeitos das variáveis de controle sobre os objetivos de projeto para os projetos que apresentaram desvios nas condições de projeto inferiores a 5%.

Na Figura 6.24 são exibidos os resultados de uma análise similar à anterior, mas desta vez, considerando apenas os resultados que apresentaram desvios inferiores a 5%, ou seja, dentro dos valores previamente definidos como limites aceitáveis para o projeto. Nesta análise, as coordenadas verticais dos pontos de controle sobre o cubo, a coordenada horizontal do segundo ponto sobre o cubo e o ângulo de envolvimento θ foram as variáveis de controle que apresentaram maior relevância sobre a eficiência isentrópica, porém a coordenada vertical do segundo ponto da capa apresentou-se praticamente desprezível.

Em relação à razão de pressão, as variáveis que mais se destacaram foram a coordenada horizontal do primeiro ponto e a vertical do segundo pontos sobre a capa. Ainda sobre este objetivo, pode-se dizer que o ângulo de envolvimento θ apresentou-se desprezível.

Quanto à vazão mássica, a coordenada horizontal do primeiro ponto da capa e o comprimento axial foram as variáveis de controle de maior relevância enquanto que a coordenada vertical do segundo ponto da capa tornou-se a variável de menor relevância.

Ao se comparar as Figuras 6.23 e 6.24, chama a atenção a coordenada horizontal do primeiro ponto sobre a capa que se apresentou como uma variável de grande influência sobre a eficiência isentrópica, quando consideradas todas as avaliações do processo de otimização. Enquanto que, para as avaliações com desvios inferiores a 5% sobre as condições de projeto, esta mesma variável diminuiu significativamente sua influência.

Uma inversão similar ocorreu para os outros objetivos de projeto (razão de pressão e vazão mássica). Enquanto que para todas as avaliações consideradas esta mesma variável apresentou-se com reduzida relevância, para as avaliações com desvios inferiores a 5%, ela obteve um incremento considerável. Cabe aclarar que, para um determinado projeto, tanto uma análise quanto a outra pode se tornar a mais adequada em função dos requerimentos exigidos por esse projeto.

Neste ponto, conclui-se o processo de projeto e otimização de um compressor centrífugo, para o qual foram desenvolvidos diferentes algoritmos para a concretização de diversas tarefas rotineiras tanto para a execução dos cálculos numéricos e para a realização de extenuantes tarefas de implementação das múltiplas simulações de *CFD* quanto para o processamento da grande quantidade de informações resultantes das anteriores tarefas.

Os resultados conseguidos mostram que o objetivo proposto nesta tese foi atingido com sucesso, com o que se comprova que a metodologia empregada foi apropriada e eficaz.

Capítulo 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Como resultado de um intenso trabalho de pesquisa realizado durante o desenvolvimento da presente tese, uma série de experiências e observações ficam como fruto do esforço e da dedicação na procura por realizar, da melhor maneira, o trabalho proposto, o qual está sintetizado na concretização dos objetivos desta tese. Assim sendo e, para finalizar este estudo, são apresentadas as conclusões a seguir.

7.1 Conclusões do trabalho

Com a finalidade de facilitar e agilizar os cálculos numéricos que visam obter a geometria ótima durante o processo de otimização preliminar, o Código Unidimensional para Cálculo de Compressores Centrífugos (CUC3) foi desenvolvido. Este código mostrou-se como uma ferramenta eficaz na tarefa de determinar as dimensões gerais dos componentes de um compressor centrífugo (rotor e difusor), permitindo avaliar de maneira rápida e concisa uma grande quantidade de geometrias, facilitando a escolha de uma boa alternativa.

Os resultados obtidos mediante a execução do CUC3 foram avaliados por comparação tanto com dados experimentais tomados da literatura como com estimativas adquiridas mediante simulações de *CFD*. Resultaram destas avaliações estimativas bastante próximas, o que permitiu que o código unidimensional pudesse ser empregado de forma confiável na primeira etapa de otimização realizada nesta tese. Através da implementação do CUC3, uma metodologia de otimização baseada em procedimentos de cálculo 1D foi concretizada com o propósito de maximizar a eficiência isentrópica do estágio e, ao mesmo tempo, minimizar o número de Mach na descarga do

rotor. Esta etapa foi dividida em duas fases.

Na primeira fase, denominada EP, buscou-se fazer uma avaliação geral ao longo de uma ampla faixa de valores para cada variável de controle. Como resultado desta fase, obteve-se as seguintes conclusões:

- As maiores eficiências isentrópicas do estágio foram atingidas para razões de raios $r_{1s}r_2$ de 0,6 enquanto que os menores números de Mach na descarga do rotor foram atingidos para razões de raios $r_{1s}r_2$ de 0,5.
- Para razões de raios $r_{1s}r_2$ de 0,4 e razões de raios $r_{1s}r_2$ de 0,6 e 0,7 com altos ângulos de escoamento relativo na descarga do rotor, foi gerado um alto número de projetos inconsistentes.
- Em geral, os maiores valores de eficiência isentrópica do estágio se apresentaram com elevados números de Mach na descarga do rotor.

Na segunda fase, denominada ES, as faixas e os incrementos de cada uma das variáveis de controle foram refinados a partir dos resultados da fase anterior, de modo que as variações entre as avaliações não gerassem saltos bruscos no processo de busca. Desta fase, concluiu-se que:

- Das variáveis de controle avaliadas, a razão de raios $r_{1s}r_2$ foi a que apresentou maior influência sobre a eficiência isentrópica do estágio, seguida de longe pela razão de diâmetros do difusor.
- Em relação ao número de Mach na descarga do rotor, a variável de controle de maior importância foi o ângulo de escoamento relativo na descarga do rotor, sendo as demais variáveis de controle de uma significância bastante menor a respeito deste objetivo.
- Além de apresentar significativa importância sobre a eficiência isentrópica do estágio, a razão de raios $r_{1s}r_2$ se constituiu como a variável de maior relevância em relação às demais variáveis resposta examinadas nesta tese.
- Ao considerar todas as variáveis resposta, a segunda variável de controle em importância foi o ângulo de escoamento relativo na descarga do rotor, de decisiva relevância em relação às várias variáveis examinadas.
- Com respeito aos objetivos de projeto nesta etapa, a relação de raios v tornou-se a variável de controle que apresentou menor importância, porém constituiu-se como um parâmetro de grande importância na determinação da vazão mássica do rotor.

Como resultado do processo anterior de otimização preliminar, um conjunto de candidatos a projeto ótimo foi determinado, a partir do qual, mediante o emprego de uma técnica de ponderação baseada na atribuição de “pesos” fundamentada na atribuição de valores de uma série de parâmetros de projeto, foi escolhido o projeto que em diante foi objeto de um aprimoramento 3D de seu canal de passagem.

Da geometria gerada pelo CUC3 para o projeto selecionado como projeto ótimo na fase de otimização unidimensional, um novo procedimento de otimização, desta vez visando aperfeiçoar a geometria 3D do canal de passagem, foi realizado. Neste processo, foram estabelecidos 10 parâmetros, oito dos quais estavam orientados a determinar a melhor configuração do perfil meridional do canal de passagem, um a estabelecer o comprimento ótimo do rotor e o outro a determinar o mais adequado ângulo de envolvimento das pás em relação ao eixo de giro do rotor. A avaliação destes parâmetros foi feita mediante a implementação de *RSMs*, o que permitiu fazer uma exploração rápida e eficiente de um grande número de projetos. Como conclusões deste processo, pode-se mencionar que:

- A *RSM* mostrou-se como uma eficiente ferramenta de predição, permitindo prognosticar eficazmente vários parâmetros de projeto.
- Através do uso das correlações obtidas mediante *RSM*, conseguiu-se prever a eficiência isentrópica do estágio com desvios inferiores a 6%, a razão de pressão com desvios inferiores a 4% e a vazão mássica com desvios inferiores a 15%.
- O emprego desta técnica permite avaliar, de forma rápida e confiável e com base em um reduzido número de avaliações experimentais, a influência de um elevado número de parâmetros de projeto sobre diversos objetivos de projeto.

A partir das correlações obtidas através da *RSM*, uma nova rotina de otimização foi desenvolvida. Desta vez, o procedimento de otimização foi realizado empregando, como algoritmo de busca, o MOPSO. Dos resultados da implementação deste procedimento, pode-se concluir que:

- O comprimento axial que apresentou-se como ótimo para os projetos de máxima eficiência isentrópica é próximo de 1, o que corresponde ao máximo valor atribuído a esta variável no presente estudo.
- O valor ótimo para o ângulo de envolvimento θ para as avaliações próximas às condições de projeto foi de -40° , sendo o menor valor assumido para esta variável nessa fase. Igual-

mente, pode-se observar que ao aumentar o valor deste ângulo, tende-se a melhorar a eficiência isentrópica do estágio, porém afastando-se das condições projetadas originalmente.

- Os valores das componentes verticais do primeiro e segundo ponto de controle sobre a capa apresentaram valores constantes para todos os casos avaliados, sendo que estes são os menores valores atribuídos para essas variáveis neste estudo.
- De acordo com estes resultados, as variáveis correspondentes às coordenadas horizontais do primeiro ponto tanto para o cubo como para a capa constituem-se como as variáveis determinantes para atingir as condições de projeto traçadas.
- Os valores das variáveis P1YS, P2XH e P2XS atingiram o limite superior atribuído a cada uma delas no Espaço de Busca da otimização 3D, especificado na Tabela 5.5, para todos os casos avaliados próximos das condições traçadas como condições de projeto.
- Os valores das variáveis P1YH e P2YH atingiram o limite inferior atribuído a cada uma delas no Espaço de Busca da Otimização 3D, permanecendo constantes para todos os casos avaliados.
- Aumentos nas variáveis ângulo de envolvimento θ e coordenada horizontal do segundo ponto da capa P2HS conduzem a incrementos na eficiência isentrópica do estágio com um coligado afastamento das condições originais de projeto.
- O algoritmo MOPSO, empregado nesta etapa de otimização, constituiu-se numa apropriada ferramenta no processo de otimização, permitindo fazer uma pesquisa eficiente através do denso espaço de busca avaliado.

Finalmente, foram simuladas quatro geometrias distintas do canal de passagem mediante análise de *CFD*, com a finalidade de avaliar a capacidade da metodologia de otimização empregada. Destes resultados, concluiu-se que:

- As avaliações realizadas mediante *CFD* apresentaram valores ligeiramente superiores aos valores preditos pela *RSM*.
- Os resultados obtidos mostraram que as correlações geradas pela *RSM* apresentaram resultados apreciavelmente próximos ao serem comparados com os resultados das simulações de *CFD*.
- Portanto, pode-se dizer que os resultados obtidos mediante extensos processos de simulação de *CFD* podem ser preditos de maneira rápida e acertada mediante o uso de apropriadas

metodologias de otimização, o que pode se tornar uma eficaz ferramenta para processos de aprimoramento em geral.

Os resultados conseguidos mostraram que o objetivo proposto nesta tese foi atingido, o que comprova que a metodologia empregada foi apropriada e eficaz para o projeto de um compressor centrífugo, sob condições especificadas de projeto.

Em suma, os métodos e técnicas empregadas ao longo do presente trabalho permitiram levar a bom término o objetivo geral proposto nesta tese. A metodologia desenvolvida mostrou-se como uma ferramenta válida e acertada para o aprimoramento tanto de compressores centrífugos como de muitos outros tipos de componentes mecânicos. Os resultados conseguidos através do emprego da metodologia proposta permitiram definir, de maneira precisa, a geometria de um compressor centrífugo composto por rotor e difusor, permitindo revelar tanto as dimensões gerais dos componentes como detalhes da forma e dimensões do canal de passagem para as condições de projeto preestabelecidas.

7.2 Sugestões para próximos trabalhos

A metodologia aqui apresentada constitui-se em um guia para projeto de compressores centrífugos que permite abordar o processo de concepção de um compressor desde a fase preliminar até a definição detalhada da geometria. Porém, o projeto de um compressor é uma tarefa que exige uma análise holística, no qual alguns aspectos não abordados nesta tese deveriam ser tomados em consideração no intuito de se conceber um projeto que reúna os requisitos necessários para uma eventual fabricação posterior. Portanto, a seguir, são apresentadas algumas sugestões para dar continuidade com o processo de projeto global de um compressor centrífugo.

Uma validação mais rigorosa, de preferência com dados obtidos em banco de testes do código unidimensional desenvolvido, deveria ser feita a fim de ajustar alguns dos modelos empregados nele, já que o código validado representa uma valiosa ferramenta no processo de projeto de compressores centrífugos.

Neste trabalho, foi feita uma avaliação referente à geometria do canal de passagem na qual foram considerados o comprimento axial do rotor, o ângulo de envolvimento da pá e a geometria do perfil meridional do rotor. Entretanto, um estudo em relação à distribuição dos ângulos de escoamento relativo ao longo da pá também deveria ser desenvolvido com a finalidade de definir completamente a geometria do canal de passagem.

A análise aqui apresentada indicou que o valor ótimo para o comprimento axial do rotor foi igual a 100% do comprimento do raio de descarga do rotor, o qual foi o maior valor adotado para este parâmetro na análise realizada. De modo similar, o valor para o ângulo de envolvimento ótimo apresentou-se para o valor de -40° , que foi o menor valor avaliado. Portanto, uma análise visando avaliar valores além dos já examinados deveria ser feita na tentativa de determinar se melhores valores podem ser encontrados por dos limites examinados.

Os resultados obtidos nesta tese indicam que elevados valores do ângulo de escoamento relativo da pá na descarga do rotor dão origem a uma redução do número de Mach na descarga do rotor. Porém, uma análise estrutural com a finalidade de avaliar as implicações mecânicas do aumento deste ângulo, sobre as pás, deveria ser realizada.

Deste modo, a partir dos resultados do presente trabalho, uma série de pesquisas complementares poderia ser concebida com objetivo de desenvolver um procedimento que permita definir com certeza um maior número de parâmetros de projeto na complexa tarefa de projeto de compressores centrífugos.

Referências Bibliográficas

Albuquerque, R. B. F, *Projeto de Turbinas Hidráulicas Axiais Parametrização da Geometria, Equação de Equilíbrio Radial e Técnicas Otimização*, Master, Universidade Federal de Itajubá. 2006.

American Petroleum Institute. Manufacturing, Distribution e Dept, Marketing, *API Standard 617: Centrifugal Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Service Industries*, American Petroleum Institute. 1995a, Disponível em: <http://books.google.com.br/books?id=AmeZMwEACAAJ>.

American Petroleum Institute. Manufacturing, Distribution e Dept, Marketing, *API Standard 672: Packaged, Integrally Geared Centrifugal Air Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Service Industries*, American Petroleum Institute. 1995b, Disponível em: http://www.farafanhava.com/Old_site/catalog/API672.pdf.

Answers, com, *Dictionary of aviation*. 2007.

Ansys, Inc, *Ansys cfx 12.0*. 2009.

Antony, Jiju, 2 - *fundamentals of design of experiments*, in *Design of Experiments for Engineers and Scientists*, p. 6–16, Butterworth-Heinemann, Oxford. 2003, Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B978075064709050003X>.

Asuaje, M.; Bakir, F.; Kouidri, S.; Noguera, R. e Rey, R., *Computer-aided design and optimization of centrifugal pumps*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v. 219, no. 3, p. 187–193. 2005, doi:10.1243/095765005x7556, Disponível em: <http://pia.sagepub.com/cgi/content/abstract/219/3/187>.

Aungier, Ronald H, *Centrifugal compressors a strategy for aerodynamic design and analysis*, ASME Press, v. New York. 2000.

Baines, N.C., *Fundamentals of Turbocharging*, Concepts NREC. 2005, ISBN 9780933283145, Disponível em: <http://books.google.com.br/books?id=exm5AAAACAAJ>.

- Bartold, Andreas e Joos, Franz, *Optimization of a centrifugal impeller using evolutionary algorithms*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, v. GT2008-50805. 2008.
- Benini, E. e Cenzon, M., *Calibration of a meanline centrifugal pump model using evolutionary algorithms*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v. 223, no. 7, p. 835–847. 2009, doi:10.1243/09576509jpe742, Disponível em: <http://pia.sagepub.com/cgi/content/abstract/223/7/835>.
- Benini, Ernesto e Toulidakis, Antonios, *Design optimization of vaned diffusers for centrifugal compressors using genetic algorithm*, 15th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference. 2001.
- Bert, Jérôme, *Application of a Design Optimization Strategy to Multi-Stage Compressor Matching*, Master of science, Massachusetts Institute of Technology. 2006.
- Bhatti, A., *Practical optimization methods: with Mathematica applications : CD-ROM included*, Springer-Verlag. 2000, Disponível em: http://books.google.com.br/books?id=LRXs__r-kNEC.
- Bing, Hao; Tan, Lei; Cao, Shu Liang e Lu, Li, *Prediction method of impeller performance and analysis of loss mechanism for mixed-flow pump*, Science China Technological Sciences, v. 55, p. 1988–1998. 1998, doi:10.1007/s11431-012-4867-9.
- Boulkeraa, T. e Ghenaiet, A., *Optimizations of turboprop engines using the non-dominated sorting genetic algorithm*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, v. 224, no. 12, p. 1271–1283. 2010, doi:10.1243/09544100jaero801, Disponível em: <http://pig.sagepub.com/cgi/content/abstract/224/12/1271>.
- Boyce, Meherwan P, *Centrifugal Compressors: A Basic Guide*, Oklahoma. 2003.
- Boyce, Meherwan P., *1 - an overview of gas turbines*, in *Gas Turbine Engineering Handbook (Third Edition)*, p. 3–56, Gulf Professional Publishing, Burlington. 2006, Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780750678469500043>.
- Casey, Michael; Gersbach, Frank e Robinson, Chris, *An optimization technique for radial compressor impellers*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, p. 11. 2008.

- Cavazzuti, M., *Optimization Methods: From Theory to Design Scientific and Technological Aspects in Mechanics*, Springer. 2013, Disponível em: http://books.google.com.br/books?id=yZ_d5qeaE8cC.
- Ceylanoglu, Arda, *An Accelerated Aerodynamic Optimization Approach for a Small Turbojet Engine Centrifugal Compressor*, Master, Middle East Technical University. 2009.
- CFD Online, contributors, *Best practice guidelines for turbomachinery cfd*. 2013, Disponível em: http://www.cfd-online.com/Wiki/Best_practice_guidelines_for_turbomachinery_CFD#Mesh_size_guidelines.
- Chaitanya, G; Suresh, J e K, Srinivas, *A non-elitist multi objective genetic algorithm for axial compressor stage optimization*, International Journal of Engineering Science and Technology, v. 3, p. 940–947. 2011.
- Chen, Naixing; Zhang, Hongwu; Xu, Yanji e Huang, Weiguang, *Blade parameterization and aerodynamic design optimization for a 3d transonic compressor rotor*, Proceedings of the 8th International Symposium On Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows. 2007.
- Conrad, O; Raif, K e Wessels, M., *The calculation of performance maps for centrifugal compressors with vaneisland diffusers*, ASME Twenty-fifth Annual International Gas Turbine Conference and Twenty-second Annual Fluids, v. Engineering Conference on Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, p. 135–147. 1980.
- Coppage, J. E.; Dallenbach, F; Eichenberger, J P; Hlavaka, G E; Knoernschild, E M e Vanke, N, *Study of supersonic radial compressors for refrigeration and pressurization systems*, Garrett Corp Los Angeles Ca Airesearch Mfg. 1956.
- Creese, R.C., *Geometric Programming for Design and Cost Optimization: (with Illustrative Case Study Problems and Solutions)*, Morgan & Claypool Publishers. 2010, Disponível em: <http://books.google.com.br/books?id=DoMcWLKEsrwC>.
- Daily, J. W. e Nece, R. E, *Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks*, Trans. ASME, Journal of Basic Engeneerig, v. 82, p. 217–232. 1960.
- Dalbert, P e Gyarmathy, G, *Flow phenomena in a vaned diffuser of a centrifugal stage*, International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, p. 1–7. 1993.

- Dawes, W.N, *A simulation of the unsteady interaction of a centrifugal impeller with its vaned diffuser: flow analysis*, Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, v. 117 (2), p. 213. 1995.
- Dean, R.C., *The Fluid Dynamic Design of Advanced Centrifugal Compressors: Lecture Notes*, Create TN, Create, Incorporated. 1974, Disponível em: <http://books.google.com.br/books?id=qRRKtwAACAAJ>.
- Demeulenaere, A.; Leonard, O. e Van den Braembussche, R., *A two-dimensional navier-stokes inverse solver for compressor and turbine blade design*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v. 211, no. 4, p. 299–307. 1997, doi:10.1243/0957650971537204, Disponível em: <http://pia.sagepub.com/cgi/content/abstract/211/4/299>.
- Dennis, B. H; Dulikravich, G. S e Han, Z. X, *Constrained shape optimization of airfoil cascades using a navier-stokes solver and a genetic/sqp algorithm*, ASME Paper No. 99-GT-441. 1999.
- Denton, J. D., *Loss mechanisms in turbomachines*, Journal of Turbomachinery, v. 115, no. 4, p. 621–656. 1993, Disponível em: <http://link.aip.org/link/?JTM/115/621/1>
<http://dx.doi.org/10.1115/1.2929299>.
- Denton, J.D., *Some limitations of turbomachinery cfd*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air. 2010.
- Dilin, P.; Sakai, T.; Wilson, M. e Whitfield, A., *A computational and experimental evaluation of the performance of a centrifugal fan volute*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v. 212, no. 4, p. 235–246. 1998, doi:10.1243/0957650981536763, Disponível em: <http://pia.sagepub.com/cgi/content/abstract/212/4/235>.
- Dixon, S. L. e Hall, C. A., *Chapter 1 - introduction: Basic principles*, in *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery (Sixth Edition)*, p. 1–27, Butterworth-Heinemann, Boston. 2010, Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9781856177931000018>.
- Ebaid, M. S. Y. e Al-Hamdan, Q. Z., *Optimization techniques for designing an inward flow radial turbine rotor*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v. 218, no. 8, p. 655–668. 2004, doi:10.1243/0957650042584285, Disponível em: <http://pia.sagepub.com/cgi/content/abstract/218/8/655>.

- Eckert, B e Schenell, E, *Der radialkompressor*, in *Axial und Radialkompressoren - Anwendung /Theorie /Berechnung*, Springer-Verlag, Berlin. 1961.
- Egartner, Wolfgang, *Working range optimization for turbine and compressor blading*, Journal of Computational and Applied Mathematics, v. 120, no. 1-2, p. 59–65. 2000, doi:[http://dx.doi.org/10.1016/S0377-0427\(00\)00303-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0377-0427(00)00303-4), Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0377042700003034>.
- Erickson, Christopher Erik, *Centrifugal compressor modeling development and validation for a turbocharger component matching system*, Tese de Doutorado, Kansas State University. 2008.
- Esteco, *Modefrontier 4 user manual*. 2008.
- Çevik, Mert, *Design and Optimization of a Mixed Flow Compressor Impeller Using Robust Design Methods*, Master, Middle East Technical University. 2009.
- Fan, H. Y.; Xi, G. e Wang, S. J., *Multi-point optimal design for diffuser cascades of centrifugal compressors*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v. 214, no. 2, p. 187–190. 2000, doi:10.1243/0957650001538281, Disponível em: <http://pia.sagepub.com/cgi/content/abstract/214/2/187>.
- GE, General Electric Company, *Gatecycle*. 1989, Disponível em: <http://www.ge-mcs.com/pt/bently-nevada-software/performance/gate-cycle.html>.
- Giles, Michael B e Drela, Mark, *Two-dimensional transonic aerodynamic design method*, AIAA Journal, v. 95, no. 9, p. 1199–1206. 1987, doi:10.2514/3.9768.
- Glassman, Arthur J, *Computer program for design analysis of radial-inflow turbines*, NASA TN 8164. 1976.
- Gresh, M. Theodore, *1 - introduction to aerodynamics*, in *Compressor Performance (Second Edition)*, p. 3–9, Butterworth-Heinemann, Woburn. 2001, Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780750673426500289>.
- Hanlon, P.C., *Compressor handbook*, McGraw-Hill Handbooks Series, McGraw-Hill. 2001, ISBN 9780070260054, Disponível em: <http://books.google.com.br/books?id=AYxUAAAAMAAJ>.
- Hariz, Houssein Ben, *The Optimisation of the Usage of Gas Turbine Generation Sets for Oil and Gas Production Using Genetic Algorithms*, Phd, Cranfield University. 2010.
- HEATING, AMERICAN SOCIETY OF, *Systems and equipment standards & guidelines*. 2004.

- Heinz, P. Bloch e Claire, Soares, *Chapter 11 - centrifugal compressors*, in *Process Plant Machinery (Second Edition)*, p. 363–474, Butterworth-Heinemann, Woburn. 1998, Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780750670814500145>.
- Hirsch, C H e Warzee, G, *An integrated quasi-3d finite element calculation program for turbomachinery flows*, ASME, Transactions, Journal of Engineering for Power, v. 101, p. 141–148. 1979.
- ICF, *Technology characterization: Microturbines*, Environmental Protection Agency Combined Heat and Power Partnership Program. 2008.
- Jamieson, A.W.H., *The radial turbine*, in Sir H. Roxbee Cox, editor, *Gas Turbine Principles and Practice*, p. 511, Newnes. 1955.
- Jansen, W, *A method for calculating the flow in a centrifugal impeller when entropy gradients are present*, Royal Society Conference on Internal Aerodynamics (Turbomachinery), v. (IME). 1967.
- Johnston, J. P. e Dean, R. C., *Losses in vaneless diffusers of centrifugal compressors and pumps: Analysis, experiment, and design*, Journal of Engineering for Power-Transactions of the ASME, v. 88, p. 49–62. 1966.
- Keskin, Akin e Bestle, Dieter, *Application of multi-objective optimization to axial compressor preliminary design*, Aerospace Science and Technology, v. 10, p. 581–589. 2006.
- Kim, J. H.; Choi, J. H.; Husain, A. e Kim, K. Y., *Multi-objective optimization of a centrifugal compressor impeller through evolutionary algorithms*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v. 224, no. 5, p. 711–721. 2010a, doi:10.1243/09576509jpe884, Disponível em: <http://pia.sagepub.com/cgi/content/abstract/224/5/711>.
- Kim, J. H.; Choi, J. H. e Kim, K. Y., *Surrogate modeling for optimization of a centrifugal compressor impeller*, International Journal of Fluid Machinery and Systems, v. 3, no. 1, p. 29–38. 2010b.
- Kämmerer, Steffen; Mayer, Jürgen F; Stetter, Heinz; Paffrath, Meinhard; Wever, Utz e Jung, Alexander R, *Development of a three-dimensional geometry optimization method for turbomachinery applications*, International Journal of Rotating Machinery, v. 10, no. 5, p. 373–385. 2004, doi:10.1080/10236210490474502.

- Krain, H, *Test case 2: Centrifugal impeller*, ERCOFAC Turbonaninery Special Interest Group. 1994.
- Krylov, P e Spunde, A, *About the influence of the clearance between the working blades and housing of a radial turbine on its exponent*, Energetika (News of Institutions of Higher Learning), v. 7. 1965.
- Lüdtke, K.H., *Process Centrifugal Compressors: Basics, Function, Operation, Design, Application*, Engineering Online Library, Springer. 2004, ISBN 9783540404279, Disponível em: <http://books.google.com.br/books?id=uRvqT3PromMC>.
- Lian, Yongsheng e Kim, Nam-Ho, *Reliability-based design optimization of a transonic compressor*, AIAA Journal, v. 44, no. 2, p. 368–375. 2006.
- Ma, Ying, *Development of a computer-aided optimization tool for centrifugal compressor impellers*, Doctoral, Michigan State University. 2009, Disponível em: <http://gradworks.umi.com/33/64/3364010.html>.
- Martelli, F.; Pazzi, S. e Michelassi, V., *Automatic computational fluid dynamics-based procedure for the optimization of a centrifugal impeller*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v. 219, no. 7, p. 549–557. 2005, doi:10.1243/095765005x31261, Disponível em: <http://pia.sagepub.com/cgi/content/abstract/219/7/549>.
- McCutcheon, A. R. S., *Aerodynamic design and development of a high pressure ratio turbocharger compressor*, Inst. Mech. Eng. Conf. on Turbocharging, v. C73/78. 1978.
- Moino, C. A. Amaral, *Metodologia para o Projeto Inverso de Aerofólios em Grades de Turbomáquinas via Otimização por Busca Aleatória Controlada*, Master, Universidade Federal de Itajubá. 2006.
- Mokhatab, S. e Poe, W.A., *Handbook of Natural Gas Transmission and Processing*, Elsevier Science. 2012, ISBN 9780123869753, Disponível em: <http://books.google.com.br/books?id=QXt3lZQldVYC>.
- Nakahashi, K; Nozaki, O; Kikuchi, K e Tamura, A, *Navier-stokes computations of two and three-dimensional cascade flow fields*, AIAA 87-1315. 1987.
- Nataraj, M. e Arunachalam, V. P., *Optimizing impeller geometry for performance enhancement of a centrifugal pump using the taguchi quality concept*, Proceedings of the Institution

- of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v. 220, no. 7, p. 765–782. 2006, doi:10.1243/09576509jpe184, Disponível em: <http://pia.sagepub.com/cgi/content/abstract/220/7/765>.
- Oh, H. W. e Chung, M. K., *Optimum values of design variables versus specific speed for centrifugal pumps*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v. 213, no. 3, p. 219–226. 1999, doi:10.1243/0957650991537563, Disponível em: <http://pia.sagepub.com/cgi/content/abstract/213/3/219>.
- Oh, H W; Yoon, E S e Chung, M K, *An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors*, Proc Instn Mech Engrs, v. 211, no. Part A, p. 331,338. 1997.
- Osborne, C.; Runstadler, P. W. e Stacy, W. D., *Aerodynamic and mechanical design of an 8:1 pressure ratio centrifugal compressor*, NASA Technical Reports, v. NASA-CR-134782 - CREARE-TN-204. 1975, Disponível em: http://biblioteca.universia.net/html_bura/ficha/params/id/44425017.html.
- Oyama, Akira e Liou, Meng-Sing, *A multi-stage compressor design optimization using cfd*, The 8th Japan-Russia Joint Symposium on Computational Fluid Dynamics. 2003.
- Perdichizzi, A. e Savini, M., *Aerodynamic and geometric optimization for the design of centrifugal compressors*, International Journal of Heat and Fluid Flow, v. 6, no. 1, p. 49–56. 1985, doi: 10.1016/0142-727x(85)90031-1, Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0142727X85900311>.
- Phillips, Michael Stephen, *A computational investigation of the effects of inlet flow conditions on vaned diffuser performance*, Master of science, Massachusetts Institute of Technology. 1997.
- Pierrt, S e Van den Braembussche, R. A, *Turbomachinery blade design using a navier-stokes solver and artificial neural network*, ASME paper 98-GT-04. 1998.
- Pilavachi, P. A., *Power generation with gas turbine systems and combined heat and power*, Applied Thermal Engineering, v. 20, no. 15-16, p. 1421–1429. 2000, doi:10.1016/s1359-4311(00)00016-8, Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431100000168>.
- Rao, S.S., *Engineering Optimization: Theory and Practice*, Wiley. 2009, Disponível em: <http://books.google.com.br/books?id=YNt34dvnQLEc>.
- Rodgers, C, *A cycle analysis technique for small gas turbines*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, v. 183. 1968.

- Rodgers, C, *Impeller stalling as influenced by diffusion limitations*, Journal of Fluids Engineering, v. 99, no. 1, p. 84–93. 1977, doi:10.1115/1.3448569, Disponível em: <http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1423756>.
- Rodgers, C, *Efficiency of centrifugal compressor impellers*, AGARD Conference Proceedings, v. 282. 1980.
- Roy, Rajkumar; Hinduja, Srichand e Teti, Roberto, *Recent advances in engineering design optimization: Challenges and future trends*, {CIRP} Annals - Manufacturing Technology, v. 57, no. 2, p. 697 – 715. 2008, ISSN 0007-8506, doi:10.1016/j.cirp.2008.09.007, Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850608001923>.
- Samad, A e Kim, K-Y, *Shape optimization of an axial compressor blade by multi-objective genetic algorithm*, Power and Energy, v. 222, p. 299–611. 2008, doi:10.1243/09576509JPE596.
- Santos, Marcos Antonio Rodrigues dos, *Otimização de Bomba-Turbina Utilizando Programação Quadrática Seqüencial e Algoritmos Genéticos*, Master, Universidade Federal de Itajubá. 2009.
- Saravanamuttoo, H.I.H.; Rogers, G.F.C. e Cohen, H., *Gas turbine theory*, Pearson Prentice Hall. 2009, ISBN 9780132224376, Disponível em: http://books.google.com.br/books?id=Ir1DE5_8TQwC.
- SEMATECH, NIST, *e-handbook of statistical methods*. 2013, Disponível em: <http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/>.
- Shepherd, Dennis G, *Principles of Turbomachinery*, Mac Millan Company, New York. 1956a.
- Shepherd, D.G., *Principles of turbomachinery*, Macmillan. 1956b, Disponível em: <http://books.google.com.br/books?id=DM9SAAAAMAAJ>.
- Shu, Xinwei; Gu, Chuangang; Xiao, Jun e Gao, Chuang, *Centrifugal compressor blade optimization based on uniform design and genetic algorithms*, Journal of Power Engineering, v. 27, no. 5, p. 713–716. 2007, doi:10.1007/s11708-008-0083-5.
- Sigloch, Herbert, *Strömungsmaschinen: Grundlagen und anwendunge*. 2009.
- Sommer, Lars e Bestle, Dieter, *Curvature driven two-dimensional multi-objective optimization of compressor blade sections*, Aerospace Science and Technology, v. 15, no. 4, p. 334–342. 2011, doi:http://dx.doi.org/10.1016/j.ast.2010.08.008, Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1270963810001124>.

- Sousa, Bruno Silva de, *Projeto de Perfis Aerodinámicos Utilizando Otimização Mono e Multiobjetivos*, Master, Universidade Federal de Itajubá. 2008.
- Sousa Júnior, F, *Simulação Numérica de Otimização de Projeto de Compressores Axiais Utilizando o Método da Programação Seqüencial Quadrática*, Doctoral, Universidade Federal de Itajubá. 2007.
- Stanitz, Jhon D., *Effect of blade-thickness taper on axial-velocity distribution at the leading edge of an entrance rotor blade row with axial inlet, and the influence of this distribution on alignment of rotor blade for zero angle attack*, NACA TN-2986. 1953.
- Stodola, A., *Steam and Gas Turbines*, McGraw-Hill. 1927.
- Sun, J. e Elder, R. L., *Numerical optimization of a stator vane setting in multistage axial-flow compressors*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v. 212, no. 4, p. 247–259. 1998, doi:10.1243/0957650981536772, Disponível em: <http://pia.sagepub.com/cgi/content/abstract/212/4/247>.
- Thorbergsson, Egill e Grönstedt, Tomas, *Multicriteria optimization of conceptual compressor aerodynamic design*, American Institute of Aeronautics and Astronautics. 2011.
- Valakos, I. M.; Ntipteni, M. S. e Nikolos, I. K., *Structural optimization of a centrifugal impeller using differential evolution in catia environment*, Operational Research. An International Journal, v. 17, no. 2, p. 185–212. 2007.
- van den Braembussche, R., *Design and Optimization of Centrifugal Compressors*, Preprint: Institut von Karman de Dynamique des Fluides, Von Karman Inst. for Fluid Dynamics. 1984, Disponível em: <http://books.google.com.br/books?id=LgzusAAACAAJ>.
- Wang, Wei; Mo, Rong e Zhang, Yan, *Multi-objective aerodynamic optimization design method of compressor rotor based on isight*, Procedia Engineering, v. 15, no. 0, p. 3699–3703. 2011, doi: 10.1016/j.proeng.2011.08.693, Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705811021941>.
- Wang, X. F.; Xi, G. e Wang, Z. H., *Aerodynamic optimization design of centrifugal compressor's impeller with kriging model*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, v. 220, no. 6, p. 589–597. 2006, doi:10.1243/09576509jpe201, Disponível em: <http://pia.sagepub.com/cgi/content/abstract/220/6/589>.

- Wang, Zhiheng e Xi, Guang, *Performance improvement of a low flow coefficient centrifugal compressor impeller through optimization design*, Asian Joint Conference on Propulsion and Power. 2010.
- Watson, N., *Turbocharging the Internal Combustion Engine*, J. Wiley. 1984, Disponível em: <http://books.google.com.br/books?id=o9FvkQEACAAJ>.
- Wedernikoff, *Luftströmung im flachen erweiterten kanal*, Moskau. 1926.
- Whitfield, A. e Baines, N.C., *Design of radial turbomachines*, Longman Scientific & Technical. 1990, ISBN 9780470216675, Disponível em: <http://books.google.com.br/books?id=OekeAQAAIAAJ>.
- Wiesner, F. J., *A review of slip factors for centrifugal impellers*, J. Eng. Gas Turbines Power, v. 89, no. 4, p. 558–566. 1967, doi:10.1115/1.3616734, Disponível em: <http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1417451>.

Apêndice A

OTIMIZAÇÃO

Este complemento introduz o conceito geral de otimização e fornece uma visão geral das principais técnicas encontradas na literatura para abordar problemas de otimização de alta complexidade. Ao longo deste apêndice, consideram-se os vários tipos de problemas de otimização e técnicas de classificação, tendo em conta que alguns dos conceitos aqui descritos foram utilizados no presente trabalho de otimização.

A.1 Introdução

O desejo da perfeição é inerente aos seres humanos. A busca por estratégias ótimas tem se desenvolvido desde os anos sessenta quando os computadores se tornaram disponíveis permitindo, a cada dia, abordar novos tipos de problemas e incorporar novas metodologias.

A otimização, desde o ponto de vista matemático, tem por objetivo a criação de métodos confiáveis para atingir o extremo de uma função mediante um arranjo adequado de suas avaliações. Esta teoria é de vital importância para a engenharia moderna e para os projetos que a incorporam nas diferentes etapas dos processos de tomada de decisão.

Hoje, a otimização se constitui como uma ampla e sólida área de conhecimento, baseada tanto na matemática quanto na computação. A otimização está dedicada a abordar problemas independentemente do contexto onde surgem, com a finalidade de determinar alternativas aprimoradas dentro de um universo dado.

As aplicações da otimização em engenharia incluem: projeto de estruturas, máquinas e veículos espaciais, maximização do benefício ou minimização de custos na fabricação de diversos produtos e processos, determinação do melhor caminho em redes rodoviárias ou processos

de transporte de carga, planejamento, controle e programação ideal de produção, alocação de recursos ou serviços, entre muitas outras (Roy et al., 2008).

A.2 Definições

Dentre as diversas definições comumente empregadas para otimização, pode-se citar:

- A otimização é o ato de obter o melhor resultado sob dadas circunstâncias.
- A otimização é o processo de encontrar as condições que dão o valor mínimo ou máximo de uma função, onde a função representa o esforço necessário ou o benefício desejado.
- Otimizar significa melhorar algo com a intenção de atingir o grau mais próximo da perfeição.

A.3 Componentes básicos de um problema de otimização

Um problema de otimização clássico se caracteriza por apresentar os seguintes componentes (Bhatti, 2000):

Função objetivo: expressa o objetivo principal do modelo que é ou deve ser minimizado ou maximizado.

Incógnitas ou variáveis: são as que controlam o valor da função objetivo.

Restrições: são as que limitam os valores que as variáveis podem tomar.

A finalidade, quando se formula um problema de otimização, é encontrar os valores das variáveis que minimizem (ou maximizem) a função objetivo, satisfazendo as restrições propostas.

A.4 Declaração de um problema de otimização

A formulação matemática de um problema de otimização (Rao, 2009): é

$$\text{Encontrar } X = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} \text{ que minimiza } f(X)$$

Sujeito às restrições

$$g_i(X) \leq 0, i = 1, 2, \dots, m$$

$$l_j(X) = 0, j = 1, 2, \dots, p$$

Onde

X é um vetor n -dimensional chamado vetor de projeto.

$f(X)$ é chamada função objetivo.

$g_i(X)$ e $l_j(X)$ são as restrições de desigualdade e de igualdade, respectivamente.

Este tipo de problema é chamado problema de otimização restrito.

Os problemas de otimização também podem ser definidos sem quaisquer restrições. Tais problemas são chamados problemas de otimização sem restrições.

A.5 Classificação dos problemas de otimização

Os problemas de otimização podem ser classificados com base no tipo de restrições, na natureza das equações envolvidas, na natureza determinística das variáveis, no valor admissível das variáveis de controle, na separabilidade das funções e no número de funções objetivo.

A.5.1 Classificação baseada na existência de restrições

Dependendo da existência ou não de restrições, os problemas são chamados de problemas de otimização com restrições ou problemas de otimização sem restrições.

A.5.2 Classificação com base na natureza das equações envolvidas

Com base na natureza das equações para a função objetivo e para as restrições, os problemas de otimização podem ser classificados como problemas de programação lineares, não lineares, geométricos ou quadráticos.

Problema de programação linear

Se a função objetivo e todas as restrições são funções lineares das variáveis de controle, o problema de programação matemática é chamado de problema de programação linear (*LP*) (Bhatti, 2000).

Problema de programação não linear

Se qualquer uma das funções objetivo ou de restrição é não linear, o problema é chamado de problema de programação não linear (*NLP*). Esta é a forma mais comum de um problema de programação (Bhatti, 2000).

Problema de programação geométrica

Um problema de programação geométrica (*GMP*) é aquele em que a função objetivo e as restrições são expressas como polinômios (Creese, 2010).

Problema de programação quadrática

Um problema de programação quadrática é o problema de programação não linear melhor comportado, com uma função objetivo quadrática e restrições lineares (Bhatti, 2000).

A.5.3 Classificação com base nos valores permissíveis das variáveis de decisão

Segundo esta classificação, os problemas podem ser classificados como problemas de programação inteira ou de valor real.

Problema de programação inteira

Se algumas ou todas as variáveis de controle de um problema de otimização são restritas a tomar apenas valores inteiros (ou discretos), o problema é chamado de problema de programação inteira.

Problema de programação de valor real

Um problema de valor real é aquele em que se busca minimizar ou maximizar uma função real escolhendo, sistematicamente, os valores das variáveis reais a partir de um conjunto permitido. Quando o conjunto permitido contém apenas valores reais é chamado de problema de programação de valor real.

A.5.4 Classificação baseada na natureza determinística das variáveis

Segundo esta classificação, os problemas de otimização podem ser classificados como problemas de programação determinísticos ou estocásticos.

Problema determinístico

Um algoritmo determinístico se comporta de maneira previsível. Os problemas de otimização determinísticos são formulados com parâmetros conhecidos. Nestes problemas,

dada uma entrada particular, sempre produzem a mesma saída, e a máquina subjacente irá sempre passar pela mesma sequência de estados (Cavazzuti, 2013).

Problema estocástico

Programação estocástica é um enquadramento para problemas de modelagem de otimização que envolvem incerteza. Os problemas reais quase sempre incluem alguns parâmetros desconhecidos. Quando os parâmetros são conhecidos apenas dentro de certos limites, a abordagem para lidar com esses problemas é chamada de otimização robusta, onde o objetivo é encontrar uma solução que seja viável para todos os dados e ideais em algum sentido. Os modelos de programação estocásticos são semelhantes em estilo, mas tiram proveito do fato de que as distribuições de probabilidade que regem os dados são conhecidos ou podem ser estimados. O objetivo é encontrar alguma regra que seja viável para todas (ou quase todas) as instâncias de dados possíveis e maximize a expectativa de alguma função (Cavazzuti, 2013).

A.5.5 Classificação com base no número de funções objetivo

De acordo com o número de objetivos, os problemas de otimização podem ser classificados como problemas de objetivo único ou multiobjetivo. Os problemas de otimização que dependem de mais de uma variável de entrada são referidos como problemas multivariados (Cavazzuti, 2013).

Na prática, os problemas com múltiplos objetivos são reformulados para problemas de único objetivo, seja formando uma combinação ponderada dos diferentes objetivos seja por tratamento de alguns dos objetivos como restrições.

A.6 Fases da Otimização

A otimização pode ser dividida em três fases diferentes (Esteco, 2008):

- Exploração Preliminar
- Otimização Simples usando algoritmos de "busca"
- Refinação utilizando algoritmos "convergentes"

A.6.1 Exploração Preliminar

Esta primeira fase é realizada utilizando as técnicas de Planejamento de Experimentos – *Design of Experiments (DOE)*.

DOE é uma metodologia que maximiza o conhecimento adquirido a partir de dados experimentais. Originada em 1920 pelo cientista britânico *Sir RA Fisher*, fornece uma importante ferramenta para projetar e analisar experimentos, permitindo eliminar as observações redundantes e reduzir tempo e recursos necessários para se fazer os experimentos. Assim, as técnicas *DOE* possibilitam extrair informações, tanto quanto possível, a partir de um número limitado de ensaios. Maiores detalhes sobre esta metodologia podem ser encontrados em (Antony, 2003).

As metodologias de *DOE* são utilizadas para diferentes aplicações:

- Criar amostragens para análise de sensibilidade. Seu uso é extremamente importante em configurações experimentais para identificar quais são as variáveis de controle que mais afetam a experiência.
- Criar um conjunto de pontos estocásticos para avaliação de robustez e análise de confiabilidade.
- Gerar um conjunto apropriado de pontos de apoio para aproximação de uma *RSM*.
- Fornecer aos algoritmos de otimização uma população inicial de projetos.

Dependendo da aplicação, uma metodologia *DOE* diferente pode ser selecionada. Em termos gerais, as metodologias *DOE* podem ser classificadas em:

A.6.1.1 Metodologias de preenchimento

São úteis para se obter informações sobre o problema e sobre o espaço de projeto. Podem servir como ponto de partida para um processo de otimização posterior, como uma base de dados para a constituição de uma superfície de resposta ou para verificar a sensibilidade de uma possível solução. Entre as mais comuns, estão:

- Aleatório – *Random*
- *Sobol*
- Satisfação de Restrições – *Constraint Satisfaction*

- Validação Cruzada – *Cross Validation*

A.6.1.2 Metodologias de projeto estatístico

Os projetos estatísticos e fatoriais são uma grande família de técnicas para se realizar uma boa análise estatística de um problema. Um experimento fatorial é aquele cujo projeto está constituído por duas ou mais variáveis (ou fatores), cada uma com vários valores possíveis (ou níveis) e cujos pontos experimentais podem assumir algumas ou todas as combinações possíveis destes valores. Estas técnicas permitem estudar o efeito das variáveis sobre as respostas, bem como os efeitos das interações entre as variáveis. Entre as mais comuns, estão:

- FC
- FR
- Cúbico de Face Centrada – *Face-Centered-Cubic*
- *Box-Behnken*
- Quadrado Latino – *Latin Square*
- *Plackett Burman*

A.6.1.3 Metodologias Robustas e Confiáveis

A avaliação da robustez corresponde à avaliação dos efeitos de variabilidade aleatória de certos parâmetros sobre as respostas. O cálculo da robustez é extremamente importante em todos os campos e especialmente no caso de problemas altamente não lineares porque, nestes problemas, as soluções otimizadas podem ser sensíveis a pequenas variações dos parâmetros. A robustez pode ser verificada através da aplicação de uma análise de perturbação sistemática com base em valores gerados aleatoriamente para as variáveis. Neste grupo de técnicas *DOE* estão a Matriz de Taguchi e o Hiper cubo Latino - Monte Carlo.

A.6.2 Otimização Simples

Esta segunda fase é realizada usando-se algoritmos estatísticos multiobjetivo. Alguns dos mais conhecidos são:

- Algoritmo Genético Multiobjetivo - *MOGA – Multi-Objective Genetic Algorithm*

- Algoritmo Multiobjetivo de recozimento simulado - *MOSA – Multi-Objective Simulated Annealing*
- Algoritmo Genético de ordenamento não dominado – *Non-dominated Sorting Genetic Algorithm (NSGA)*
- Algoritmo Genético Multiobjetivo de Teoria de Jogos - *MOGT – Multi-Objective Game Theory*

A.6.3 Refinação

A terceira fase consiste na utilização de otimizadores de objetivo único, no qual ocorre um processo de decisão e os diversos objetivos podem ser recolhidos usando uma função de transferência. Entre os algoritmos mais comuns empregados nesta fase, estão:

- Algoritmo SIMPLEX
- Algoritmo *BFGS – Broyden-Fanno-Fletcher-Goldfarb-Shanno* delimitado

Como o caminho para se alcançar características ótimas é, em muitos casos, bastante complexo, deve-se empregar estratégias diferentes até que efetivamente seja alcançada a melhor solução ou uma solução satisfatória. Os problemas de otimização típicos são normalmente resolvidos por meio do procedimento "*hill climbing*", comumente baseados em gradientes locais de uma função de custo estipulada. O inconveniente típico desta abordagem é o fato de que a busca de melhorias, mesmo sendo feita de forma eficiente, é feita localmente. Por outro lado, técnicas de otimização probabilísticas podem ser usadas para examinar grandes espaços, a fim de encontrar uma boa solução possivelmente próxima do ótimo global. As técnicas de otimização típicas são mais precisas, porém menos robustas do que as técnicas de otimização probabilísticas.

Os algoritmos de otimização precisam de um conjunto de pontos para a sua inicialização, a partir de um *DOE* predefinido. O número de pontos iniciais difere dependendo do algoritmo selecionado e pode variar desde um único ponto até muitos pontos.

Detalhes acerca dos algoritmos mencionados neste capítulo podem ser encontrados em (Esteveco, 2008)

Apêndice B

PROGRAMA COMPUTACIONAL UNIDIMENSIONAL

No presente trabalho, um algoritmo unidimensional foi desenvolvido no intuito de se elaborar uma ferramenta de que permita calcular rapidamente a geometria básica tanto do rotor quanto do difusor, a fim de servir como um instrumento de cálculo ágil para auxiliar no processo de otimização preliminar.

Na Figura B.1, é apresentada a nomenclatura usada para se referir às diferentes estações do rotor e do difusor, neste trabalho, onde as estações 1 e 2 correspondem à entrada e à descarga do rotor, respectivamente, e as estações 4, 5 e 6 correspondem à entrada, à garganta e à descarga do difusor respectivamente.

Antes de começar o projeto de um compressor centrífugo é necessário conhecer alguns parâmetros básicos. Em geral, os parâmetros que devem ser preestabelecidos se referem a: razão de pressão, pressão e temperatura de estagnação na entrada, grau de pré-rotação, vazão mássica e regime de rotação. Além disso, será assumido que o fluido de trabalho é ar (gás ideal) e que o escoamento entra uniformemente para que não haja variação da velocidade axial na direção radial.

Além das condições anteriores, informações adicionais serão requeridas pelo algoritmo de cálculo a fim de serem usadas como variáveis de controle no posterior processo de otimização. Estas variáveis são:

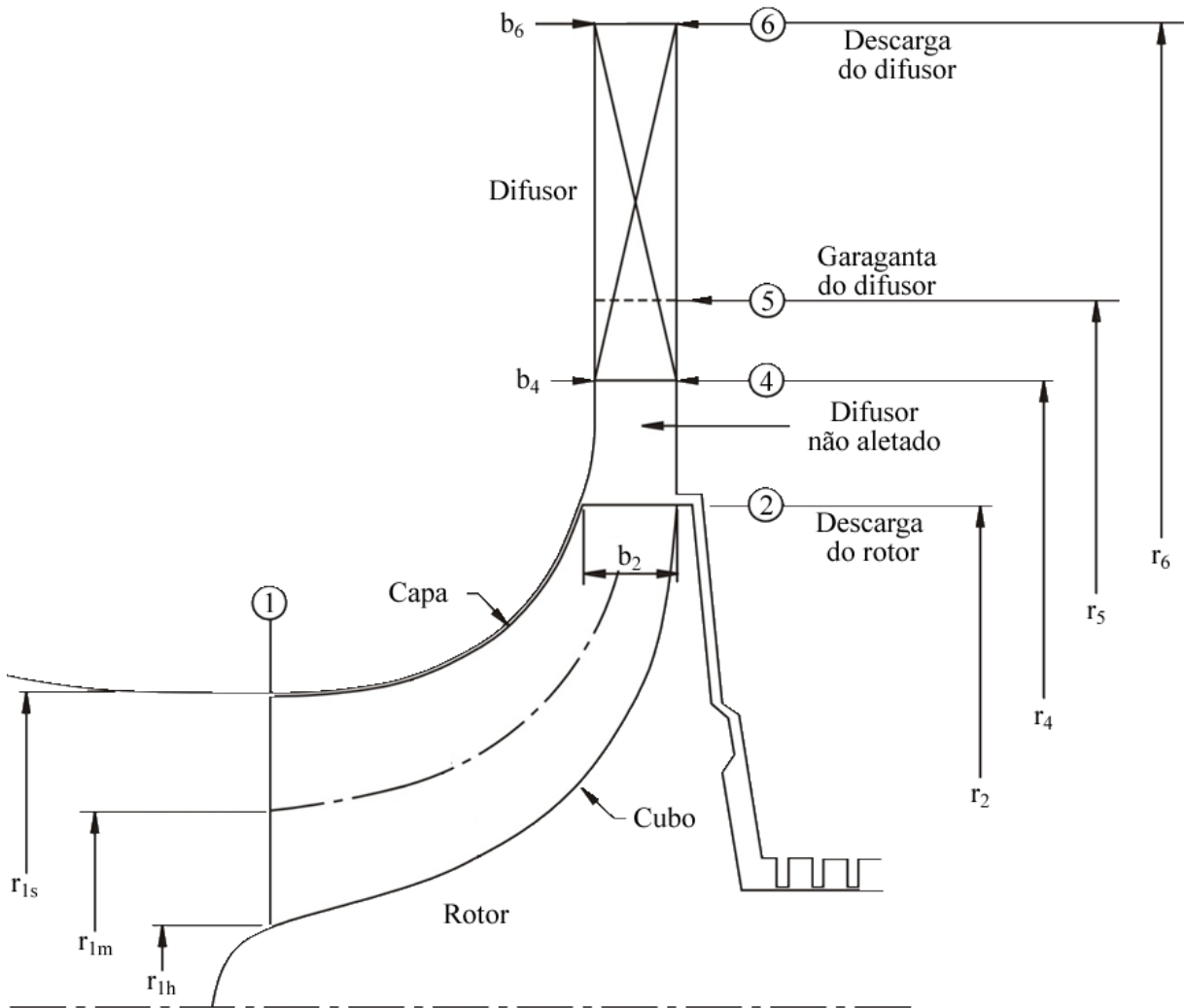


Figura B.1: Geometria básica de um compressor centrífugo (rotor - difusor).

- Rotação do eixo
- Ângulo de descarga do rotor (β_{B2})
- Razão de raios raiz/ponta (v)
- Razão de raios do rotor ponta/descarga ($r_{1s}r_2$)
- Espessura da pá e da palheta
- Razão de raios do difusor
- Ângulo do arco da pá
- Número de Mach na descarga do difusor (M_6)

Finalmente, alguns outros parâmetros serão assumidos inicialmente e, após, serão ajustados mediante processos de cálculo iterativo. Estes parâmetros são:

- Fator de Escorregamento (μ); inicialmente adota-se um valor de 0,85.
- Eficiência total-total do rotor (η_I), calculada incluindo os efeitos cinéticos do rotor; inicialmente adota-se um valor de 0,85.
- Eficiência total-total do estágio (η_s), calculada incluindo os efeitos cinéticos para o conjunto rotor-difusor; inicialmente adota-se um valor de 0,8.
- Ângulo do escoamento relativo na entrada (β_{1s}), o valor inicialmente adotado foi de -60 graus.
- Fator de folga rotor/difusor (X_f).

B.1 Projeto do Rotor

Na Figura B.2 são mostradas as convenções empregadas no projeto do rotor. O procedimento de projeto aqui apresentado está baseado no trabalho de Whitfield e Baines (1990), com a inclusão de uma sub-rotina para o cálculo das perdas para o cálculo das eficiências e ciclos iterativos para estimar o fator de escorregamento e o ângulo de escoamento relativo β_{1s} .

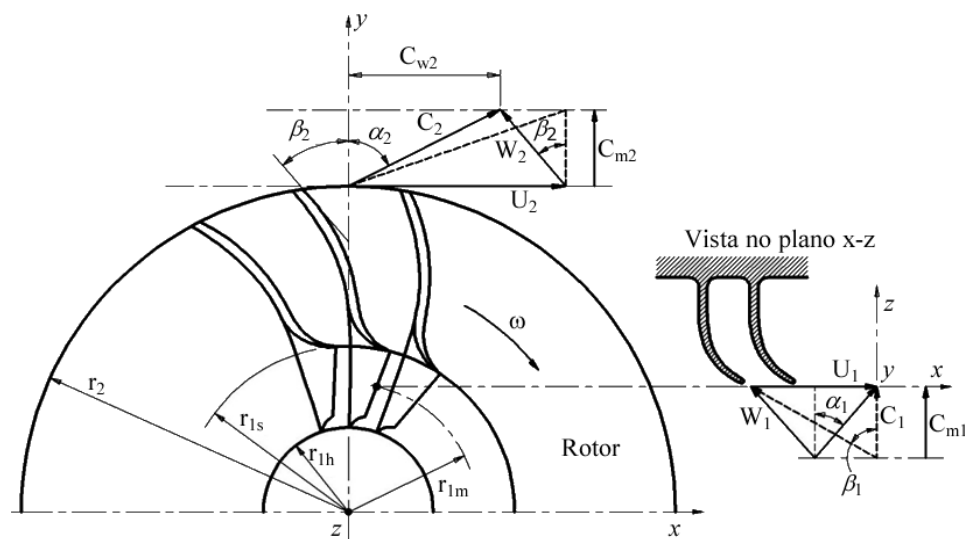


Figura B.2: Geometria do rotor do compressor centrífugo.

A partir dos dados de entrada previamente mencionados, procede-se com o cálculo dos diferentes parâmetros de projeto, como é descrito a seguir:

Cálculo dos triângulos de velocidade:

$$\lambda = \frac{\mu}{1 - \frac{\tan \beta_{B2}}{\tan \alpha_2}} \quad (\text{Fator de incidência})$$

$$\frac{U_2}{a_{01}} = \sqrt{\frac{(P_R)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_s \lambda (k-1)}} \quad (\text{Velocidade tangencial na descarga})$$

$$\eta_s = \frac{(P_R)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{U_2}{a_{01}}\right)^2 \lambda (k-1)} \quad (\text{Eficiência do estágio})$$

$$\frac{C_{\theta 2}}{a_{01}} = \frac{U_2}{a_{01}} \lambda \quad (\text{Componente tangencial de } C_2)$$

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = 1 + \left[(k-1) \frac{U_2}{a_{01}} \cdot \frac{C_{\theta 2}}{a_{01}} \right] \quad (\text{Razão de temperaturas de estagnação})$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[\eta_i \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{Razão de pressão})$$

$$\frac{C_2}{a_{01}} = \frac{C_{\theta 2}}{a_{01}} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_2} \quad (\text{Velocidade absoluta na descarga})$$

$$\frac{C_2}{a_{02}} = \frac{C_2}{a_{01}} \left(\frac{T_{01}}{T_{02}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{T_2}{T_{02}} = 1 - \frac{(k-1)}{2} \left(\frac{C_2}{a_{02}} \right)^2 \quad (\text{Razão de temperaturas na descarga})$$

$$M_2 = \frac{C_2}{a_{02}} \left(\frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Número de Mach absoluto na descarga})$$

$$\frac{U_2}{a_{02}} = \frac{U_2}{a_{01}} \left(\frac{T_{01}}{T_{02}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{U_2}{a_2} = \frac{U_2}{a_{02}} \left(\frac{T_{02}}{T_2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{C_{\theta 2}}{a_2} = \frac{C_{\theta 2}}{a_{01}} \left(\frac{T_{02}}{T_2} \cdot \frac{T_{01}}{T_{02}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{W_{\theta 2}}{a_2} = \frac{C_{\theta 2}}{a_2} - \frac{U_2}{a_2} \quad (\text{Componente tangencial de } W_2)$$

$$\frac{C_{m2}}{a_2} = M_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (\text{Componente meridional de } C_2)$$

$$M_2' = \left[\left(\frac{W_{\theta 2}}{a_2} \right)^2 + \left(\frac{C_{m2}}{a_2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Número de Mach relativo na descarga})$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{W_{\theta 2}}{a_2}}{\frac{C_{m2}}{a_2}} \right) \quad (\text{Ângulo do escoamento relativo na descarga})$$

$$\frac{P_{02}}{P_2} = \left(\frac{T_{02}}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \frac{P_{02}}{P_{01}} \cdot \frac{P_2}{P_{02}}$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_{01}} = \frac{P_2}{P_{01}} \cdot \frac{T_{02}}{T_2} \cdot \frac{T_{01}}{T_{02}} \quad (\text{Razão de massas específicas})$$

$$\frac{C_{m2}}{a_{01}} = \frac{C_{\theta 2}}{a_{01}} \cdot \frac{1}{\tan \alpha_2}$$

$$\frac{U_1}{a_{01}} = \frac{U_2}{a_{01}} \cdot \frac{r_{1s}}{r_2}$$

$$\frac{W_{\theta 1}}{a_{01}} = -\frac{U_1}{a_{01}}$$

$$\frac{C_1}{a_{01}} = \frac{W_{\theta 1}}{a_{01}} \cdot \frac{1}{\tan \beta_{1s}}$$

$$M_1 = \frac{C_1}{a_{01}} \left[1 - \frac{k-1}{2} \left(\frac{C_1}{a_{01}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Número de Mach na entrada})$$

$$M_1' = \frac{M_1}{\cos \beta_{1s}} \quad (\text{Número de Mach relativo na entrada})$$

$$M_R = \frac{M'_1}{M'_2} \quad (\text{Razão de números de Mach relativos})$$

$$\frac{W_{1s}}{a_{01}} = \left[\left(\frac{W_{\theta 1}}{a_{01}} \right)^2 + \left(\frac{C_1}{a_{01}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Velocidade relativa na ponta})$$

$$\frac{W_2}{a_{01}} = M'_2 \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Velocidade relativa na descarga})$$

$$W_R = \left(\frac{\frac{W_{1s}}{a_{01}}}{\frac{W_2}{a_{01}}} \right) \quad (\text{Razão de Velocidades relativas})$$

$$\frac{\rho_1}{\rho_{01}} = \left[\left(1 + \frac{k-1}{2} \right) \cdot M_1^2 \right]^{\frac{-1}{k-1}} \quad (\text{Razão de massas específicas na entrada})$$

Cálculo dos parâmetros adimensionais de desempenho

$$\psi = 2 \cdot \lambda \cdot n_s \quad (\text{Coeficiente de pressão})$$

$$\phi = \frac{\rho_1}{\rho_{01}} \left(\frac{r_{1s}}{r_2} \right)^2 (1 - v^2) \frac{C_1}{a_{01}} \cdot \frac{a_{01}}{U_2} \quad (\text{Coeficiente de escoamento})$$

$$\theta = \phi \cdot \frac{U_2}{a_{01}} \quad (\text{Vazão mássica adimensional})$$

(34)

$$N_s = \frac{(\pi \cdot \phi)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{\Psi}{2} \right)^{\frac{3}{4}}} \quad (\text{Velocidade específica total-total})$$

$$n_s = \frac{\left[\pi \left(\frac{r_{1s}}{r_2} \right)^2 (1 - v^2) \frac{C_1}{a_{01}} \cdot \frac{a_{01}}{U_2} \right]^{\frac{1}{2}}}{(\lambda \cdot n_s)^{\frac{3}{4}}} \quad (\text{Velocidade específica total-estática})$$

$$\dot{W}_{ND} = \psi \cdot \theta \left(\frac{U_2}{a_{01}} \right)^2 \quad (\text{Coeficiente de potência})$$

$$p_1 = \frac{p_{01}}{\left(1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) \cdot M1^2\right)^{\frac{k}{k-1}}} \quad (\text{Pressão estática na entrada})$$

$$T_1 = \frac{T_{01}}{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) \cdot M1^2} \quad (\text{Temperatura estática na entrada})$$

$$FA = \frac{\theta \left(\frac{U_2}{a_{01}}\right)^2}{1 - v^2} \quad (\text{Fator aerodinâmico na entrada})$$

Cálculo das relações geométricas principais

$$r_2 = \frac{30 \cdot U_2}{\pi \cdot \omega} \quad (\text{Raio na descarga})$$

$$b_2 = \frac{b_2}{r_2} r_2 \quad (\text{Altura da pá na descarga})$$

$$r_{1s} = \frac{r_{1s}}{r_2} \cdot r_2 \quad (\text{Raio na ponta})$$

$$r_{1h} = v \cdot r_2 \quad (\text{Raio da raiz})$$

$$A_1 = \pi (r_{1s}^2 - r_{1h}^2) \quad (\text{Área da entrada})$$

$$A_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \quad (\text{Área da descarga})$$

$$r_m = \sqrt{\frac{r_{1s}^2 + r_{1h}^2}{2}} \quad (\text{Raio médio da pá})$$

$$Z_I = \frac{\cos(\beta_{B2}) \cdot \pi}{1 - \mu} \quad (\text{Número de pás})$$

$$\mu = 1 - \frac{Z_i \cdot e_i}{2 \cdot \pi \cdot r_m} \quad (\text{Fator de bloqueio})$$

Se o fator de bloqueio não coincide com o valor suposto previamente, retorna-se ao cálculo do fator de incidência com o novo valor do fator de bloqueio.

$$\dot{W} = \dot{m} \lambda U_2^2 \quad (\text{Potência})$$

$$\frac{T_{06}}{T_{01}} = \frac{\dot{W} M_{ar} (k - 1)}{R k \dot{m} T_{01}} + 1$$

B.2 Projeto do Difusor

O ar proveniente do rotor é entregue à alta velocidade, portanto é necessário converter parte da sua energia cinética em pressão estática. Esta tarefa é desempenhada pelo difusor, o qual é comumente constituído por uma combinação de um difusor sem palhetas seguido de um difusor de palhetas. e seu projeto costuma estar baseado na experiência do projetista e em dados experimentais. Neste trabalho, optou-se por empregar um difusor de pás fixas em forma de arco, como é mostrado na Figura B.3. A seguir, é apresentado o modelo matemático utilizado para o cálculo da geometria do difusor, o qual foi baseado no trabalho desenvolvido por Eckert e Schenell (1961).

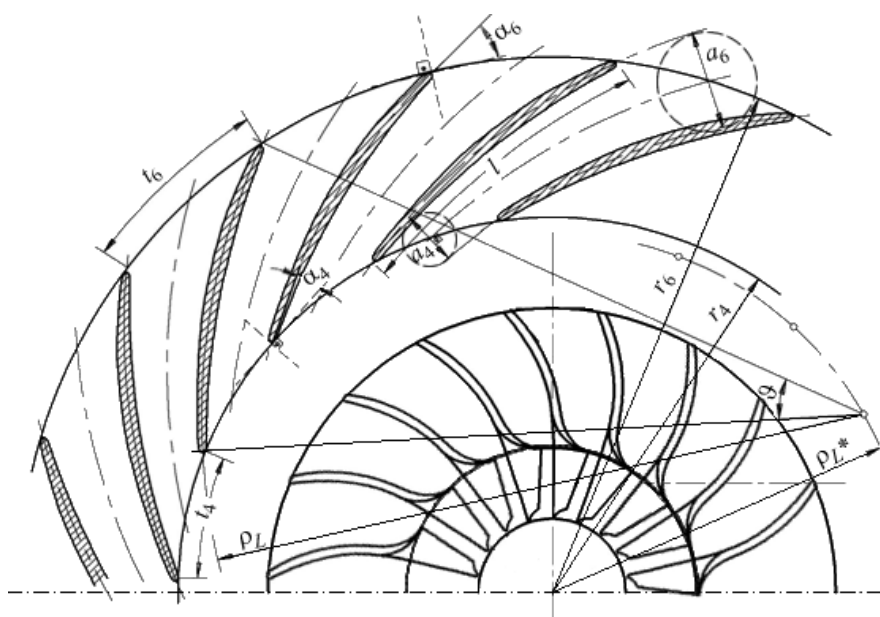


Figura B.3: Geometria do difusor do compressor centrífugo.

$$D_4 = D_2 \left(1 + \frac{X_f}{100} \right) \quad (\text{Diâmetro na entrada do difusor})$$

Onde $5 < X_f < 14$

$$b_6 = b_5 = b_4 = b_2$$

$$r \cdot c_\theta = Cte \quad (\text{free vortex})$$

$$c_{\theta 4} = \frac{D_2}{D_4} c_{\theta 2}$$

$$c_{m4} = \frac{\dot{m} R T_2}{\pi D_4 b_4 p_2}$$

$$\alpha_4 = \arctan \frac{c_{m4}}{c_{\theta 4}}$$

$$X_f = 2 \cdot b_2 \cos \alpha_4$$

Se a folga X_f não coincide com o valor suposto retorna-se ao cálculo de D_4 e refazem-se os cálculos.

$$c_4 = \frac{c_{m4}}{\sin \alpha_4}$$

$$\frac{p_6}{p_4} = \frac{p_{06}}{p_{02}} \left(\frac{\frac{k-1}{2} M_6^2}{\frac{k-1}{2} M_4^2} \right)^{-\frac{k}{k-1}}$$

$$\frac{p_{04}}{p_4} = \left(\frac{k-1}{2} M_4^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\eta_d = \left(1 + \frac{\left(\frac{p_{04}}{p_4} \right) \left(1 - \frac{p_{06}}{p_{02}} \right)}{\frac{p_6}{p_4}} \right)^{-1}$$

$$\mu = 1,4579 e^{-6} \frac{T_2^{1,5}}{T_2 + 110,4}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_2}$$

$$\frac{p_{04}}{p_{02}} = \frac{p_{02}}{\left(1 + k \cdot C_f \cdot r_2 \int_1^{np} \text{smd} \right) b_2}$$

$$\alpha_5 = \arctan \left(\frac{c_{m5}}{c_{u5}} \right)$$

$$c_5 = \frac{c_{m5}}{\sin(\alpha_5)}$$

$$M_5 = \frac{c_5}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_{05}}}$$

$$\frac{p_{04}}{p_4} = \left(\frac{k-1}{2} M_4^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\frac{p_6}{p_5} = \frac{p_{03}}{p_{02}} \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_6^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_5^2} \right]^{\frac{-k}{k-1}} \quad (\text{onde } 0,33 < M_6 < M_5)$$

$$\frac{p_{05}}{p_5} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_5^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\eta_D = \left[1 + \frac{p_{05}}{p_5} \frac{\left(1 - \frac{p_{03}}{p_{02}} \right)}{\left(\frac{p_6}{p_5} \right)} \right]^{-1} \quad \frac{p_{05}}{p_{06}} = \frac{p_{02}}{p_{03}} \quad (\text{Dixon e Hall, 2010})$$

$$a = \frac{\left(\frac{k}{k-1} \right) \eta_D - 1}{\left(\frac{k}{k-1} \right) \eta_D}$$

$$c_6 = M_6 \sqrt{kRT_{06}}$$

$$C = \frac{c_5}{c_6} \left(\frac{p_5}{p_6} \right)^a \quad (2 < C < 4)$$

$$\alpha_6 = \text{arc sen} \left(C \frac{D_5}{D_6} \text{sen} \alpha_5 \right) \quad 1,2 \leq \frac{D_5}{D_6} \leq 1,35$$

$$L = \frac{r_6^2 - r_5^2}{\sqrt{r_6^2 + r_5^2 - 2 \cdot r_5 \cdot r_6 \cdot \cos(\alpha_5 + \alpha_6)}} \quad (\text{Comprimento da pá})$$

$$\tan \vartheta = \frac{\alpha_6 - \alpha_5}{2L} \quad 4^\circ \leq \vartheta \leq 5^\circ$$

$$a_5 = \frac{2 \cdot L \cdot \tan \vartheta}{C - 1}$$

$$a_6 = a_5 \cdot C$$

$$Z_D = 2 \cdot \pi \cdot \sin(\alpha_5) \frac{r_5}{a_5}$$

$$RD = \frac{D_6}{D_5}$$

$$c_{m6} = M_6 \sin \alpha_6$$

$$AR = \frac{A_6^2}{A_{th}^2}$$

$$t_4 = \frac{2\pi r_5}{Z_{LD}} \quad (\text{Espaçamento das pás sobre o diâmetro interno})$$

$$t_6 = \frac{2\pi r_6}{Z_{LD}} \quad (\text{Espaçamento das pás sobre o diâmetro externo})$$

$$A_{th} = A_5 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_5\right) \cdot B_{fd}$$

$$D_6 = \frac{D_6}{D_5} \cdot D_5 \quad (\text{Diâmetro externo do difusor})$$

$$c_{di} = 1 - \frac{1}{AR^2} \quad (\text{Coeficiente de difusão ideal})$$

$$c_d = c_{di} \cdot \eta_D \quad (\text{Coeficiente de difusão real})$$

$$\dot{m}_{cd} = A_{th} \cdot a_{02} \cdot \rho_{05} \cdot \left(\frac{2 + (k-1) \cdot M_5^2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2 \cdot (k+1)}} \quad (\text{Vazão mássica de choque do difusor})$$

Apêndice C

PROJETOS AVALIADOS NA ETAPA DE OTIMIZAÇÃO 3D

Tabela C.1: Valores impostos às variáveis de controle dos projetos avaliados mediante análise de CFD

ID	Lx	Theta	P1XH	P1XS	P1YH	P1YS	P2XH	P2XS	P2YH	P2YS
0	0,75	50	0,5	0,5	0,1	0,1	0,1	0,1	0,5	0,5
1	0,5	40	0,4	0,4	0	0	0	0	0,4	0,4
2	1	60	0,6	0,6	0,1	0,1	0,1	0,1	0,6	0,6
3	0,75	50	0,5	0,5	0	0	0	0	0,5	0,5
4	1	60	0,4	0,6	0,1	0,1	0,1	0,1	0,6	0,6
5	0,5	40	0,6	0,4	0	0	0	0	0,4	0,4
6	0,5	60	0,6	0,6	0,1	0,1	0,1	0,1	0,6	0,6
7	1	40	0,5	0,5	0	0	0	0	0,4	0,4
8	0,5	50	0,6	0,6	0,1	0,1	0,1	0,1	0,5	0,5
9	0,75	40	0,4	0,4	0	0	0	0	0,4	0,4
10	0,5	60	0,4	0,5	0,1	0,1	0,1	0,1	0,6	0,6
11	1	40	0,6	0,4	0	0	0	0	0,4	0,4
12	0,75	60	0,4	0,6	0,1	0,1	0,1	0,1	0,6	0,6
13	1	50	0,5	0,4	0	0	0	0	0,5	0,5
14	0,75	40	0,5	0,4	0,1	0	0,1	0	0,4	0,4
15	1	60	0,6	0,5	0	0,1	0	0,1	0,6	0,6
16	0,5	50	0,4	0,5	0,1	0	0,1	0	0,5	0,5
17	1	60	0,6	0,6	0	0,1	0	0,1	0,6	0,6
18	0,5	50	0,6	0,4	0,1	0	0,1	0	0,5	0,5
19	0,75	60	0,5	0,6	0	0,1	0	0,1	0,6	0,6
ID	Lx	Theta	P1XH	P1XS	P1YH	P1YS	P2XH	P2XS	P2YH	P2YS

ID	Lx	Theta	P1XH	P1XS	P1YH	P1YS	P2XH	P2XS	P2YH	P2YS
20	1	50	0,4	0,5	0	0,1	0	0,1	0,5	0,5
21	0,5	60	0,5	0,6	0	0,1	0	0,1	0,6	0,6
22	0,75	50	0,4	0,5	0,1	0	0,1	0	0,5	0,5
23	0,75	50	0,6	0,5	0	0,1	0	0,1	0,5	0,5
24	1	40	0,4	0,4	0,1	0	0,1	0	0,4	0,4
25	0,5	50	0,4	0,6	0	0,1	0	0,1	0,5	0,5
26	1	40	0,5	0,4	0,1	0	0,1	0	0,4	0,4
27	0,75	40	0,6	0,5	0,1	0	0,1	0	0,4	0,4
28	0,5	60	0,6	0,5	0,1	0	0,1	0	0,6	0,6
29	1	50	0,4	0,4	0	0,1	0	0,1	0,4	0,5
30	0,5	50	0,6	0,6	0,1	0	0,1	0	0,6	0,5
31	0,75	40	0,5	0,5	0	0,1	0	0,1	0,5	0,4
32	0,5	50	0,4	0,6	0,1	0	0,1	0	0,6	0,6
33	0,75	60	0,4	0,6	0,1	0	0,1	0	0,5	0,6
34	1	40	0,6	0,4	0	0,1	0	0,1	0,4	0,5
35	0,5	40	0,4	0,5	0	0,1	0	0,1	0,5	0,4
36	0,75	60	0,6	0,6	0,1	0	0,1	0	0,6	0,5
37	0,5	50	0,4	0,4	0	0,1	0	0,1	0,4	0,4
38	1	60	0,5	0,6	0,1	0	0,1	0	0,6	0,6
39	0,75	40	0,6	0,4	0	0,1	0	0,1	0,4	0,5
40	1	60	0,5	0,5	0,1	0	0,1	0	0,5	0,6
41	0,5	40	0,5	0,4	0	0,1	0	0,1	0,4	0,4
42	1	50	0,4	0,6	0,1	0	0,1	0	0,6	0,6
43	0,5	60	0,6	0,6	0	0	0	0	0,5	0,6
44	1	50	0,4	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1	0,4	0,5
45	0,75	50	0,5	0,6	0	0	0	0	0,6	0,5
46	1	40	0,4	0,5	0,1	0,1	0,1	0,1	0,4	0,4
47	0,75	60	0,5	0,6	0	0	0	0	0,6	0,5
48	1	40	0,6	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1	0,5	0,4
49	0,5	60	0,4	0,5	0	0	0	0	0,5	0,6
50	0,75	50	0,6	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1	0,4	0,4
51	0,75	40	0,4	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1	0,4	0,4
52	1	50	0,6	0,6	0	0	0	0	0,6	0,6
53	0,5	40	0,5	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1	0,4	0,5
54	1	60	0,6	0,5	0	0	0	0	0,5	0,6
55	0,5	50	0,5	0,4	0,1	0,1	0,1	0,1	0,4	0,4
56	0,75	60	0,4	0,5	0	0	0	0	0,6	0,6
57	0,5	40	0,6	0,5	0,1	0,1	0,1	0,1	0,5	0,4
ID	Lx	Theta	P1XH	P1XS	P1YH	P1YS	P2XH	P2XS	P2YH	P2YS

ID	Lx	Theta	P1XH	P1XS	P1YH	P1YS	P2XH	P2XS	P2YH	P2YS
58	1	60	0,5	0,6	0	0	0	0	0,6	0,5
59	0,75	40	0,6	0,6	0	0,1	0,1	0,1	0,5	0,6
60	1	50	0,4	0,4	0,1	0	0	0	0,6	0,4
61	0,5	50	0,5	0,5	0	0,1	0,1	0,1	0,4	0,5
62	0,75	60	0,4	0,4	0,1	0	0	0	0,6	0,4
63	0,75	60	0,6	0,4	0,1	0	0	0	0,5	0,4
64	0,5	40	0,4	0,6	0	0,1	0,1	0,1	0,5	0,6
65	1	60	0,6	0,5	0,1	0	0	0	0,6	0,5
66	0,5	60	0,4	0,4	0,1	0	0	0	0,5	0,4
67	1	40	0,5	0,6	0	0,1	0,1	0,1	0,4	0,5
68	0,75	50	0,5	0,5	0,1	0	0	0	0,6	0,5
69	1	40	0,6	0,6	0	0,1	0,1	0,1	0,5	0,6
ID	Lx	Theta	P1XH	P1XS	P1YH	P1YS	P2XH	P2XS	P2YH	P2YS

Glossário

- Aleatório – *Random*** a sequência aleatória espalha pontos uniformemente no espaço design. Baseia-se a teoria matemática de geração de números aleatórios. (Esteco, 2008). 135
- Ansys CFX®** é um programa para análise de *CFD* de propósito geral de alta performance usado para simular escoamento de fluidos em uma variedade de aplicações, que tem suas raízes nos programas TASCflow® e CFX-4®. 71, 94, 101, 152
- B-spline*** é uma curva definida matematicamente por dois ou mais pontos de controle que tem o mínimo suporte em relação a um determinado grau, suavidade e partição do domínio. É a abreviatura de *spline* básico. (Answers, 2007). 10, 11
- BFGS – Broyden-Fanno-Fletcher-Goldfarb-Shanno*** este algoritmo em sua forma original não tem em conta possíveis restrições de desigualdade nas variáveis de projeto, pelo contrário, processa estes limites de uma maneira adequada. (Esteco, 2008). 137
- Box-Behnken*** este método usa uma seleção de esquinas, faces e pontos centrais para explorar o espaço experimental com menos pontos do que um fatorial completo. É semelhante ao Cúbico de Face Centrada, mas com a diferença de que nenhum canto ou pontos extremos são utilizados. (Esteco, 2008). 136
- CATIA®** é um pacote de software comercial multi-plataforma de CAD / CAM / CAE desenvolvido pela empresa francesa Dassault Systemes. (Answers, 2007). 10
- Critério de Von Mises*** suposição de que a deformação plástica de um material começa quando a soma dos quadrados dos componentes principais do estresse atinge um certo valor crítico. (Answers, 2007). 9
- Cúbico de Face Centrada – *Face-Centered-Cubic*** este método permite o cálculo das interações de segunda ordem. É menos caro do que um fatorial completo de três níveis e é equivalente a um fatorial completo com dois níveis mais os pontos médios do hipercubo do espaço de projeto. (Esteco, 2008). 74, 136
- Curva de Bézier*** é uma curva polinomial expressa como a interpolação linear entre alguns pontos representativos, chamados de pontos de controle. (Answers, 2007). 10, 12, 13, 71, 74, 97
- Fatorial Reduzido*** é um planejamento experimental constituído por um subconjunto cuidadosamente escolhido (fração) das corridas experimentais de um planejamento fatorial completo. (SEMATECH, 2013). 136, 151
- FORTRAN®** é uma linguagem de programação de uso geral que é especialmente adequada para computação numérica e computação científica. O nome é um acrônimo da expressão "*IBM Mathematical FORMula TRANslation System*". (Answers, 2007). 7
- GateCycle®** software comercial que prevê o desempenho tanto no projeto quanto fora deste de plantas de ciclo combinado, plantas com caldeira a combustível fóssil, centrais nucleares, sistemas de cogeração, centrais combinadas de calor e eletricidade, ciclos avançados de turbina a gás entre outros sistemas de energia. O software permite fazer avaliações rápidas, engenharia detalhada, projetar, na modernização, re-energização e testes de aceitação. (GE, 1989). 66, 104
- Kriging*** é um método de regressão usado em geoestatística para aproximar ou interpolar dados. (Answers, 2007) 9
- Métodos de Taguchi** são métodos estatísticos desenvolvidos por Genichi Taguchi para melhorar a qualidade dos produtos fabricados e, mais recentemente, também aplicados à engenharia, biotecnologia, marketing e publicidade. (Answers, 2007). 9, 136
- Modelagem unidimensional – 1D** que tem apenas uma dimensão ou só pode ser medido em uma direção (de ordem zero). A grande vantagem dessa abordagem é permitir uma importante economia de tempo de modelagem e de processamento. (Answers, 2007) ii, 3, 6, 10, 12, 13, 16, 65, 66, 68, 69, 71, 84, 97, 113
- Modelagem bidimensional – 2D** utilizada no início da fase de concepção buscando obter a secção meridional típica de uma pá. (Ansys, 2009). 6–8, 12, 65

- Modelagem tridimensional – 3D** este tipo de simulação é necessária para obter escoamentos secundários e / ou locais de choque em geometrias tridimensionais. (Ansys, 2009). ii, iii, vi–ix, 3, 7–11, 13, 65, 70, 71, 73–76, 91, 94–97, 100, 102, 104, 106–108, 115, 116
- Modelagem quase-tridimensional – quase-3D** é uma simulação 2D em que os termos de origem extras são usados para dar conta da aceleração / desaceleração causada pelo desenvolvimento das camadas limite. (Ansys, 2009). 6, 65
- MOGA – Multi-Objective Genetic Algorithm** este procedimento usa um algoritmo elitista inteligente de multi-busca. Este operador elitista é capaz de conservar algumas excelentes soluções sem levar a uma convergência prematura para fronteiras de ótimos locais. (Esteco, 2008). 136
- MOGT – Multi-Objective Game Theory** este algoritmo multiobjetivo baseia-se na teoria dos jogos (J.F. Nash), e, em especial, nos jogos entre jogadores competitivos. (Esteco, 2008). 137
- MOPSO – Multi-Objective Particle Swarm Optimization** este algoritmo é motivado pela simulação do comportamento social dos pássaros. No MOPSO as soluções potenciais voam pelo espaço do problema, seguindo o ótimo atual. Cada única solução é um pássaro (partícula) no espaço de busca voando pelo espaço do problema seguindo a partícula ótima chamada de guia. (Esteco, 2008). ix, 74
- MOSA – Multi-Objective Simulated Annealing** é baseado no trabalho de citetkirkpatrick1983 sobre *Simulated Annealing*. É um algoritmo de busca local, procurando minimizar um único objetivo. A ideia subjacente ao método é não permitir movimentos bruscos, pois eles podem ajudar a escapar mínimos locais. (Esteco, 2008). 137
- Número de Mach** é a razão entre a velocidade real de um objeto e a velocidade local do som em um dado momento ou lugar. (Answers, 2007). vi, vii, 26, 27, 30, 42–52, 55, 59, 67, 69, 79–82, 84–89, 92–94, 113, 114, 118, 139, 141–143
- Planejamento de experimentos – DOE** é uma abordagem sistemática e rigorosa que aplica princípios e técnicas na fase de coleta de dados, de modo a garantir a geração de conclusões válidas, justificáveis e suportáveis, sob a restrição de um uso mínimo de experimentos, tempo e dinheiro. (SEMATECH, 2013). 11, 12, 69, 74, 79–81, 135–137
- Plackett Burman** são desenhos 2^k fracionados em dois níveis com $n = k + 1$ pontos do projeto que deveriam ser um múltiplo de 4. Os projetos Plackett-Burmann coincidem com o *Fatorial Reduzido* quando o número de corridas é uma potência de 2. (Esteco, 2008). 136
- Quadrado Latino – Latin Square** com este método, é possível estimar apenas os efeitos principais. Um quadrado latino de ordem n é uma matriz de n por n elementos com entradas de algum alfabeto de tamanho n (isto é, uma lista de n símbolos) de tal modo que as entradas em cada linha e as entradas em cada coluna são distintas. (Esteco, 2008). 136
- Satisfação de Restrições – Constraint Satisfaction** o objetivo do problema de satisfação de restrições é encontrar uma atribuição para cada variável de modo que todas as restrições sejam satisfeitas. Problemas altamente restritos podem ser realmente difíceis de abordar e os algoritmos muitas vezes consomem um tempo excessivamente alto para resolver exatamente estes problemas. (Esteco, 2008). 135
- SIMPLEX** é o conhecido "*Simplex Nelder & Mead*" atualizado para levar em conta variáveis discretas e restrições. É um algoritmo para problemas de otimização não linear e não deve ser confundido com o método simplex para programação linear. (Esteco, 2008). 137
- Sobol** é um algoritmo determinista que imita o comportamento da sequência aleatória: o objetivo é uniformizar a distribuição das amostras no espaço de projeto. Mas neste caso, os efeitos de agrupamento aleatório são reduzidos. (Esteco, 2008). 135
- Stall** É uma situação de escoamento anormal resultante de uma perda da superfície de sustentação nas pás do compressor, resultando numa queda do seu desempenho. v, 11, 28, 42, 44, 58
- Entupimento** é uma situação anormal de escoamento em que um ou mais estágios do rotor não conseguem deixar o passar fluido suavemente para os estágios seguintes. A condição de bloqueio é causada por uma razão de pressão que é incompatível com a rotação da turbina ou do compressor. (Answers, 2007). v, 23, 26, 27, 30

Surge é um escoamento de ar para frente e para trás através do compressor, que é acompanhado por indícios que vão desde rumores abafados de explosão e de vibrações, aumento rápido na temperatura dos gases de exaustão ou a queda da rotação que é a principal indicação dessa condição. Isto pode provocar apagamento e até mesmo um dano físico da turbina. (Answers, 2007). 9, 12, 23, 27–30, 47

TASCflow® foi um sistema de análise de *CFD* de propósito geral que utilizava um volume de controle baseado em um esquema de discretização por elementos finitos para criar um sistema linear de equações que era resolvido mediante um solucionador acoplado. Foi incorporado no software Ansys CFX® (Answers, 2007) 8, 149

Validação Cruzada – Cross Validation este método estima o erro do modelo *Kriging* e de acordo com um padrão de distribuição do erro, escolhe um novo conjunto de valores de entrada a fim de tornar o modelo *Kriging* mais confiável. Este método distribui os desenhos uniformemente no espaço de variáveis de acordo com os resíduos. (Esteco, 2008). 136

A PRESENTE TESE FOI TIPOGRAFADA COM L^AT_EX

©

Elkin Ivan Gutiérrez Velásquez

2013