



OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA E AERODINÂMICA DE UM IMPELIDOR DE COMPRESSOR CENTRÍFUGO

Marcelo dos Santos Romualdo

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientadores: Atila Pantaleão Silva Freire
Su Jian

Rio de Janeiro
Setembro de 2011

OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA E AERODINÂMICA DE UM IMPELIDOR DE
COMPRESSOR CENTRÍFUGO

Marcelo dos Santos Romualdo

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Examinada por:



Prof. Atila Pantaleão Silva Freire, Ph.D.



Prof. Su Jian, D.Sc.



Prof. Gustavo César Rachid Bodstein, Ph.D.



Prof. Antonio Carlos Fernandes, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

SETEMBRO DE 2011

Romualdo, Marcelo dos Santos

Otimização Geométrica e Aerodinâmica de um
Impelidor de Compressor Centrífugo / Marcelo dos Santos
Romualdo. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2011.

XVIII, 108 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Atila Pantaleão Silva Freire

Su Jian

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de
Engenharia Mecânica, 2011.

Referências Bibliográficas: p. 105-108.

1. Compressor. 2. Projeto. 3. Otimização. I. Freire,
Atila Pantaleão Silva *et al.* II. Universidade Federal do
Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia
Mecânica. III. Título.

*Aos meus queridos pais Orlando e Wilma,
que não mediram esforços para tornar isto possível.*

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

OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA E AERODINÂMICA DE UM IMPELIDOR DE COMPRESSOR CENTRÍFUGO

Marcelo dos Santos Romualdo

Setembro/2011

Orientadores: Atila Pantaleão Silva Freire

Su Jian

Programa: Engenharia Mecânica

Este trabalho ressalta a importância da fase de projeto preliminar de um impelidor de compressor centrífugo. É nesta fase que a maioria das decisões é tomada, as quais afetam o projeto como um todo. Apresentar uma forma de aperfeiçoar os parâmetros geométricos e aerodinâmicos resultantes do projeto preliminar de um impelidor de compressor centrífugo é o objetivo principal deste trabalho. Inicialmente uma metodologia de projeto preliminar baseada nos estudos de Whitfield e Baines (1990) e Oh *et al.* (1997) foi desenvolvida e aplicada no projeto de um impelidor de compressor de ar. Em seguida, os parâmetros resultantes deste projeto preliminar foram otimizados, tendo como foco a maximização do desempenho do impelidor em seu ponto de projeto. Dois métodos foram utilizados para a obtenção dos parâmetros otimizados: um método matemático baseado em programação não linear – Quase-Newton – e um método estocástico – Algoritmos Genéticos. Os resultados mostraram que existem vantagens em se otimizar parâmetros do impelidor ainda na fase de projeto preliminar, além de evidenciar que, tendo como base a metodologia de projeto desenvolvida, um simples método matemático baseado em gradientes é suficiente para se alcançar o resultado ótimo.

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

GEOMETRIC AND AERODYNAMIC OPTIMIZATION OF A CENTRIFUGAL
COMPRESSOR IMPELLER

Marcelo dos Santos Romualdo

September/2011

Advisors: Atila Pantaleão Silva Freire

Su Jian

Department: Mechanical Engineering

This work emphasizes the importance of the preliminary design phase of a centrifugal compressor impeller. In this phase most decisions are made which can affect all the design development. Provide a method to improve the aerodynamic and geometrical parameters resulting from the preliminary design of a centrifugal compressor impeller is the main purpose of this work. Initially a preliminary design methodology based on studies of Whitfield and Baines (1990) and Oh *et al.* (1997) was developed and applied in the design of an air compressor impeller. After, the parameters resulting from this preliminary design were optimized in order to maximize the impeller's performance in its design point. Two methods were used to obtain the optimized parameters: a mathematical method based on nonlinear programming – Quasi-Newton – and a stochastic method – Genetic Algorithms. The results have shown that there are a lot of advantages in optimize parameters of the impeller in preliminary design phase and shown that based on the design methodology developed it is only necessary a simple mathematical model based on gradients to achieve the optimal result.

Sumário

Resumo	v
Abstract	vi
Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Símbolos	xiv
1. Introdução	1
1.1. Motivação	1
1.2. Objetivos	2
1.3. Metodologia	2
1.4. Organização do Trabalho	3
2. Revisão Bibliográfica	5
2.1. O Projeto de Turbomáquinas: Uma Visão Geral	5
2.2. O Projeto Preliminar de um Impelidor de Compressor Centrífugo	8
2.2.1. Projeto da Região de Entrada do Impelidor	9
2.2.2. Projeto da Região de Saída do Impelidor	13
2.3. Modelos de Perdas	21
2.4. Estudos na Área de Otimização de Compressores Centrífugos	23
2.4.1. Perdichizzi e Savini (1985)	23
2.4.2. Al-Zubaidy (1992)	26
2.4.3. Qiu <i>et al.</i> (2010)	30
3. Fundamentos de Compressores Centrífugos	33
3.1. Introdução	33

3.2. Compressores Centrífugos: Características Básicas	34
3.3. Termodinâmica Aplicada ao Funcionamento de um Compressor	35
3.3.1. O Compressor como um Volume de Controle	35
3.3.2. A Hipótese de Regime Permanente: Conservação de Massa e Energia	36
3.3.3. Compressão Ideal Isentrópica	38
3.3.4. Compressão Ideal Politrópica	40
3.3.5. Eficiência Termodinâmica da Compressão	41
3.3.6. Condição de Estagnação	43
3.4. Teoria dos Compressores Centrífugos	46
3.4.1. Equação Fundamental – Teoria de Euler	46
3.4.2. Fator de Escorregamento	53
3.4.3. Entalpia de Estagnação Relativa e o Conceito de Rotalpia	55
3.4.4. Análise Dimensional e Semelhança	56
4. Metodologia de Projeto e Otimização	61
4.1. Metodologia de Projeto	61
4.1.1. O Projeto Preliminar do Impelidor com Base na Metodologia de Whitfield e Baines (1990)	61
4.1.2. Verificação do Desempenho com Base nos Estudos de Oh <i>et al.</i> (1997)	71
4.2. Otimização	73
4.2.1. Otimização Não Linear Clássica: Métodos de Newton e Quase- Newton	76
4.2.2. Otimização Estocástica: Algoritmos Genéticos	79
5. Descrição do Problema e Análise dos Resultados	84
5.1. Introdução	84
5.2. Projeto Preliminar do Impelidor	85
5.2.1. Projeto da Geometria	85
5.2.2. Verificação do Desempenho	88
5.3. Otimização da Geometria do Impelidor A3	89
5.3.1. Estrutura do Problema de Otimização	89
5.3.2. Resultados da Otimização	91

5.3.3. Conclusão da Análise dos Resultados da Otimização	100
5.4. Análise Comparativa entre os Dados do Impelidor A3 Original e os Dados do Impelidor A3 Otimizado	100
6. Conclusões Gerais e Sugestões	103
Referências Bibliográficas	105

Lista de Figuras

Figura 2.1	Entrada do impelidor – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)	10
Figura 2.2	Ângulo relativo do gás no <i>shroud</i> para um valor mínimo do número de Mach relativo – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)	12
Figura 2.3	Comportamento da vazão mássica para alguns números de Mach relativos, considerando a alteração do ângulo relativo do gás no <i>shroud</i> – Adaptado de Came e Robinson (1999)	12
Figura 2.4	Efeito do uso de pás para trás no número de Mach na saída – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)	14
Figura 2.5	Variação do número de Mach na saída com o ângulo da pá e a razão de pressão – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)	15
Figura 2.6	Efeito do ângulo do gás na saída no número de Mach – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)	16
Figura 2.7	Efeito do ângulo da pá na saída e da razão de pressão no número de Mach relativo na entrada – Adaptado de Whitfield e Baines (1990) ..	17
Figura 2.8	Variação de M_2 e M_{r1s} através de uma faixa de razões de pressão – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)	17
Figura 2.9	Efeito da variação de r_{1s}/r_2 no número de Mach relativo no <i>shroud</i> – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)	18
Figura 2.10	Efeito da redução de r_{1s}/r_2 na relação b_2/r_2 – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)	19

Figura 2.11	Influência do projeto de pás para trás no coeficiente de trabalho – Adaptado de Came e Robinson (1999)	20
Figura 2.12	Comportamento da velocidade periférica com a razão de pressão – Adaptado de Came e Robinson (1999)	20
Figura 2.13	Gráfico do projeto preliminar de um impelidor centrífugo – Adaptado de Al-Zubaidy (1992)	27
Figura 2.14	Fluxograma do procedimento de CAD – Al-Zubaidy (1992)	28
Figura 2.15	Sistema de projeto linear convencional – Adaptado de Qiu <i>et al.</i> (2010)	31
Figura 2.16	Sistema de projeto integrado – Adaptado de Qiu <i>et al.</i> (2010)	32
Figura 3.1	Classificação sumária dos compressores industriais	34
Figura 3.2	Estágio de compressão de um compressor centrífugo de múltiplos estágios – Adaptado de Giampiero (2007)	34
Figura 3.3	Compressor centrífugo de múltiplos estágios – Giampiero (2007)	35
Figura 3.4	O compressor como um volume de controle	36
Figura 3.5	Energias envolvidas na compressão	37
Figura 3.6	Comparação dos processos de compressão no plano pressão-volume específico – Adaptado de Rodrigues (1991)	41
Figura 3.7	Diagrama h-s para um estado de estagnação	44
Figura 3.8	Elementos de um impelidor centrífugo	47
Figura 3.9	Corte radial do impelidor – composição vetorial para determinar a velocidade absoluta do gás	48
Figura 3.10	Triângulos de velocidades nas arestas de entrada e saída do impelidor	49

Figura 3.11	Componentes tangencial e radial da velocidade absoluta na aresta de saída	50
Figura 3.12	(a) Comportamento <i>head</i> vs. vazão volumétrica descarregada para um impelidor centrífugo, com base na teoria de Euler; (b) Possíveis configurações das pás – Adaptado de Rodrigues (1991)	52
Figura 3.13	Influência das não idealidades sobre o desempenho de um compressor centrífugo – Adaptado de Rodrigues (1991)	52
Figura 3.14	Triângulo de velocidades com o efeito do escorregamento	53
Figura 3.15	Perdas e eficiência vs. coeficiente de vazão – Adaptado de Dalbert <i>et al.</i> (1999)	58
Figura 4.1	Desenvolvimento básico de um AG	80
Figura 4.2	Operadores Genéticos	81
Figura 4.3	Exemplo de Codificação Genética	81
Figura 5.1	Evolução da otimização – Casos I a IV	94
Figura 5.2	Evolução da otimização – Casos V a VIII	95
Figura 5.3	Comportamento das variáveis independentes	96
Figura 5.4	Evolução da otimização – Caso A	98
Figura 5.5	Evolução da otimização – Caso B	99

Lista de Tabelas

Tabela 2.1	Modelos empíricos de perdas analisados por Oh <i>et al.</i> (1997)	22
Tabela 5.1	Condição de projeto dos impelidores	86
Tabela 5.2	Parâmetros de projeto arbitrados inicialmente	86
Tabela 5.3	Resultados iniciais dos projetos dos impelidores	87
Tabela 5.4	Dados de desempenho dos impelidores	88
Tabela 5.5	Restrições de projeto	91
Tabela 5.6	Resultados da otimização – Casos I a IV	93
Tabela 5.7	Resultados da otimização – Casos V a VIII	95
Tabela 5.8	Parametrização considerada para os AGs	97
Tabela 5.9	Resultados da otimização – Configuração <i>default</i> (Caso A)	98
Tabela 5.10	Resultados da otimização – Configuração modificada (Caso B)	99
Tabela 5.11	Comparação entre os impelidores A3 original e A3 otimizado – Dados geométricos e aerodinâmicos	101
Tabela 5.12	Comparação entre os impelidores A3 original e A3 otimizado – Dados de desempenho	102

Lista de Símbolos

A	área
a	velocidade do som
b	altura da pá
C	velocidade absoluta
C_f	coeficiente de atrito
c_p	calor específico a pressão constante
c_v	calor específico a volume constante
d	diâmetro
d_h	diâmetro hidráulico médio do impelidor
ds	diâmetro específico
\dot{E}	taxa de energia
e	energia específica
GkW	potência termodinâmica de compressão
g	aceleração da gravidade
H	<i>head</i> termodinâmico
H_E	<i>head</i> de Euler ou <i>head</i> teórico (ΔH_E)

h	entalpia específica
I	entalpia
i	ângulo de incidência
L_B	comprimento da linha média do escoamento entre pás
L_m	comprimento da linha média do escoamento no plano meridional
\dot{m}	vazão mássica
M	número de Mach
M_U	número de Mach periférico
MW	massa molar
n	coeficiente politrópico
N	velocidade angular
ns	velocidade específica
P	potência
P_{cruz}	probabilidade de cruzamento
P_{mut}	probabilidade de mutação
p	pressão
P_R	razão de pressão
\dot{Q}	taxa de calor trocado
Q	vazão volumétrica
q	calor trocado específico

R	constante do gás
\bar{R}	constante universal do gás perfeito
r	raio
R_e	número de Reynolds
s	incremento de uma variável entre iterações consecutivas
T	temperatura ; torque
U	velocidade periférica
v	volume específico
\dot{W}	taxa de trabalho
W	velocidade relativa
w	trabalho específico
z	número de pás
Z	altura
α	ângulo de escoamento absoluto em relação à direção tangencial
α'	ângulo de escoamento absoluto em relação à direção radial
β	ângulo de escoamento relativo em relação à direção tangencial
β'	ângulo de escoamento relativo em relação à direção radial
β_B	ângulo da pá em relação à direção tangencial
β'_B	ângulo da pá em relação à direção radial
γ	coeficiente isentrópico

ΔH_E	<i>head</i> de Euler ou <i>head</i> teórico (H_E)
Δh_{in}	perda por incidência
Δh_{bl}	perda por carregamento da pá
Δh_{sf}	perda por atrito
Δh_{cl}	perda por folga
Δh_{df}	perda por atrito no disco
Δh_{rc}	perda por recirculação
Δh_{lk}	perda por vazamento
ε	folga ; tolerância
η	eficiência
θ	vazão mássica adimensional
λ	coeficiente de trabalho
μ	viscosidade dinâmica ; coeficiente de <i>head</i>
ν	viscosidade cinemática
ρ	massa específica
σ	fator de escorregamento
τ_{hs}	razão de raios <i>hub-shroud</i>
τ_{st}	razão de raios <i>shroud-tip</i>
ϕ	coeficiente de vazão volumétrica
ω	velocidade angular

Subscritos

0	condição de estagnação
1	entrada (do impelidor) ; condição inicial
2	saída (do impelidor) ; condição final
<i>est</i>	estágio
<i>h</i>	<i>hub</i>
<i>imp</i>	impelidor
<i>k</i>	iteração
<i>P</i>	politrópico
<i>pes</i>	componentes estacionários – difusor, canal de retorno, pás guias etc.
<i>r</i>	componente radial ; relativo (a)
<i>real</i>	real
<i>s</i>	isentrópico ; <i>shroud</i>
<i>slip</i>	escorregamento
<i>t – t</i>	total-total
<i>u</i>	componente tangencial

Sobrescritos

<i>k</i>	iteração
*	exato

Capítulo 1

Introdução

1.1 Motivação

A busca pelo estado da arte deve fazer parte das metas de qualquer profissional de engenharia. Uma das exigências da atual conjuntura tecnológica é que o profissional deste ramo mantenha-se atualizado, buscando sempre novas soluções e melhores resultados naquilo que desenvolve.

Atualmente ouve-se com frequência a palavra *otimizar*, ou *otimização*. Nunca se refletiu tanto na otimização de processos e de recursos como nas últimas décadas. E quando se trata de energia, esta palavra se torna imperativa. Devido à escassez dos recursos energéticos cada vez mais acentuada a nível mundial, agregada ao alto custo da produção de energia e aos prejuízos ambientais gerados, tecnologias têm sido desenvolvidas e aprimoradas com o intuito de tornar as máquinas industriais mais eficientes, visto que estes equipamentos têm relevante papel no consumo e na geração de energia.

As turbomáquinas são os equipamentos industriais que mais consomem – ou geram – energia. São utilizadas principalmente nos segmentos de petróleo e gás, química, petroquímica e geração de energia. No Brasil, a Petrobras é a companhia que possui o maior número de turbomáquinas em operação. A sua base instalada possui mais de 400 turbomáquinas de grande porte, na qual estão incluídos compressores centrífugos e axiais, turbinas a vapor, turbinas a gás e turboexpansores. As potências instaladas variam na ordem de até 9MW para compressores e turbinas a vapor, 32MW para turboexpansores e 40MW para turbinas a gás. Em unidades da Petrobras ainda em fase de projeto básico, existem equipamentos especificados como compressores e turbinas a vapor, na ordem de 30MW.

Com as recentes descobertas da companhia como, por exemplo, os campos do Pré-Sal, novos desafios têm surgido no que tange encontrar equipamentos que atendam aos limites operacionais impostos pelo Pré-Sal. Neste sentido, parcerias têm se estabelecido entre a Petrobras e fabricantes de turbomáquinas com o intuito de atuar no desenvolvimento de novos equipamentos. Logo, o conhecimento na área de projeto de turbomáquinas tem se tornado algo necessário também por parte dos usuários de turbomáquinas.

Além das parcerias com fabricantes, um dos objetivos recentes da Petrobras nesta área é criar no Brasil uma estrutura nas universidades, nos centros de tecnologia e na indústria para apoiá-la nas atividades relacionadas à turbomáquinas.

Diante do exposto, foi esta necessidade atual da companhia, agregada a busca pelo estado da arte do projeto de turbomáquinas, o que motivou o desenvolvimento deste tema.

1.2 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é desenvolver uma ferramenta que aperfeiçoe o projeto preliminar de um impelidor de compressor centrífugo, mediante a otimização dos parâmetros geométricos e aerodinâmicos gerados nesta fase de projeto. Pretende-se ainda demonstrar a importância do desenvolvimento de um projeto preliminar ótimo, visto que as decisões tomadas nesta fase influenciam o projeto de uma turbomáquina como um todo. A ferramenta desenvolvida é uma metodologia de projeto preliminar concebida com base em Whitfield e Baines (1990) e Oh *et al.* (1997), implementada em MatLab[®] para a obtenção e otimização da geometria preliminar do impelidor.

Além dos objetivos ora mencionados, este trabalho visa contribuir com a área de projeto de turbomáquinas ao propor uma nova ferramenta de projeto preliminar de impelidor de compressor centrífugo.

1.3 Metodologia

Este trabalho foi dividido basicamente em duas partes principais: i) O projeto preliminar de um impelidor de compressor centrífugo e; ii) A otimização das variáveis

de projeto do impelidor focando a maximização do seu desempenho no ponto de projeto.

O projeto preliminar foi desenvolvido com base na metodologia de Whitfield e Baines (1990) – geometria – e no estudo de Oh *et al.* (1997) – desempenho, onde foram utilizadas ferramentas tradicionais como parâmetros adimensionais, equações paramétricas e empiricismo.

Após o desenvolvimento do projeto preliminar do impelidor, foi realizada a otimização das variáveis de projeto. Para isso foi necessário estabelecer: i) a condição de projeto – as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho, a razão de pressão, as condições de pressão e temperatura na entrada e a vazão mássica requerida –; ii) as variáveis de projeto; iii) a função objetivo e; iv) as restrições geométricas, mecânicas e fluidodinâmicas. Foram utilizados dois métodos distintos na otimização dos parâmetros: um método matemático baseado em programação não linear e um método estocástico. Os resultados desta etapa foram obtidos através do software comercial MatLab[®], o qual possui um pacote específico de otimização.

Concluindo o trabalho, foi realizada uma análise entre a geometria ótima e a geometria não-otimizada, onde se verificou a importância em se otimizar parâmetros geométricos e aerodinâmicos de um impelidor ainda na fase de projeto preliminar, além de ter sido realizada uma análise entre os algoritmos utilizados no processo de otimização.

1.4 Organização do Trabalho

O trabalho está estruturado de forma a ressaltar a importância da fase de projeto preliminar no desenvolvimento do projeto de um impelidor de compressor centrífugo. Inicialmente é apresentada uma revisão bibliográfica que aborda assuntos como o estado da arte do projeto de turbomáquinas, o projeto preliminar de impelidores de compressores centrífugos, modelos de perdas aplicados em uma análise unidimensional, além de apresentar alguns estudos na área de otimização de compressores centrífugos.

O capítulo seguinte é dedicado à fundamentação teórica dos compressores centrífugos, onde são tratados assuntos desde as características básicas da máquina, passando pela aerotermodinâmica aplicada ao funcionamento do compressor, até a

teoria dos compressores centrífugos propriamente dita – equação fundamental e análise dimensional.

Após uma abordagem da fundamentação teórica dos compressores centrífugos, o próximo capítulo foi dedicado aos métodos de otimização utilizados no desenvolvimento do trabalho. São abordados aspectos da otimização – programação matemática – e descritos os seguintes métodos: i) O método consagrado Quase-Newton, que é aplicado em problemas não lineares, multivariável e com restrições e; ii) Os Algoritmos Genéticos que são metaheurísticas baseadas nos mecanismos de seleção natural e da genética, altamente aplicadas na solução de problemas complexos.

O penúltimo capítulo traz a descrição do problema e uma análise dos resultados. Inicialmente foi realizado o projeto geométrico e aerodinâmico de um impelidor, verificado o seu desempenho e posteriormente otimizada a sua geometria. Os resultados gerados foram analisados e comentados.

E finalmente, o último capítulo traz as conclusões e são feitas sugestões para o desenvolvimento de trabalhos futuros que venham complementar as análises realizadas neste trabalho.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 O Projeto de Turbomáquinas: Uma Visão Geral

O comportamento do fluido através de uma turbomáquina é algo extremamente complicado de se analisar. Criar modelos, sejam estes matemáticos ou empíricos que modelem este comportamento com precisão tem sido um dos principais desafios dos projetistas de turbomáquinas. Ao longo das décadas, estudos têm sido realizados nesta área com o intuito de aprimorar os projetos, agregando inovações tecnológicas.

Quando se trata do projeto de turbomáquinas de fluxo radial, metodologias de projeto estão bem fundamentadas em diversas literaturas existentes, dentre as quais podemos citar um clássico: Whitfield e Baines (1990). Sendo mais específico ao escopo do trabalho, Aungier (2000) é um clássico quando se trata do projeto aerodinâmico de compressores centrífugos.

Uma análise crítica da evolução do projeto de turbomáquinas e suas futuras perspectivas é feita por Molinari e Dawes (2006). Eles mostram que, apesar de atualmente se alcançar um patamar aceitável de tecnologias desenvolvidas para projeto de turbomáquinas, o desafio agora é aplicar estas tecnologias de forma que o projeto demande menos tempo e seja mais confiável na busca de melhores soluções. Fica cada vez mais evidente que o parâmetro chave para se obter um projeto ótimo não é simplesmente desempenho, mas também variáveis econômicas como tempo e custo.

Estes autores fazem um breve histórico da evolução do projeto de turbomáquinas, com um enfoque particular nas turbinas a gás. Eles relatam que nos primórdios, entre 1926 e 1940, o projeto de uma turbomáquina era realizado focando meramente a exequibilidade mecânica em detrimento da aerodinâmica. Simplificações mecânicas comprometiam severamente o desempenho das máquinas. Entre 1940 e 1960, o túnel de vento teve um papel relevante no projeto de compressores axiais, visto

que permitiu, mesmo que de forma empírica, a análise aerodinâmica das máquinas. Entretanto, durante este período havia uma concepção errada do projeto de uma turbomáquina. Acreditava-se que a melhora do desempenho deveria ser alcançada na maximização das eficiências dos componentes isolados ao invés da máquina como um todo.

Entre 1960 e 1980, a utilização de correlações matemáticas no projeto preliminar de uma turbomáquina permitiu uma análise mais apurada do desempenho. As aproximações teóricas e as análises experimentais recebiam igual importância, porém a confiabilidade dos resultados experimentais dependia de uma melhora na precisão das medições. O uso de perfis de pás *taylor-made* foi certamente uma importante inovação neste período. Avanço no desenvolvimento de modelos matemáticos, agregados aos dados experimentais existentes e ao desenvolvimento da área computacional, trouxe aos projetistas de turbomáquinas novas informações e direções para a inovação dos projetos.

Concluindo o histórico, Molinari e Dawes (2006) ressaltam a importância dos modelos uni, bi e tridimensionais e mostram que nas últimas décadas, o aperfeiçoamento da área computacional tem trazido um relevante avanço na área de projeto de turbomáquinas.

Gallimore (1999) propõe o projeto de uma turbomáquina em quatro etapas, a saber: i) projeto preliminar – *preliminary design* –; ii) projeto do escoamento através do impelidor – *throughflow design* –; iii) projeto bidimensional da pá – *2D blade design* – e; iv) projeto tridimensional da pá – *3D blade design*. Esta metodologia de projeto é conhecida como Projeto por Análise – *Design by Analysis*.

O projeto preliminar é baseado nas correlações básicas e na resolução dos triângulos de velocidade na linha média do fluido. É nesta fase que a maioria das decisões é tomada e que afeta o projeto como um todo. O projeto do escoamento através do impelidor introduz a dimensão radial. É feita uma análise da superfície gerada pela da linha de corrente média, compreendida entre o cubo do impelidor e a sua região periférica. O projeto bidimensional da pá tem como objetivo otimizar a geometria da pá para garantir o serviço definido no projeto preliminar. E, finalmente, o projeto tridimensional da pá refina a geometria utilizando fluidodinâmica computacional – CFD.

Estas quatro etapas se dispõem de maneira natural, pois o projetista primeiro realiza mudanças na geometria para depois executar o CFD com o intuito de prever os

efeitos das mudanças. Esta é uma metodologia de aproximação altamente consagrada entre os projetistas, visto que o custo computacional de uma análise tridimensional em CFD ainda é muito alto, além de demandar muito tempo de processamento.

Came e Robinson (1999) fazem uma abordagem da metodologia de projeto de compressores centrífugos que é altamente utilizada na indústria. Descrevem as etapas desde o projeto preliminar até o estado da arte dos projetos aerodinâmicos utilizando CFD. Ressaltam que, com o advento da fluidodinâmica computacional, tornou-se possível detalhar melhor os dados aerodinâmicos durante o projeto, aperfeiçoando o desempenho. Entretanto, eles ressaltam a importância da fase de projeto preliminar e a grande contribuição da análise aerodinâmica bidimensional – 2D. Enfatizam ainda que é essencial haver uma integração entre as análises estrutural e aerodinâmica do impelidor, com o intuito de otimizar desempenho.

Swain (2005) é outro que defende a importância do projeto preliminar. Relata que, por ser rápida e de baixo custo, a análise preliminar se torna exequível industrialmente e dificilmente será substituída nos próximos anos.

O projeto preliminar é particularmente importante porque é nesse estágio que o conceitual é iniciado. Visto que é baseado em correlações básicas e simples, vários projetos inovadores podem ser avaliados em muito pouco tempo, o que o torna atrativo.

Came e Robinson (1999) ressaltam que o objetivo do projeto preliminar consiste basicamente em alcançar as condições de serviço pré-estabelecidas, sob uma análise unidimensional – 1D –, considerando as limitações dos materiais disponíveis no mercado, a maximização da eficiência e uma melhor margem de surge. Por exemplo, dada uma vazão mássica, o projeto preliminar objetiva: i) o trabalho desejado – aumento da entalpia de estagnação –; ii) a eficiência desejada; iii) a relação de pressão desejada, a qual é automaticamente alcançada se os dois primeiros itens forem obtidos; iv) margem de surge adequada.

Nas últimas décadas, o principal objetivo dos projetistas de turbomáquinas tem sido otimizar o projeto de forma que um seja sempre melhor que o outro. A razão disto é que mudanças realizadas no projeto preliminar têm um grande impacto nas outras etapas. Com isso, devido à sequência natural do Projeto por Análise, idealizado por Gallimore (1999), o projetista não tem um entendimento imediato de como estas mudanças se propagam. Logo, a necessidade de se conter o risco de tomar decisões erradas é grande. Sendo assim, a prática atual é basear a análise preliminar em

correlações consagradas, porque, apesar de serem correlações experimentais aproximadas, elas dão ao projetista confiança em suas decisões.

Molinari e Dawes (2006) ressaltam que o papel do CFD atualmente se restringe em refinar a geometria e prever o desempenho de projeto e o desempenho fora de projeto. Isto representa uma limitação do potencial desta ferramenta que pode agregar inovação aos projetos, mas há uma grande pressão não só por projetos de qualidade, mas por projetos que demandem menos tempo e custo.

Molinari e Dawes (2006) relatam que as correlações unidimensionais têm o poder de gerar soluções rápidas, mas não inovadoras enquanto as ferramentas tridimensionais são altamente sofisticadas, mas lentas. A luz destas considerações, a necessidade de soluções inovadoras e exequíveis requer uma nova abordagem nos projetos de turbomáquinas, e um novo, eficiente uso das ferramentas disponíveis. A tendência atual é que haja uma integração entre as ferramentas tridimensionais do CFD e a análise preliminar, com o intuito de combinar a confiabilidade do primeiro com a rapidez e custo do segundo.

2.2 O Projeto Preliminar de um Impelidor de Compressor Centrífugo

Como ocorre em qualquer turbomáquina, e em um compressor centrífugo não é diferente, o escoamento através da máquina é altamente complicado do ponto de vista da análise do seu comportamento, pois este se dá de forma totalmente tridimensional e aleatória. Uma análise profunda deste escoamento apresenta problemas de alta complexidade matemática. Entretanto, soluções aproximadas podem ser alcançadas ao simplificar-se o modelo do escoamento. É o que ocorre no projeto preliminar, que consiste de uma análise unidimensional fundamentada basicamente nas seguintes premissas: i) as grandezas características e as condições de escoamento do gás são constantes – escoamento permanente – em certas seções transversais do escoamento – escoamento unidimensional; ii) o gás possui comportamento de gás perfeito; iii) ausência de pré-rotação no gás na entrada do impelidor.

A análise unidimensional é o primeiro passo no projeto de um compressor centrífugo. Apesar de ser uma análise extremamente simplificada, os resultados

costumam ser satisfatórios, principalmente quando existe experiência prévia em projetos similares ao desenvolvido e um banco de dados contendo informações de bancadas de teste ou de campo, capazes de validar os resultados do projeto. Basicamente os itens levantados neste tipo de análise são as geometrias das regiões de entrada e saída do impelidor, a razão de pressão e as perdas. Nesta seção será realizada uma análise do projeto das regiões de entrada e saída do impelidor.

2.2.1 Projeto da Região de Entrada do Impelidor

Whitfield e Baines (1990) apresentam dois aspectos fundamentais a serem considerados durante o projeto da região de entrada de um impelidor. O primeiro considera o ponto de projeto – ponto de máxima eficiência – e o esforço para garantir que a vazão mássica requerida entre no impelidor com o menor valor de Mach relativo possível. Isto minimiza consideravelmente as perdas por incidência na pá. O segundo considera o range de vazão entre as regiões de *surge* e *choke*. Eles citam Rodgers (1964) que mostra que a faixa de operação estável de um compressor centrífugo – entre as regiões de *surge* e *choke* – está relacionada com o número de Mach relativo, a qual diminui à medida que este parâmetro adimensional aumenta.

Seguindo o mesmo raciocínio, Dixon (1998) mostra que para se maximizar eficiência e razão de pressão em um compressor centrífugo é necessário limitar o número de Mach relativo na entrada.

Segundo Whitfield e Baines (1990), os principais parâmetros de projeto a serem controlados na região da entrada do impelidor são os raios do *hub* e do *shroud* e o ângulo de entrada da pá no *shroud*.

O raio do *hub* é usualmente fixado levando-se em consideração a área mínima da seção transversal necessária para transmitir o torque requerido, e evitar problemas de vibração, e o espaço circunferencial mínimo necessário para acomodar o número de pás – o que for maior.

O raio do *shroud* é a posição na entrada onde a velocidade da pá, e, conseqüentemente, a velocidade relativa é maior. A redução deste raio leva a uma diminuição da velocidade periférica da pá, gerando assim uma diminuição do número de Mach relativo. Entretanto, isto leva também a uma pequena diminuição da área transversal do canal do impelidor, aumentando a velocidade absoluta e com isso o número de Mach relativo.

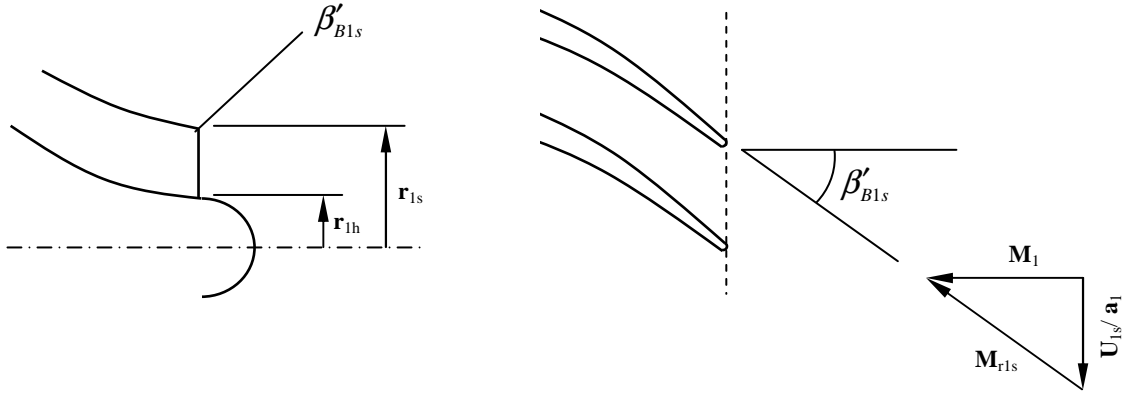


Figura 2.1: Entrada do impelidor –
Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

Com o intuito de descrever o comportamento do número de Mach relativo na entrada do impelidor em função das alterações nos raios de *hub* e *shroud* e do ângulo da pá no *shroud*, Dixon (1998) chega à seguinte equação:

$$\frac{\dot{m}\omega^2}{\pi\gamma p_{01}(1-\tau_{hs}^2)(\gamma RT_{01})^{1/2}} = \frac{M_{r1s}^3 \sin^2 \beta'_{1s} \cos \beta'_{1s}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{r1s}^2 \cos^2 \beta'_{1s}\right)^{\frac{3\gamma-1}{2(\gamma-1)}}} \quad (2.1)$$

onde $\tau_{hs} = r_{1h}/r_{1s}$ – razão de raios *hub-shroud*.

A Equação 2.1 é extremamente útil e pode ser utilizada de várias formas. Dixon (1998) propõe obter $\dot{m}\omega^2/\tau_{hs}$ em função de M_{r1s} e β'_{1s} , conhecidas as características do gás e as condições de entrada. Ao especificar um valor limite para M_{r1s} , um valor ótimo de β'_{1s} pode ser obtido para uma máxima vazão mássica.

Whitfield e Baines (1990) apresentam ainda a Equação 2.1 da seguinte forma:

$$\frac{M_U^2 \theta}{1-\tau_{hs}^2} = \frac{M_{r1s}^3 \sin^2 \beta'_{1s} \cos \beta'_{1s}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{r1s}^2 \cos^2 \beta'_{1s}\right)^{\frac{3\gamma-1}{2(\gamma-1)}}} \quad (2.2)$$

onde $\theta = \dot{m} / \pi r_2^2 \rho_{01} a_{01}$ – vazão mássica adimensional.

Uma forma de minimizar o número de Mach relativo para qualquer vazão mássica é através da maximização da vazão mássica para qualquer número de Mach relativo. Whitfield e Baines (1990) citam Stanitz (1953) que provê um método de projetar a região de entrada do impelidor que garanta uma máxima vazão mássica por unidade frontal de área. O ângulo β'_{1s} que produzirá a máxima vazão mássica para qualquer número de Mach relativo considerado pode ser encontrado diferenciando-se a Equação 2.2 em relação à β'_{1s} e igualando o resultado à zero. Isto resulta na seguinte equação:

$$\cos^2 \beta'_{1s} = \frac{3 + \gamma M_{r1s}^2}{2 M_{r1s}^2} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{4 M_{r1s}^2}{(3 + \gamma M_{r1s}^2)^2} \right]^{1/2} \right\} \quad (2.3)$$

A Equação 2.3 está representada graficamente na Figura 2.2. Para qualquer vazão mássica, o projetista pode minimizar o número de Mach relativo na entrada, selecionando o ângulo de entrada através desta equação. Este procedimento é um bom meio de estimar o ângulo da pá no *shroud*. Whitfield e Baines (1990) recomendam adotar um valor inicial para β'_{1s} igual a 60° – β_{1s} igual a 30° – Figura 2.2. Came e Robinson (1999) mostram ainda a influência do ângulo de entrada no *shroud* na vazão mássica para diferentes números de Mach relativos na entrada – Figura 2.3. Como era de se esperar, a vazão mássica é maximizada para β'_{1s} em torno de 60° – β_{1s} em torno de 30° .

Estabelecidos o ângulo da pá no *shroud*, $\beta'_{B1s} = \beta'_{1s} - i$, e o número de Mach relativo, a Equação 2.1 pode ser rearranjada de forma a explicitar o raio do *shroud*, uma vez que o raio do *hub*, conforme mencionado anteriormente, é determinado por restrições mecânicas:

$$r_{1s} = \left[\frac{\dot{m} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{r1s}^2 \cos^2 \beta'_{1s} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\rho_{01} a_{01} \pi M_{r1s}^2 \cos \beta'_{1s}} + r_{1h}^2 \right]^{1/2} \quad (2.4)$$

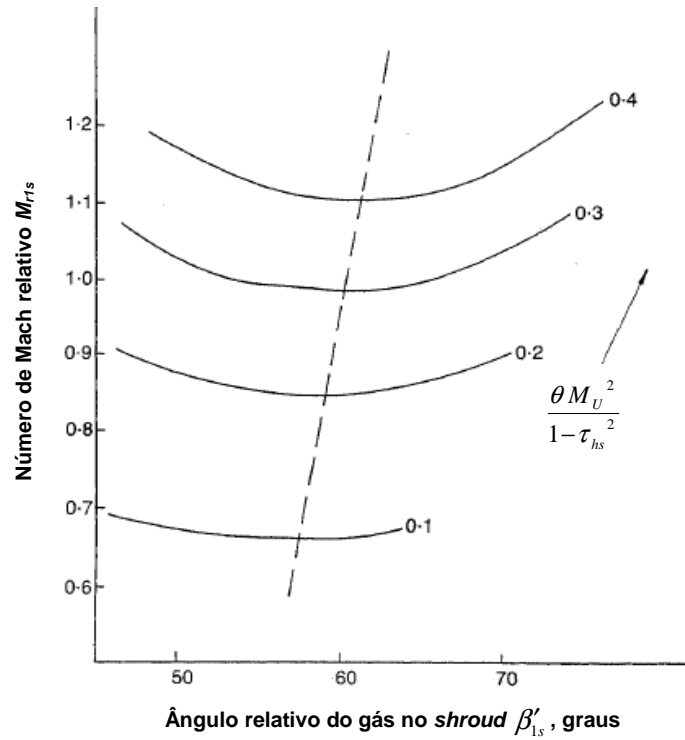


Figura 2.2: Ângulo relativo do gás no *shroud* para um valor mínimo do número de Mach relativo – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

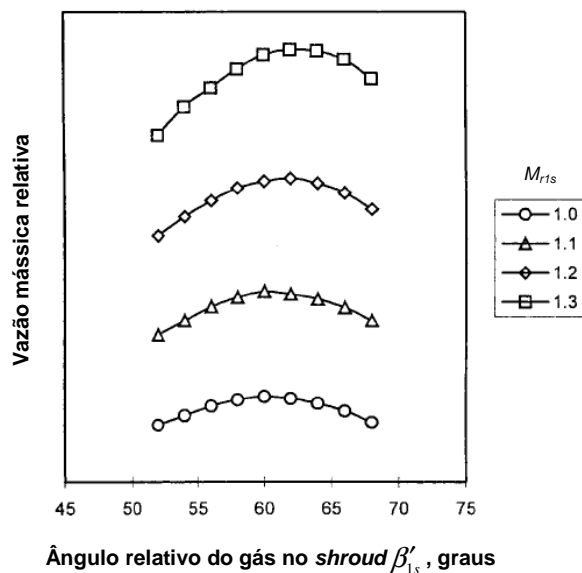


Figura 2.3: Comportamento da vazão mássica para alguns números de Mach relativos, considerando a alteração do ângulo relativo do gás no *shroud* – Adaptado de Came e Robinson (1999)

A única incerteza, porém, está na estimativa do número de Mach relativo. Este valor dependerá da velocidade angular do impelidor, que é função da razão de pressão estabelecida, do raio externo do impelidor e do ângulo na saída. Sendo assim, o projeto da região de entrada do impelidor deve ser realizado em conjunto com o projeto da região de saída.

2.2.2 Projeto da Região de Saída do Impelidor

Whitfield e Baines (1990) mostram que os parâmetros geométricos a serem determinados na saída do impelidor são o ângulo da pá, a altura da pá e o raio externo. Eles ressaltam as vantagens de se adotar impelidores com pás para trás ao citarem os trabalhos desenvolvidos por Came *et al.* (1979) – que apresenta vantagens agregadas ao desempenho operacional da máquina – e McCutcheon (1978) – que mostra que a utilização de pás para trás está condicionada às limitações físicas e mecânicas.

No estágio inicial de projeto, os parâmetros conhecidos são a vazão mássica e a razão de pressão de estagnação. O projetista deve então determinar os parâmetros geométricos e aerodinâmicos que considerar mais apropriado para iniciar os cálculos. Whitfield e Baines (1990) descrevem e ilustram um procedimento de projeto, onde mostram que o comportamento dos parâmetros geométricos e aerodinâmicos pode ser mais claramente observado mantendo-se os valores assumidos para a eficiência total e o fator de escorregamento – *slip factor* – constantes. Segundo estes autores, os dois parâmetros aerodinâmicos mais importantes para se determinar na saída do impelidor são a direção e a magnitude do número de Mach absoluto. Um alto número de Mach na saída impõe uma grande carga ao processo de difusão, gerando mais perdas por atrito e choque ao longo dos bordos de ataque das pás do difusor. Neste sentido, vários autores sugerem um ângulo ótimo para a velocidade absoluta do gás na saída do impelidor. Tomada a direção radial – α'_2 –, Johnston e Dean (1966) sugerem algo entre 63 e 68°. Já Rodgers e Sapiro (1972) consideram como um ângulo ótimo algo entre 60 e 70°, e, finalmente, Osborne *et al.* (1975) sugere um ângulo de 70° em projetos com razão de pressão de 8:1.

Whitfield e Baines (1990) chegam à seguinte equação para o número de Mach na saída do impelidor:

$$M_2 = \frac{M_U \lambda / \sin \alpha'_2}{\left\{ 1 + (\gamma - 1) M_U^2 \lambda \left[1 - (0.5 \lambda / \sin^2 \alpha'_2) \right] \right\}^{\frac{1}{2}}} \quad (2.5)$$

onde λ é o coeficiente de trabalho. Esse parâmetro adimensional definido por Rodgers (1978) é função do aumento da entalpia de estagnação e da velocidade periférica:

$$\lambda = \frac{\Delta H_E}{U_2^2} = 1 - \frac{C_{slip}}{U_2} - \frac{C_{2r} \tan \beta'_{B2}}{U_2} = \left[\frac{\sigma}{1 - \left(\frac{\tan \beta'_{B2}}{\tan \alpha'_2} \right)} \right] \quad (2.6)$$

A Figura 2.4 apresenta de forma gráfica a Equação 2.5 para $\alpha'_2 = 65^\circ$ e $\sigma = 0,85$. Pode ser observado que a aplicação de pás para trás leva a uma redução do número de Mach na saída para qualquer velocidade do impelidor. O aumento do ângulo da pá na saída – tomado em relação à direção radial, β'_{B2} – leva a uma redução do número de Mach na saída. Entretanto, para que a razão de pressão requerida seja mantida, a velocidade do impelidor M_U deve ser aumentada no momento em que o ângulo de saída da pá é aumentado – Figura 2.5. Como consequência, isto leva a um aumento no número de Mach na saída. Logo, observa-se que há uma relação ótima entre o ângulo de saída da pá e a velocidade do impelidor.

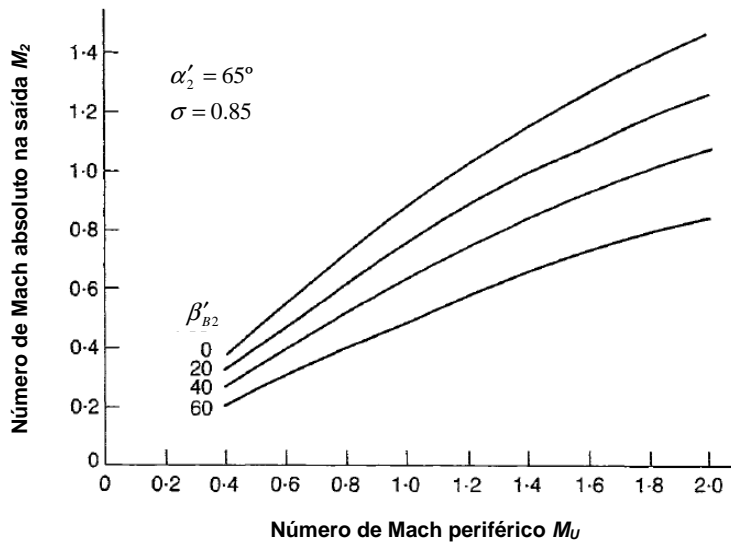


Figura 2.4: Efeito do uso de pás para trás no número de Mach na saída – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

A aplicação de pás para trás pode então ser considerada desejável no intuito de diminuir o número de Mach na saída. Entretanto, a necessidade de se aumentar a velocidade do impelidor – para manter a relação de pressão –, levará a um aumento da velocidade das pás na entrada, o que trará consequências no projeto da região de entrada do impelidor.

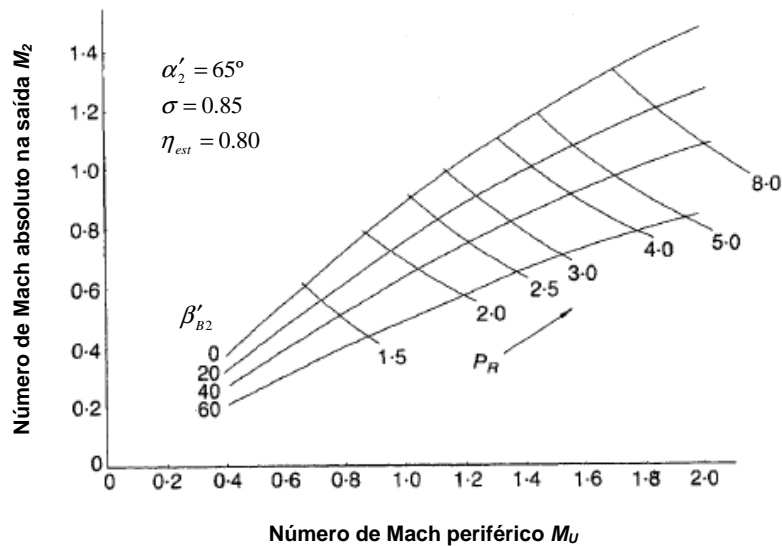


Figura 2.5: Variação do número de Mach na saída com o ângulo da pá e a razão de pressão – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

No caso particular mostrado na Figura 2.6, Whitfield e Baines (1990) mostram que o número de Mach na saída diminui para qualquer aumento – diminuição, se tomada a direção tangencial – do ângulo do gás na saída, tanto para uma razão de pressão de 3:1 quanto para uma razão de pressão de 8:1, considerando β'_{B2} entre 0° e 40° – β_{B2} entre 90° e 50° . Para ângulos acima de 40° – β_{B2} abaixo de 50° –, o efeito é oposto.

Outra análise importante apresentada pelos autores é a influência do ângulo da pá na saída no número de Mach na entrada. A velocidade periférica no *shroud* U_{1s} está relacionada com a saída através da razão de raios *shroud-tip* – r_{1s}/r_2 . Assumindo a ausência de pré-rotação na entrada do impelidor, M_{r1s} é dado por:

$$M_{r_{1s}} = \frac{(U_{1s}/a_{01})/\sin \beta'_{1s}}{1 - [(\gamma - 1)/2](U_{1s}/a_{01})^2/\tan^2 \beta'_{1s}} \quad (2.7)$$

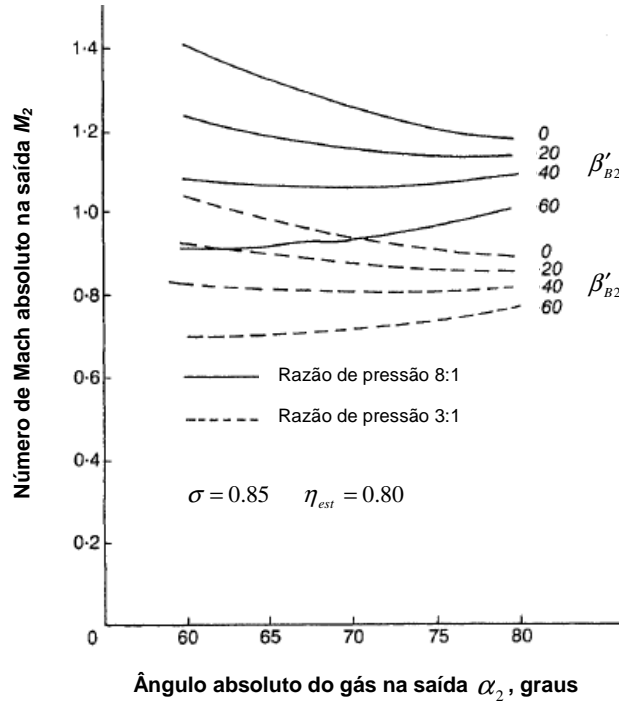


Figura 2.6: Efeito do ângulo do gás na saída no número de Mach –
Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

Considerando valores fixos para β'_{1s} e para r_{1s}/r_2 , $M_{r_{1s}}$ se torna função apenas de M_U . A Figura 2.7 mostra o efeito do ângulo da pá na saída e da razão de pressão no número de Mach relativo na entrada, considerando $\beta'_{1s} = 60^\circ$ e $r_{1s}/r_2 = 0,7$.

A Figura 2.7 pode ainda ser apresentada de forma a explicitar o número de Mach na saída em função do número de Mach relativo na entrada – Figura 2.8. Observa-se claramente, dada uma razão de pressão, o aumento de $M_{r_{1s}}$ com o aumento de β'_{B2} – a diminuição de β_{B2} . Como um alto número de Mach relativo na entrada pode se tornar inaceitável, um meio de se produzir uma redução deste parâmetro é através da relação r_{1s}/r_2 . A Figura 2.9 mostra o efeito da variação de r_{1s}/r_2 no número de Mach relativo na entrada.

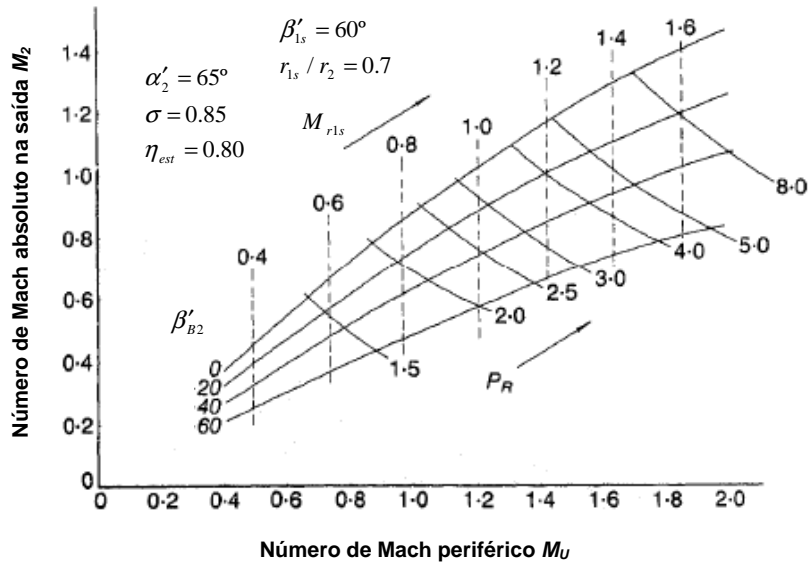


Figura 2.7: Efeito do ângulo da pá na saída e da razão de pressão no número de Mach relativo na entrada – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

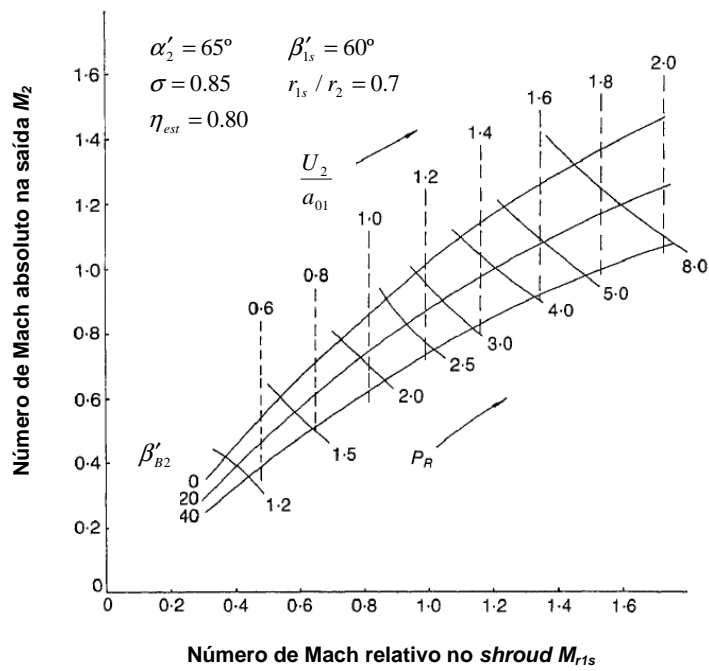


Figura 2.8: Variação de M_2 e M_{r1s} através de uma faixa de razões de pressão – Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

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

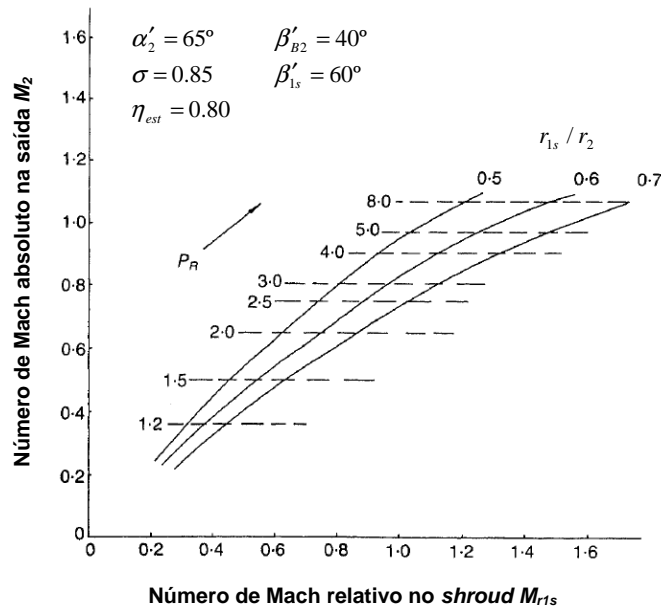


Figura 2.9: Efeito da variação de r_{1s}/r_2 no número de Mach relativo no *shroud* –

Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

A Figura 2.10 mostra um exemplo da análise que deve ser feita no momento de seleção dos parâmetros geométricos básicos para o projeto do impelidor. Assim, embora seja possível controlar o número de Mach relativo na entrada, reduzindo a razão de raios r_{1s}/r_2 , também é possível observar que a altura da pá na saída diminui – para manter a área do escoamento constante –, ocasionando um incremento nos números de Mach da entrada e da saída, conseqüentemente reduzindo a faixa de operação do compressor.

Came e Robinson (1999) mostram a influência do ângulo de saída da pá no coeficiente de trabalho em impelidores de pás para trás. Esta influência pode ser observada na Figura 2.11 para um caso particular de um impelidor de 18 pás e uma relação $C_{2r}/U_2 = 0,2$. Eles concluem que, na prática, a redução da razão de pressão começa a ser observada mais significativamente para valores de β'_{B2} superiores a 25° – β_{B2} inferiores a 65° .

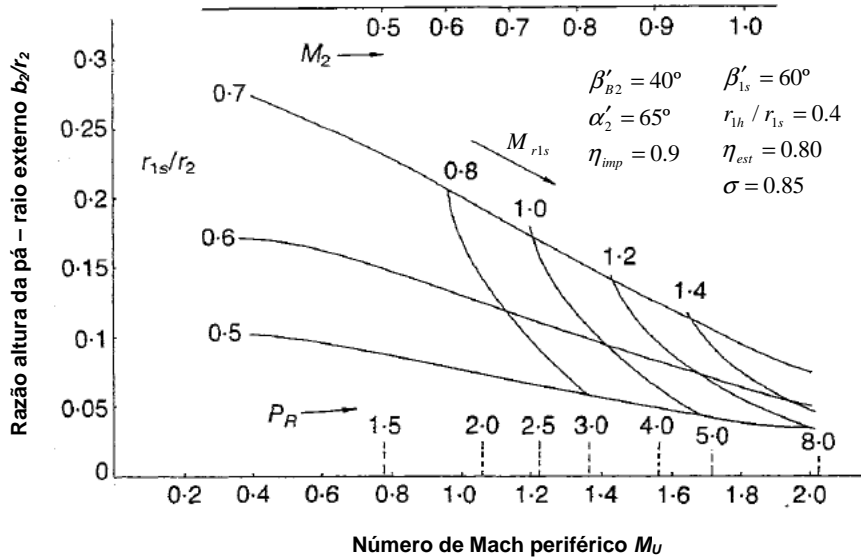


Figura 2.10: Efeito da redução de r_{1s}/r_2 na relação b_2/r_2 –
Adaptado de Whitfield e Baines (1990)

Estes autores ainda mostram que o coeficiente de trabalho determina a velocidade periférica do impelidor e, por conseguinte, o nível de tensão no material. A razão de pressão em função da velocidade periférica é dada por:

$$P_R = \left[1 + (\gamma - 1) \eta_{est} \lambda M_U^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.8)$$

Usando a Equação 2.8, a velocidade periférica para uma dada razão de pressão é mostrada na Figura 2.12.

Came e Robinson (1999) afirmam que o balanço entre os fatores que afetam tanto a estabilidade do compressor quanto o nível de tensão do material, resulta em um β'_{B2} de no máximo 30° – β_{B2} de no mínimo 60° – e na seleção de um material adequado tecnicamente e economicamente à velocidade periférica aplicada. Eles ainda mostram que para um β'_{B2} acima de 40° – β_{B2} abaixo de 50° –, o comportamento do coeficiente de trabalho pelo ângulo assumido se torna completamente não linear, onde o aumento do ângulo deve ser compensado com um aumento de rotação – Figura 2.11.

Estes autores também apontam como sendo de primordial importância nos primeiros passos de um projeto de um impelidor a altura da pá na saída. Essa dimensão controla a difusão relativa no impelidor bem como o ângulo da velocidade absoluta na

saída do impelidor. Uma difusão excessiva leva a uma queda de eficiência através da separação da camada limite enquanto que uma difusão insuficiente leva ao aumento excessivo das velocidades relativas bem como a um aumento das perdas por atrito. Eles mostram que a relação entre as velocidades relativas na saída e na entrada no *shroud* – W_2/W_{1s} – é um critério válido de projeto e geralmente são escolhidos valores entre 0,45 e 0,6.

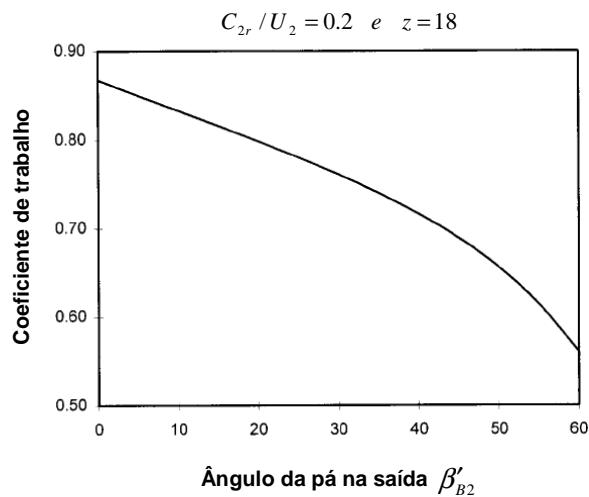


Figura 2.11: Influência do projeto de pás para trás no coeficiente de trabalho – Adaptado de Came e Robinson (1999)

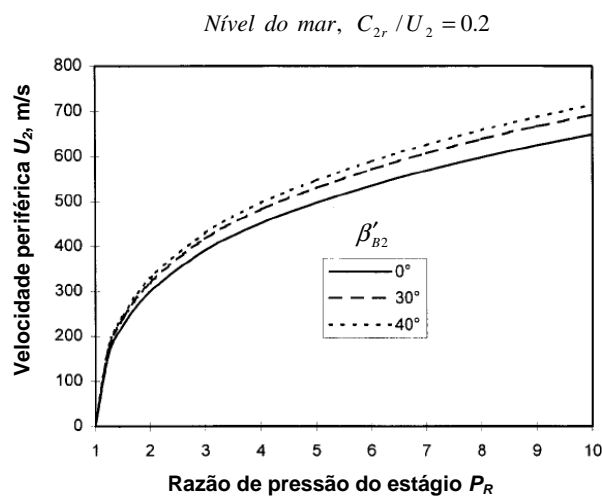


Figura 2.12: Comportamento da velocidade periférica com a razão de pressão – Adaptado de Came e Robinson (1999)

2.3 Modelos de Perdas

Diversas equações empíricas foram desenvolvidas ao longo dos anos com o intuito de estimar as perdas que ocorrem no interior de um compressor centrífugo. O desenvolvimento destas equações permitiu uma melhor análise do desempenho da máquina em sua fase de projeto.

Oh *et al.* (1997) testaram diversos modelos empíricos de perdas desenvolvidos e compararam os resultados dos cálculos com o desempenho real de compressores montados com diferentes impelidores – impelidor KIMM e os impelidores Eckardt A, B e O – em diferentes velocidades. No desenvolvimento do trabalho, os autores encontraram um conjunto de equações ótimo que melhor se aproximou do desempenho real de um compressor centrífugo. A Tabela 2.1 apresenta os modelos testados e o resultado obtido.

Oh *et al.* (1997) separaram as perdas que ocorrem em um compressor centrífugo em dois grandes grupos: i) Perdas internas, onde estão incluídas as perdas por incidência, perdas por carregamento na pá, perdas por atrito, perdas por folgas, perdas por mistura e as perdas no difusor, nos casos analisados pelos autores, difusor sem pás; ii) Perdas parasíticas, onde estão incluídas as perdas por atrito no disco, perdas por recirculação e perdas por vazamento. Este último grupo recebe a denominação de perdas parasíticas, pois aumentam a entalpia de estagnação na saída do impelidor sem que haja um aumento de pressão correspondente.

Primeiramente, Oh *et al.* (1997) testaram as 144 combinações possíveis para os seis tipos de perdas internas. Um grupo de equações ótimo foi selecionado para as perdas internas e usado para encontrar um grupo ótimo para as perdas parasíticas. Eles concluíram que o grupo de equações encontrado pode ser utilizado para estimar as curvas de desempenho de um compressor centrífugo com grande acurácia. Com o intuito de aperfeiçoar a estimativa da eficiência isentrópica do estágio de compressão, eles ainda propuseram um novo modelo para as perdas por recirculação que é a mais influente parcela das perdas parasíticas.

Como referência, a análise foi comparada com o modelo de duas zonas – jato-esteira. Os autores concluíram que, embora o modelo de duas zonas leve em conta a não uniformidade do campo de escoamento na saída do impelidor, seria necessário realizar um melhor refinamento do atual modelo de duas zonas, com o intuito de prever o

desempenho do compressor com o mesmo nível de acurácia que da análise da linha de corrente média – *mean stramline analysis*.

Tabela 2.1: Modelos empíricos de perdas analisados por Oh *et al.* (1997)

Descrição	Modelos empíricos analisados	Modelo selecionado
Perda por incidência (<i>Incidence loss</i>)	Aungier (1995) Galvas (1973) Conrad <i>et al.</i> (1980)	Conrad <i>et al.</i> (1980)
Perda por carregamento da pá (<i>Blade loading loss</i>)	Aungier (1995) Coppage <i>et al.</i> (1956)	Coppage <i>et al.</i> (1956)
Perda por atrito (<i>Skin friction loss</i>)	Coppage <i>et al.</i> (1956) Jansen (1967)	Jansen (1967)
Perda por folga (<i>Clearance loss</i>)	Aungier (1995) Jansen (1967) Krylov e Spunde (1965)	Jansen (1967)
Perda por mistura (<i>Mixing loss</i>)	Aungier (1995) Johnson e Dean (1966)	Johnson e Dean (1966)
Perda no difusor sem pás (<i>Vaneless diffuser loss</i>)	Coppage <i>et al.</i> (1956) Stanitz (1952)	Stanitz (1952)
Perda por atrito no disco (<i>Disk friction loss</i>)	Daily e Nece (1960)	Daily e Nece (1960)
Perda por recirculação (<i>Recirculation loss</i>)	Aungier (1995) Coppage <i>et al.</i> (1956) Jansen (1967) Oh <i>et al.</i> (1997)	Oh <i>et al.</i> (1997)
Perda por vazamento (<i>Leakage loss</i>)	Aungier (1995) Takagi <i>et al.</i> (1980)	Aungier (1995)

2.4 Estudos na Área de Otimização de Compressores Centrífugos

2.4.1 Perdichizzi e Savini (1985)

Perdichizzi e Savini desenvolveram um programa computacional para otimizar as variáveis geométricas e fluidodinâmicas de um compressor centrífugo, mediante a uma série de restrições. Os cálculos foram desenvolvidos para um modelo unidimensional adiabático – 1D –, utilizando os melhores modelos de perdas e de escorregamento disponíveis na época. A otimização também levou em conta o limite de resistência do material. Os resultados, utilizando-se diferentes modelos de perdas e de escorregamento, foram comparados com dados experimentais. Alterações na eficiência e na velocidade específica devido a variações na vazão mássica e na razão de pressão – *off design conditions* – também foram apresentadas e discutidas, com o intuito de otimizar as características geométricas.

Segundo os autores, uma vez que o resultado da otimização depende da acurácia do modelo de escoamento utilizado, é necessário levar em conta, mesmo que de forma aproximada, o complexo fenômeno fluidodinâmico – incluindo, por exemplo, o desenvolvimento da camada limite, a formação de jato-esteira, ondas de choque, a interação da camada limite, entre outros. Outro ponto importante é o cuidado na escolha dos modelos de perdas, visto que são baseados em empirismo. Sendo assim, muitos modelos que são aplicados a um determinado grupo de máquinas, podem não ser aplicáveis a outros. Eles testaram inúmeros métodos para encontrar um modelo que compreendesse compressores centrífugos com razões de pressão de média para alta.

No projeto do impelidor, eles utilizaram dois métodos consagrados para estimar as perdas. O *Northern Research Method* é um método que permite uma análise detalhada do escoamento no interior do impelidor, mesmo que a análise seja unidimensional. As várias perdas são estimadas e o desenvolvimento do jato-esteira é considerado, assumindo que a separação ocorre se $W / W_{max} < 0,56$, e que, longe do ponto de separação, a difusão cessa e a velocidade relativa se mantém constante. Desta forma, a extensão da esteira e a quantidade de jatos na saída do impelidor podem ser determinadas. Os modelos de perdas considerados por este método são: incidência,

atrito, carregamento da pá, mistura, vazamento e atrito no disco. Este método também é aplicável a impelidores com pás parciais – *splitters*.

O outro método utilizado foi o *Galvas Method*. Este método é mais simples que o primeiro, pois não permite a análise da distribuição da velocidade relativa. Apesar disto, ele leva em conta os principais modelos de perdas – incidência, atrito, carregamento da pá, atrito no disco e recirculação – e apresenta resultados razoáveis.

Os autores testaram a confiabilidade dos modelos de perdas para vários compressores, comparando o desempenho previsto para as geometrias das máquinas com os dados experimentais. Eles apresentaram os dados comparados de dois compressores – um fabricado pela Franco Tosi[®] e outro pela Nuovo Pignone[®].

O *Northern Research Method* acoplado ao método de Dean e Runstadler (1975) para o difusor apresentou os melhores resultados. Os valores encontrados para a eficiência global, a distribuição das perdas e a velocidade específica ficaram bem próximos aos valores experimentais. No entanto, houve divergências nos parâmetros geométricos devido à solução ótima requerer um alto b_2 – altura da pá –, o que gerou uma baixa razão de desaceleração – W_2 / W_{1s} – e um baixo coeficiente de vazão. Cabe ressaltar que no compressor estudado, uma baixa relação b_2 / d_2 foi adotada com o intuito de gerar um baixo coeficiente de trabalho e garantir uma ampla faixa de operação, incluindo as baixas vazões.

O resultado da otimização mostrou que mesmo a eficiência ótima e a velocidade específica sendo praticamente as mesmas, os parâmetros fluidodinâmicos e geométricos têm a tendência de corresponder aos modelos de perdas, tentando reduzir a perda mais crítica.

Outro fator importante observado foi quanto ao fator de escorregamento. Na análise, foram utilizados dois modelos: a correlação de Wiesner (1967) e a correlação de Eckert (1961). Os valores obtidos pela correlação de Wiesner (1967) foram superiores aos valores obtidos pela correlação de Eckert (1961), porém os resultados foram similares em termos de eficiência e de parâmetros fluidodinâmicos. Portanto, conclui-se que os resultados não são seriamente afetados pelo tipo de correlação utilizada para o fator de escorregamento.

Para testar a importância do material do impelidor, uma comparação foi feita entre duas otimizações com as mesmas condições de projeto – razão de pressão de 5:1 e vazão mássica igual a 2,45kg/s. Na primeira otimização, o material considerado foi uma liga de alumínio e na segunda, uma liga de titânio. A primeira otimização apresentou

uma eficiência inferior à segunda, devido a uma limitação em 17° do ângulo da pá na saída, β'_{B_2} – contra 40° utilizado na segunda otimização – para evitar exceder a tensão de escoamento do material na pá. Neste caso, a rotação e o grau de reação são menores, o que diminui a eficiência.

Em uma análise fora das condições de projeto, os autores consideraram um impelidor de liga de titânio, o ar como fluido de trabalho – $T_0 = 293\text{K}$ e $P_0 = 101,3\text{kPa}$ – e as razões de pressão de 8:1, 5:1 e 2,5:1. A análise da eficiência total-estática versus vazão mássica apresentou uma boa aproximação com os resultados experimentais, corroborando a acurácia dos modelos de escoamento e de perdas utilizados. Foi observada ainda uma queda da eficiência nas baixas vazões. Uma das razões é que as perdas por vazamento aumentam, uma vez que existe uma dimensão mínima a ser respeitada entre o impelidor e o *shroud* – limitação mecânica. Outro fato relevante, é que as perdas por atrito ao longo da máquina também aumentam devido ao baixo número de Reynolds e da alta rugosidade relativa.

Prosseguindo com a análise, Perdichizzi e Savini constataram que a velocidade específica ótima, dada uma razão de pressão, é constante para uma extensa faixa de vazão, respeitando as leis de similaridade. Em vazões muito baixas, a velocidade específica tende a aumentar devido ao número de pás diminuir e as perdas por carregamento da pá aumentarem; desta forma, a solução ótima se move na direção de um alto β'_2 – ângulo da velocidade relativa do gás na saída –, de um alto grau de reação, com um apreciável aumento da rotação.

A velocidade específica muda inversamente com razão de pressão devido ao limite de resistência do material. O ângulo ótimo da velocidade relativa do gás na saída, β'_2 , se mantém praticamente constante – entre 50 e 55° –, embora o ângulo da pá na saída varie com a razão de pressão. Isto acontece porque o fator de escorregamento aumenta com a razão de pressão. É fato que, compressores com alta carga necessitam de um grande número de pás com o intuito de reduzir a carga aerodinâmica. Outra observação importante é que a razão de pressão não exerce influência no grau de reação e na razão de desaceleração, exceto nas pequenas vazões.

Em resumo, a partir da análise dos resultados, Perdichizzi e Savini concluíram que o método de otimização proposto é capaz de fornecer uma estimativa confiável do desempenho de uma máquina. A análise em diferentes vazões e em diferentes razões de pressão mostrou como as pequenas máquinas sofrem os maiores prejuízos dos efeitos

dimensionais – e. g. folgas, espessuras, números de Reynolds –, e como consequência, apresentam uma velocidade específica ótima maior. Em altas razões de pressão, a eficiência global diminui de forma mais acentuada, uma vez que a velocidade específica não pode crescer devido aos limites de resistência do material. Os diagramas apresentados pelos autores podem ser úteis para o projeto de compressores centrífugos, uma vez que eles determinam a melhor velocidade específica e as melhores características geométricas para se obter a maior eficiência possível em uma máquina.

2.4.2 Al-Zubaidy (1992)

Al-Zubaidy apresenta um esquema completo de CAD – *Computer Aided Design* – e CAM – *Computed Aided Manufacturing* – para impelidores radiais. Iniciando pela análise unidimensional, estabelecidos os requisitos de desempenho, as principais dimensões do impelidor são otimizadas usando um algoritmo de otimização. Logo após, empregando um procedimento direto de projeto, é estabelecida uma geometria detalhada do impelidor. Estes dados geométricos são então utilizados como dados de entrada de um conjunto de programas que checa as características do escoamento, tensão na pá e vibração. Interações entre o projetista e o conjunto de programas são as mínimas possíveis. Os dados finais gerados podem ser obtidos de forma tabulada, própria para a produção em máquinas de comando numérico.

O autor inicia fazendo um breve histórico de procedimentos de CAD desenvolvidos, citando Benson e Fischer (1978), Baines *et al.* (1979) e Came (1978). Segundo ele, todos estes procedimentos apresentam características semelhantes: i) Durante a execução, a intervenção do projetista é requerida em várias etapas; ii) Não há uma metodologia para a determinação do comprimento axial do impelidor. Esta dimensão é arbitrada; iii) Surge uma grande necessidade da descrição geométrica do impelidor. A pá é estimada geralmente por seções cônicas, *Lamé Ovals* – superelipse – ou polinômios; iv) Estes procedimentos são adequados essencialmente para análise e podem ser usados em um projeto de forma indireta.

O procedimento proposto pelo autor é capaz de superar algumas das desvantagens descritas nos itens acima. Ele propõe um conjunto de nove programas assim distribuídos: 1º) Análise unidimensional; 2º) Otimização dos parâmetros unidimensionais; 3º) Projeto direto; 4º) Exequibilidade fabril; 5º) Análise *Quasi-3D*; 6º) Análise de tensões; 7º) Análise de vibrações; 8º) Limites de segurança; 9º) Compilação

de dados para comando numérico. O fluxograma apresentado na Figura 2.14 descreve as etapas do procedimento e os pontos necessários de iteração.

Os dois primeiros programas merecem uma especial atenção, visto que estão ligados diretamente ao tema proposto neste trabalho. Na análise unidimensional, segundo o autor, para um dado requisito de desempenho, as equações da continuidade, energia e segunda lei de Newton podem ser combinadas e reescritas sob a forma de parâmetros adimensionais, assumindo as premissas de uma análise 1D – escoamento unidimensional e estacionário, fluido de trabalho com comportamento de gás perfeito e ausência de pré-rotação na entrada do impelidor. A solução destes parâmetros adimensionais para uma determinada condição de projeto restringe a área de pesquisa de todas as dimensões do impelidor – i.e., estabelece o range prático das variações dos parâmetros geométricos e de escoamento. Por exemplo, a Figura 2.13 mostra o comportamento da razão da altura da pá na saída pelo diâmetro da saída e o ângulo da pá no *shroud* vs. a razão do diâmetro do *shroud* pelo diâmetro da saída, para alguns valores de razão de difusão – razão de desaceleração. Cabe ressaltar que a razão de pressão total-total e o número de Mach no *shroud* são mantidos constantes para todos os valores de razão de difusão. Percebe-se que para cada valor de razão de difusão existe um valor máximo para a razão da altura da pá na saída pelo diâmetro da saída, que ocorre, segundo o autor, com um ângulo da pá na entrada do *shroud* – β_{B1s} – de aproximadamente 30°.

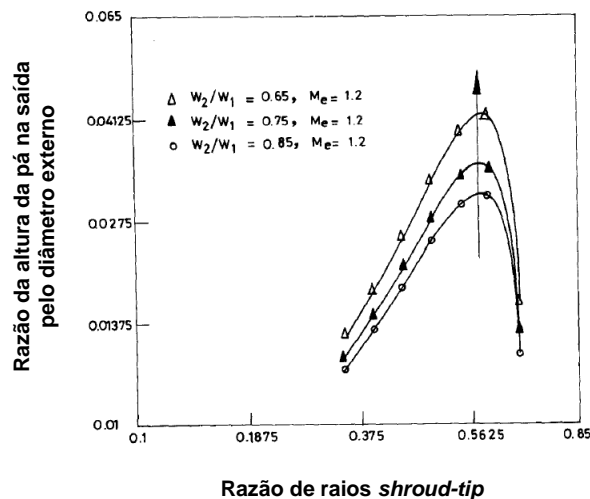


Figura 2.13: Gráfico do projeto preliminar de um impelidor centrífugo – Adaptado de Al-Zubaidy (1992)

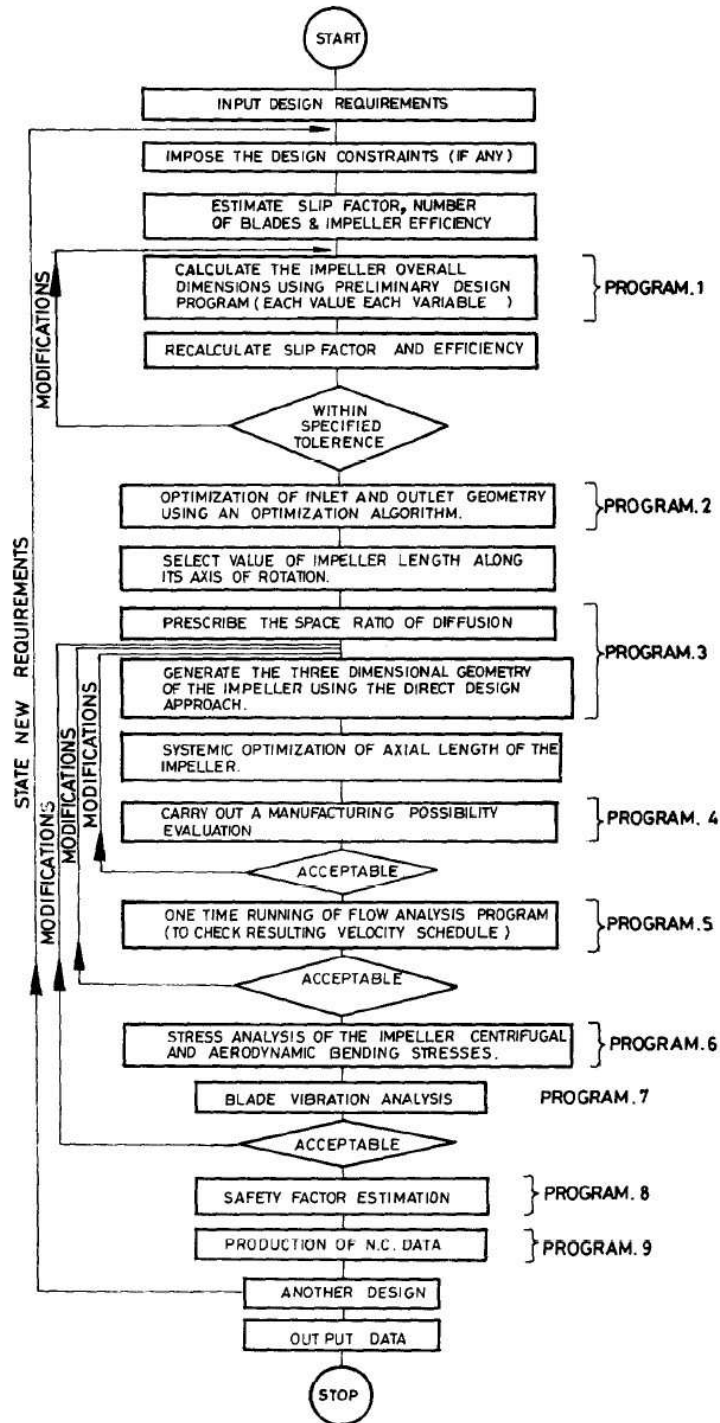


Figura 2.14: Fluxograma do procedimento de CAD – Al-Zubaidy (1992)

Uma observação importante ressaltada por Al-Zubaidy é que a escolha do ângulo da pá no *shroud* é normalmente determinada mediante as seguintes considerações: i) Restrições de usinagem / fabricação; ii) Vibração, pois com o intuito de aumentar a frequência natural do disco, pode ser necessário aumentar a espessura da

pá. Logo, o bloqueio resultante só pode ser compensado aumentando-se o ângulo; iii) A vazão mássica especificada.

O autor ressalta ainda que, baseado nas restrições descritas, nem sempre é possível escolher um valor ótimo para o ângulo da pá no *shroud*.

Ao fim da etapa de análise unidimensional, um campo de variação dos parâmetros geométricos e de escoamento pode ser estabelecido.

A etapa seguinte do procedimento consiste em otimizar os parâmetros geométricos e de escoamento previamente determinados. Al-Zubaidy relata que o problema de otimização proposto por ele é estabelecido de forma que qualquer algoritmo de otimização não-linear pode ser usado para alcançar uma solução numérica com grande acurácia. Entretanto, se o sistema proposto for muito grande e uma decomposição em sistemas menores for necessária, um método de otimização mais apropriado deve ser utilizado.

O problema de otimização proposto consiste em maximizar a eficiência do impelidor. A função objetivo é dada por:

$$\max F(\bar{X}) = \eta_{imp} \quad (2.9)$$

onde,

$$F(\bar{X}) = \eta_{imp} = \frac{\left(\frac{\Delta H_E}{U_2^2}\right) - (\Delta h_{in} + \Delta h_{bl} + \Delta h_{sf})}{\left(\frac{\Delta H_E}{U_2^2}\right) + \Delta h_{rc} + \Delta h_{df}} \quad (2.10)$$

e \bar{X} é um vetor contendo um conjunto de variáveis – X_1, X_2, \dots, X_n – que, sujeito a um conjunto de restrições, assumem diferentes valores com o intuito de maximizar $F(\bar{X})$.

Os modelos de perdas utilizados pelo autor foram: Boyce (1972) para as perdas por incidência e perdas por carregamento da pá, e Dallenbach *et al.* (1956) para as perdas por atrito no disco e perdas por recirculação. As perdas por atrito foram calculadas considerando a fórmula clássica de perdas em tubos de paredes lisas, sendo que o coeficiente de atrito foi adaptado para o cálculo de perdas em um impelidor

centrífugo. Ele ainda ressalta a existência de modelos de perdas mais sofisticados e que facilmente podem ser adaptados em seu procedimento.

Em um exemplo, foram escolhidas as seguintes variáveis independentes: o ângulo da pá no *shroud*, o raio externo, o raio eficaz na entrada, a largura na entrada, o comprimento da linha de corrente média, a velocidade absoluta do gás na saída e a velocidade relativa média. Foram ainda estabelecidas restrições ao projeto com o intuito encontrar uma solução exequível. No resultado, para uma determinada condição de serviço estabelecida, o algoritmo precisou de somente cinco iterações para encontrar uma solução ótima para $F(\bar{X})$.

2.4.3 Qiu *et al.* (2010)

Qiu *et al.* (2010) propõem um sistema integrado de projeto para turbomáquinas, tendo como foco principal máquinas como turbinas a gás, turbinas hidráulicas, bombas e propulsores marítimos. Este sistema incorpora a modelagem do escoamento, a análise estrutural e a simulação de fabricação sob um ambiente integrado que permite um efetivo compartilhamento e transferência de informação entre os diferentes estágios e as diferentes disciplinas do projeto, objetivando um projeto exequível, otimizado e de baixo custo.

O projeto se inicia com uma modelagem 1D – *meanline modeling* – que permite aos projetistas explorarem um vasto campo de soluções e produzirem um caminho básico do escoamento e uma estimativa preliminar do desempenho. Com os resultados da análise 1D, uma geometria inicial 3D pode ser construída. Esta geometria é o centro do sistema de projeto, pois servirá para a otimização aerodinâmica e mecânica, como, por exemplo, uma análise completa 3D em fluidodinâmica computacional – CFD – e uma análise de elementos finitos – FEA. Além disso, a manufatura assistida por computador – CAM – faz parte do sistema de projeto.

O sistema integrado proposto mostra que um projeto não pode focar somente em uma análise de desempenho, mas deve também satisfazer simultaneamente requisitos de integridade estrutural e de fabricação. Segundo os autores, os objetivos de qualquer projeto podem ser resumidos nesses três aspectos. O primeiro aspecto que diz respeito aos requisitos de desempenho – aerodinâmica –, envolve, por exemplo, minimizar a potência consumida ou maximizar a eficiência. O segundo aspecto que diz respeito aos requisitos estruturais, envolve, por exemplo, não ultrapassar os limites de resistência do

material ou evitar o surgimento de frequências de ressonância. O terceiro aspecto, mas não menos importante, que diz respeito ao processo fabril, foca na exequibilidade e no menor custo de fabricação possível. Em resumo, o projeto final deve ser um acerto entre estes três aspectos. Um procedimento convencional de projeto é mostrado na Figura 2.15. Neste delineamento, o custo e o tempo de projeto são altamente elevados, visto que etapas do projeto não interagem entre si, gerando muito retrabalho. No sistema proposto pelos autores, todas as análises são realizadas simultaneamente, a partir de uma geometria 3D gerada com base nos resultados da análise 1D – Figura 2.16.

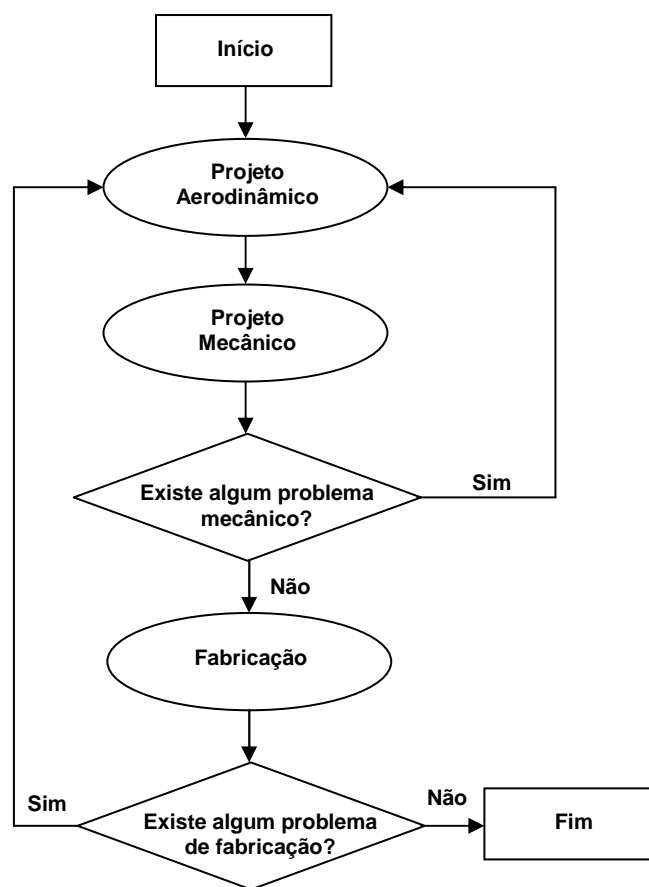


Figura 2.15: Sistema de projeto linear convencional – Adaptado de Qiu *et al.* (2010)

Uma observação importante feita pelos autores é que o sucesso do projeto proposto por eles reside em uma adequada determinação da geometria do impelidor. Isto reforça a importância do projeto preliminar.

Sobre a análise 1D, Qiu *et al.* (2010) relatam que apesar da existência atual de sofisticadas ferramentas computacionais 3D, a análise 1D continua sendo uma etapa insubstituível no projeto de uma turbomáquina. Primeiro, porque é a etapa inicial de um projeto novo. Somente com a determinação da condição de projeto é impossível trabalhar com uma ferramenta CFD. É necessário existir uma geometria pré definida. Somente a análise 1D pode definir esta geometria inicial. Segundo, a praticidade e a rapidez de um *solver* 1D permitem a exploração de um grande espaço de soluções. Centenas de casos podem ser executados em questões de segundos, algo praticamente impossível para um *solver* 3D. E, finalmente, as ferramentas CFD continuam apresentando limitações como uma ferramenta de projeto. Por exemplo, modelar características do escoamento como atrito no disco, vazamento, ou furos de balanceamento em CFD apresenta um nível de complexidade geométrica tal que dificulta a geração da malha. Estes problemas podem ser tratados de forma simples em uma análise 1D com algumas correlações empíricas validadas.

Em sua forma pura, a análise 1D consiste na análise de apenas uma linha de corrente – a linha de corrente média. Os autores ainda ressaltam que não deve ser dada muita ênfase a validação na análise 1D visto que esta análise esta baseada em modelos empíricos.

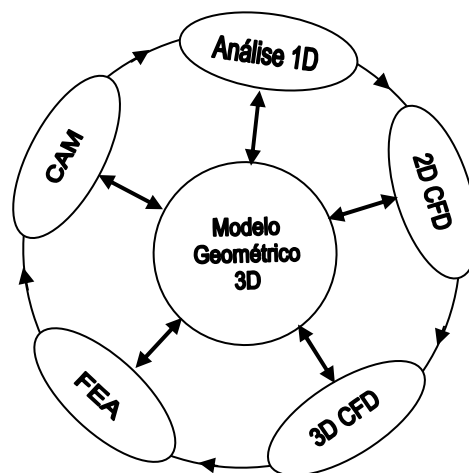


Figura 2.16: Sistema de projeto integrado – Adaptado de Qiu *et al.* (2010)

Capítulo 3

Fundamentos de Compressores

Centrífugos

3.1 Introdução

Compressores são máquinas de fluido geratrizes que objetivam fornecer energia a um fluido no estado gasoso, que pode ser um gás puro ou uma mistura gasosa, com o intuito de provocar seu escoamento ou simplesmente elevar a sua pressão. Quanto à forma que a energia é fornecida ao gás, os compressores são classificados em *Volumétricos ou de Deslocamento Positivo* e em *Dinâmicos ou Turbocompressores*. A Figura 3.1 apresenta uma classificação sumária dos compressores industriais.

Os compressores *Volumétricos* têm por característica básica de funcionamento a transferência da energia cedida pela fonte motriz através da movimentação de um elemento mecânico denominado positivo, que obriga o gás a executar o mesmo movimento do qual ele está animado. O gás, a cada volta ou golpe do elemento mecânico, enche os espaços com volume determinado no interior do compressor e posteriormente é expulso, daí a denominação de compressores volumétricos. Neste grupo se encontram os compressores alternativos – pistão e diafragma – e os compressores rotativos – parafusos, lóbulos e palhetas.

Nos compressores *Dinâmicos*, a energia proveniente da fonte motriz é transferida ao gás através da sua aceleração provocada por um elemento rotativo, dotado de pás, denominado impelidor. Uma parte desta energia é recebida pelo gás na forma de entalpia, estando relacionada com a elevação de pressão que ocorre ainda no impelidor. Outra parte da energia é transferida ao gás na forma cinética, a qual é convertida também em entalpia, com suplementar elevação de pressão, ao passar por um órgão fixo

denominado difusor. Neste grupo encontram-se os compressores centrífugos e os compressores axiais.

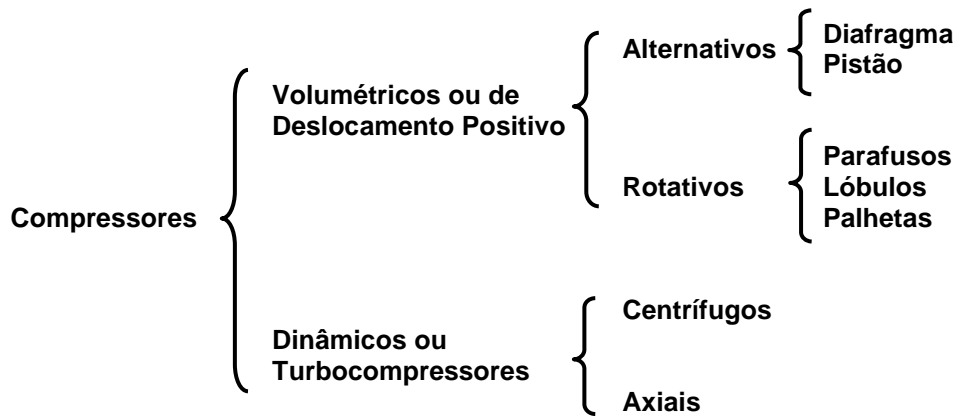


Figura 3.1: Classificação sumária dos compressores industriais

3.2 Compressores Centrífugos: Características Básicas

Um compressor centrífugo consiste basicamente de um ou mais impelidores radiais montados em um eixo rotativo no interior de uma carcaça. Conectando o fluxo de gás entre os impelidores, estão as partes estacionárias como os difusores e as rodas de pás guias. Cada grupo formado por impelidor, difusor e roda de pás guias constitui um estágio de compressão da máquina.

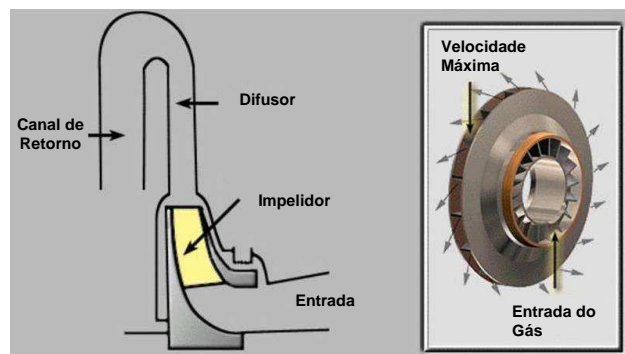


Figura 3.2: Estágio de compressão de um compressor centrífugo de múltiplos estágios – Adaptado de Giampiero (2007)

Além da carcaça, eixo, impelidores, difusores e rodas de pás guias, outros componentes importantes de serem mencionados são os selos mecânicos, selos labirintos, diafragmas e mancais.

Os compressores centrífugos apresentam como principais vantagens – em relação aos outros tipos de compressores: i) uma grande faixa de operação; ii) requererem pouca manutenção – a manutenção é relativamente simples devido à existência de poucos componentes – e; iii) grande disponibilidade. Suas principais desvantagens são: i) instabilidade em baixas vazões e; ii) eficiência moderada.

Devido aos limites impostos à velocidade periférica do impelidor – por razões de resistência mecânica –, às altas razões de pressão demandadas pela grande maioria dos serviços de compressão e às altas temperaturas geradas no processo de compressão, é muito comum o uso na indústria de compressores centrífugos de múltiplos estágios.

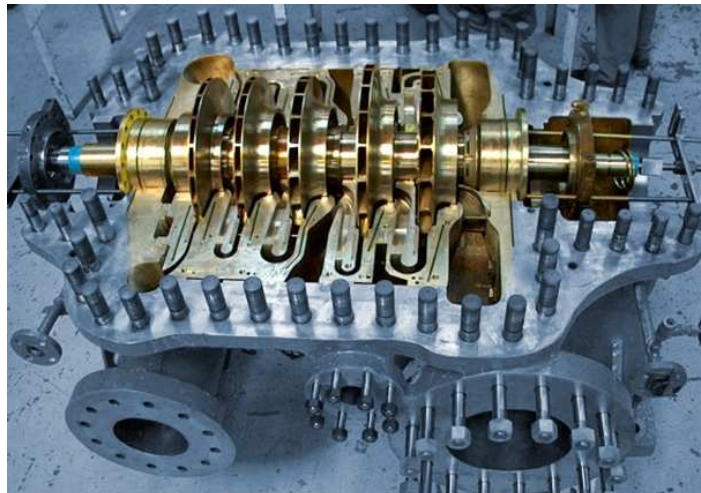


Figura 3.3: Compressor centrífugo de múltiplos estágios – Giampiero (2007)

3.3 Termodinâmica Aplicada ao Funcionamento de um Compressor

3.3.1 O Compressor como um Volume de Controle

Um compressor industrial é modelado termodinamicamente a partir do conceito de volume de controle, visto que dois fluxos de massa são observados, relativos à sucção e à descarga da máquina. Ao mesmo tempo, fluxos de calor e trabalho são trocados com agentes externos.

De um modo simplificado pode-se considerar que no interior de um compressor ocorre a composição de dois processos independentes e simultâneos:

- Um processo de compressão pura;
- Um processo de movimentação do gás contra um gradiente adverso de pressão – da sucção para a descarga.

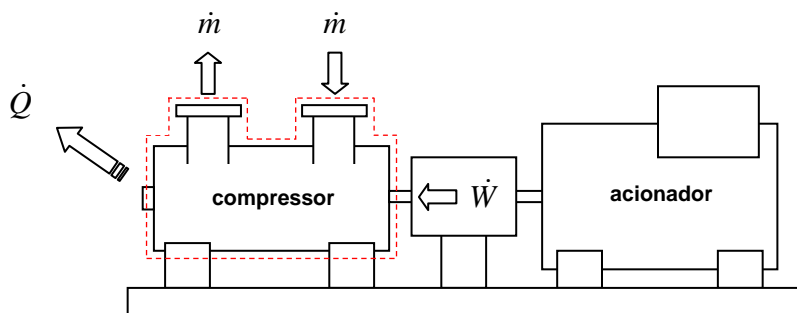


Figura 3.4: O compressor como um volume de controle

3.3.2 A Hipótese de Regime Permanente: Conservação de Massa e Energia

Na grande maioria dos casos em que se costuma efetuar o balanço energético de um compressor, na prática a máquina pode ser considerada como operando em uma condição que pode ser caracterizada como regime permanente. Este regime possui as seguintes características:

- O estado termodinâmico do gás em qualquer ponto do volume de controle não varia com o tempo;
- A vazão mássica é constante no interior do volume de controle. Logo, a quantidade de energia contida no interior do volume de controle também não varia com o tempo.

Sendo assim, considerando a hipótese de regime permanente e aplicando a primeira lei da termodinâmica ao volume de controle:

$$\dot{Q} - \dot{W} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) \quad (3.1)$$

logo, para que não haja variação da energia no interior do compressor, a potência transferida pela fonte motriz – acionador – (\dot{W}) deverá corresponder à variação de energia do escoamento ($\dot{E}_2 - \dot{E}_1$) adicionada ao fluxo térmico rejeitado para o meio externo (\dot{Q}). Dividindo a Equação 3.1 pela vazão mássica do escoamento, obtém-se a equação da energia em termos específicos:

$$-w = (e_2 - e_1) - q \quad (3.2)$$

sendo e a energia total específica do gás, que é função da entalpia, da energia potencial e da energia cinética para um fluido em escoamento, ou seja:

$$e = h + \frac{C^2}{2} + gZ \quad (3.3)$$

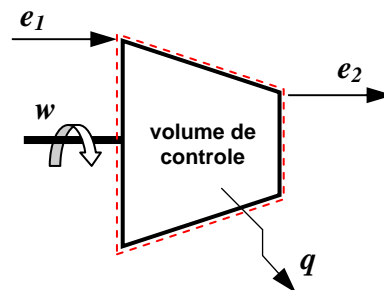


Figura 3.5: Energias envolvidas na compressão

Na análise dos turbocompressores, a contribuição da energia potencial é considerada desprezível e usualmente ignorada. Além disso, estas máquinas operam de forma que possam ser consideradas essencialmente adiabáticas. Sendo assim, a Equação 3.2 assume a seguinte forma:

$$-w = \left(h_2 + \frac{C_2^2}{2} \right) - \left(h_1 + \frac{C_1^2}{2} \right) \quad (3.4)$$

Cabe ressaltar que o sinal aplicado para w corresponde à convenção adotada pela termodinâmica clássica, onde o sinal será positivo se o volume de controle estiver realizando trabalho e negativo se o volume de controle estiver recebendo trabalho. No caso da análise de um turbocompressor, não há a necessidade desta convenção. Logo:

$$w = \left(h_2 + \frac{C_2^2}{2} \right) - \left(h_1 + \frac{C_1^2}{2} \right) \quad (3.5)$$

3.3.3 Compressão Ideal Isentrópica

Também conhecida como compressão adiabática reversível, ou simplesmente por compressão adiabática, é aquela que ocorre sem trocas térmicas e de modo quase estático, ou seja, lenta o suficiente para permitir que não ocorram irreversibilidades. Admite-se ainda que a movimentação do gás no momento de sua compressão é feita sem a manifestação de efeitos dissipativos – perdas. A compressão ideal isentrópica obedece ao modelo ideal adiabático reversível para o gás perfeito:

$$p v^\gamma = \text{constante} \quad (3.6)$$

onde,

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (3.7)$$

e,

$$R = c_p - c_v = \frac{\bar{R}}{MW} \quad (3.8)$$

O coeficiente isentrópico ou adiabático γ é função dos calores específicos e da temperatura. Logo, γ é uma propriedade termodinâmica.

Combinando a Equação 3.6 com a equação de estado de gás perfeito,

$$pv = RT \quad (3.9)$$

obtem-se relações entre as propriedades p , v e T em dois pontos quaisquer 1 e 2 deste processo:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^\gamma \quad (3.10)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.11)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1} \quad (3.12)$$

Sendo o trabalho por unidade de massa em uma compressão ideal dado por:

$$w = \int -v dp \Rightarrow w = \int v dp \quad (3.13)$$

e a correlação entre h e T para o gás perfeito,

$$dh = c_p dT \quad (3.14)$$

obtem-se a seguinte equação para o trabalho ideal isentrópico por unidade de massa:

$$w_s = \int_1^2 v dp = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{\bar{R} T_1}{MW} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.15)$$

No estudo dos turbocompressores, a expressão de w_s é denominada *head adiabático* – H_s .

3.3.4 Compressão Ideal Politrópica

É o processo que reflete as não idealidades de uma compressão real e que possibilita definir o caminho percorrido durante a compressão. Obedece à seguinte relação:

$$p v^n = \text{constante} \quad (3.16)$$

O processo politrópico pode ser considerado como um processo genérico, já que o coeficiente n pode assumir diferentes valores, tendo como um dos seus casos particulares o processo ideal isentrópico.

- processo isobárico : $n = 0$
- processo isotérmico : $n = 1$
- processo isentrópico : $n = \gamma$
- processo isométrico : $n = \infty$

Como a equação que descreve o processo politrópico – Equação 3.16 – é idêntica à equação que descreve o processo isentrópico – Equação 3.6 –, as equações desenvolvidas para esta última também são válidas para descrever o processo politrópico:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n \quad (3.17)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.18)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \quad (3.19)$$

$$w_p = \int_1^2 v dp = \frac{n}{n-1} \frac{\bar{R} T_1}{MW} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.20)$$

No estudo dos turbocompressores, a expressão de w_p é denominada *head politrópico* – H_p .

Ao contrário do que ocorre com o coeficiente isentrópico, o coeficiente do processo politrópico não é uma propriedade termodinâmica do gás, desempenhando apenas o papel de indicador de uma trajetória no plano pressão-volume específico.

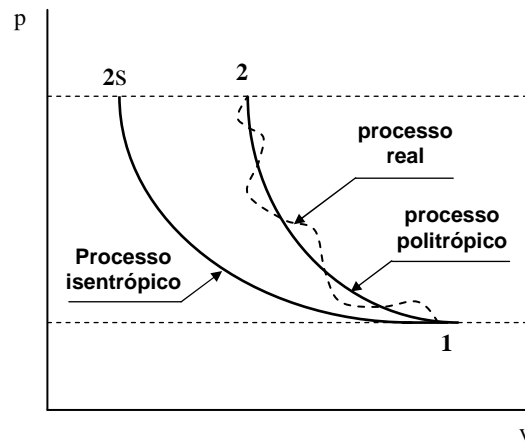


Figura 3.6: Comparação dos processos de compressão no plano pressão-volume específico – Adaptado de Rodrigues (1991)

3.3.5 Eficiência Termodinâmica da Compressão

É a razão entre o trabalho por unidade de massa associado a um processo ideal de compressão e o trabalho por unidade de massa efetivamente empregado na compressão. Estabelece uma base de comparação entre um processo real de compressão e o processo ideal correspondente.

Considerando uma compressão isentrópica ou adiabática:

$$\eta_s = \frac{w_s}{w_{real}} = \frac{H_s}{H_{real}} \quad (3.21)$$

Conforme mencionado anteriormente, turbocompressores operam de forma que possam ser considerados adiabáticos. Pode-se assim concluir que quanto mais a temperatura real se afasta da temperatura ideal isentrópica, menor será a eficiência do processo. Logo:

$$\eta_s = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.22)$$

Para uma compressão politrópica:

$$\eta_p = \frac{w_p}{w_{real}} = \frac{H_p}{H_{real}} \quad (3.23)$$

Logo:

$$\eta_p = \eta_s \frac{H_p}{H_s} \quad (3.24)$$

O estado final de um processo real de compressão situa-se sempre à direita de um estado isentrópico ideal exclusivamente devido à ocorrência de não-idealidades durante a compressão, já que inexitem trocas térmicas. A Figura 3.6 mostra um processo ideal isentrópico e um processo ideal politrópico, ambos associados a um processo real, o qual é representado por uma linha tracejada e sinuosa para mostrar que seus estados intermediários são condições de não-idealidade.

Pode-se estabelecer o valor do expoente politrópico n de modo que o processo politrópico correspondente passe pelos pontos inicial e final do processo real, empregando a Equação 3.18.

Considerando o comportamento de gás perfeito é possível demonstrar a existência de uma relação entre os expoentes relativos a esses processos ideais e a eficiência politrópica:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\gamma-1}{\gamma\eta_p} \quad (3.25)$$

A Equação 3.25 mostra que, fixada a natureza do gás, e conseqüentemente o valor de γ , o expoente n servirá, tanto quanto a eficiência politrópica, para indicar o grau de não-idealidade do processo real de compressão. Quanto mais intensas forem as não-idealidades, mais o estado final de compressão real se afastará para a direita, causando um aumento do expoente n em relação à γ , e, como conseqüência, queda da eficiência politrópica.

3.3.6 Condição de Estagnação

O conceito de estagnação ou estado total é definido como sendo o estado o qual um fluido compressível alcançaria se fosse desacelerado isentropicamente até atingir velocidade zero. Este conceito é fundamental quando se aborda a dinâmica de compressão de um gás.

Em um turbocompressor ocorrem grandes mudanças de velocidade ao longo dos estágios devido ao processo de compressão. Sendo assim é fundamental o conceito de estagnação aplicado às propriedades termodinâmicas envolvidas. A entalpia de estagnação é definida como a soma da entalpia estática com a energia cinética:

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2} \quad (3.26)$$

A temperatura de estagnação é obtida a partir da correlação entre h e T para o gás perfeito – Equação 3.14. Substituindo $h = c_p T$ e $h_0 = c_p T_0$ na Equação 3.26,

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2c_p} \quad (3.27)$$

Sendo $c_p = \gamma R / (\gamma - 1)$:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) \frac{C^2}{\gamma R T} \quad (3.28)$$

e considerando as equações da velocidade do som ($a = \sqrt{\gamma RT}$) e do número de Mach ($M = C/a$), a equação da temperatura de estagnação assume a seguinte forma:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (3.29)$$

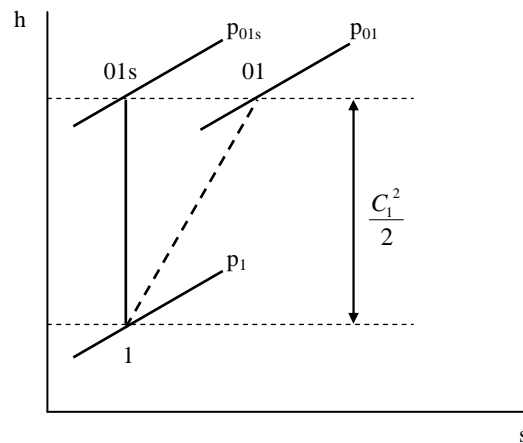


Figura 3.7: Diagrama h-s para um estado de estagnação

A pressão de estagnação é obtida considerando que o processo de desaceleração é adiabático, isentrópico e o gás é perfeito. A partir da correlação entre pressão e temperatura – Equação 3.11:

$$\frac{T_0}{T} = \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.30)$$

e da equação da temperatura de estagnação – Equação 3.28 –, chega-se a seguinte equação para a pressão de estagnação:

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.31)$$

A massa específica de estagnação é obtida a partir da equação do gás perfeito – Equação 3.9 – correlacionada com a equação da pressão de estagnação – Equação 3.31:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (3.32)$$

Nota-se que as equações de estagnação obtidas para T , p e ρ são função da quantidade estática da propriedade e do número de Mach do escoamento. Estas equações se aplicam a qualquer ponto do escoamento e definem o estado de estagnação no ponto, independente se o processo é reversível ou não.

As equações do trabalho definidas nos itens anteriores devem ser descritas em termos das condições de estagnação:

$$w = h_{02} - h_{01} = c_p (T_{02} - T_{01}) \quad (3.33)$$

$$w_s = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{\bar{R} T_{01}}{MW} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.34)$$

$$w_p = \frac{n}{n-1} \frac{\bar{R} T_{01}}{MW} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.35)$$

A eficiência total-total de um turbocompressor é dada pela razão da diferença das entalpias de estagnação:

$$\eta_{t-t} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (3.36)$$

3.4 Teoria dos Compressores Centrífugos

3.4.1 Equação Fundamental – Teoria de Euler

No impelidor de um compressor centrífugo se dá a transferência de energia para o gás. As pás do impelidor impõem uma variação da quantidade de movimento angular do escoamento de gás, que reage exercendo um torque sobre o impelidor. Este gira a velocidade angular constante, o que implica na existência de uma potência disponível, no movimento de rotação do impelidor e, conseqüentemente, no eixo do compressor.

$$P = T \omega \quad (3.37)$$

No desenvolvimento da equação fundamental dos compressores centrífugos, são assumidas idealizações no comportamento do escoamento do gás através do impelidor. Estas idealizações têm o objetivo de simplificar a análise matemática, obtendo-se a equação fundamental de forma rápida e simples. Desta forma, a equação obtida será uma “equação idealizada”, que não representará o processo real do escoamento do gás e da transferência de energia através do impelidor do compressor. Para que esta equação seja uma representação mais adequada do processo real, correções deverão ser implementadas, a partir da eliminação gradual das idealizações assumidas no processo de formulação original.

Sendo assim, notam-se duas etapas distintas no processo de formulação da equação fundamental dos compressores centrífugos, que corresponde ao processo de formulação da equação fundamental das máquinas de fluxo em geral: Inicialmente admitem-se hipóteses idealizadoras do escoamento do gás através do impelidor, obtendo-se a “equação idealizada” para o processo; em seguida, eliminam-se gradualmente as hipóteses idealizadoras, corrigindo-se a equação original. A equação final resultante deve representar o processo real, tão bem quanto possível.

A primeira hipótese idealizadora adotada considera que, *“no processo de transferência de energia do impelidor ao gás, não ocorre qualquer tipo de perda, ou seja, não há qualquer ineficiência na transferência de energia”*. Sendo assim, considera-se que toda a potência transmitida pelo impelidor é efetivamente transferida ao gás.

$$T \omega = H_E \dot{m} \quad (3.38)$$

Logo,

$$H_E = \frac{T \omega}{\dot{m}} \quad (3.39)$$

À energia por unidade de massa transferida ao gás – H_E – denomina-se *head de Euler* ou *head teórico*.

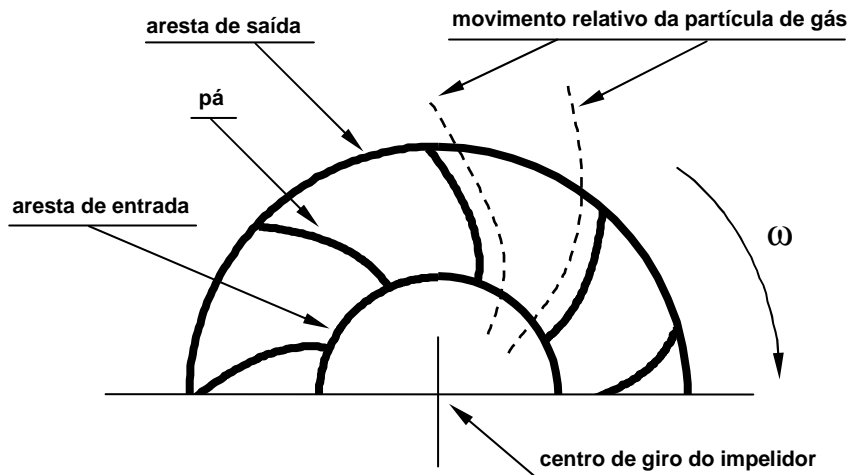


Figura 3.8: Elementos de um impelidor centrífugo

De forma a obter com facilidade a equação para o torque, postula-se uma segunda hipótese idealizadora: “o impelidor do compressor é formado por infinitas pás de espessura desprezível”. A ideia básica desta hipótese é a de que o escoamento relativo do gás, sendo unidimensional, seja determinado exatamente pela curvatura das pás em todo o seu percurso através do impelidor. Sendo assim, pode-se afirmar que o vetor velocidade relativa do gás é sempre tangente à pá, em qualquer ponto do escoamento através do impelidor.

A lei da conservação do momento angular postula que, para um escoamento permanente, o fluxo líquido de quantidade de movimento angular através de uma superfície de controle é igual a um torque. Logo, para se obter uma equação para o torque, em função das variáveis do escoamento e das propriedades do gás, aplica-se a

equação da conservação do momento angular a um volume de controle que envolva o impelidor. Para isto, é necessário conhecer a velocidade absoluta do escoamento – em relação a um referencial inercial – em seu percurso através do impelidor. Esta velocidade é obtida através da composição vetorial da velocidade relativa do escoamento, que é conhecida em direção e sentido em qualquer posição radial entre as arestas de entrada e saída do impelidor, com a velocidade tangencial do impelidor.

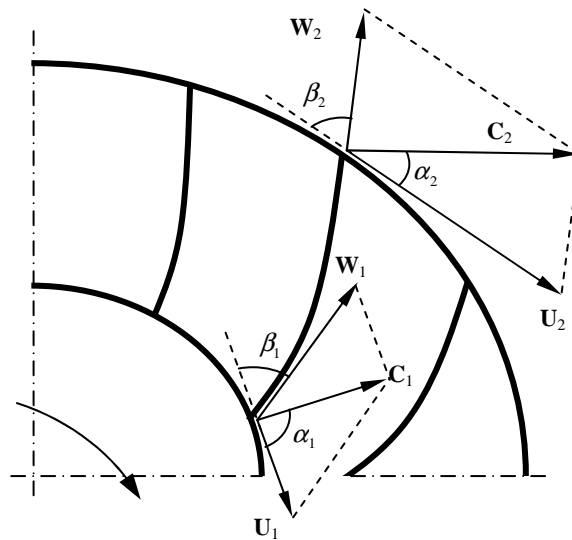


Figura 3.9: Corte radial do impelidor – composição vetorial para determinar a velocidade absoluta do gás

É interessante observar, a partir da definição dos ângulos α e β – Figura 3.9 –, que o ângulo β , nesta idealização do escoamento, está fixado a partir do momento em que se define o projeto mecânico do impelidor. Já o ângulo α é função das características operacionais do compressor – rotação, vazão, etc. Por exemplo, se houver variação de rotação no compressor, haverá uma variação do ângulo α , pois isto alterará a velocidade tangencial do impelidor, o que altera o triângulo de velocidades.

Com a definição das velocidades do escoamento e os ângulos que elas formam, pode-se então formular uma equação para o torque em função das variáveis operacionais e características de projeto do impelidor.

$$T = \Delta(\dot{m} C r) = \dot{m}(C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1) \quad (3.40)$$

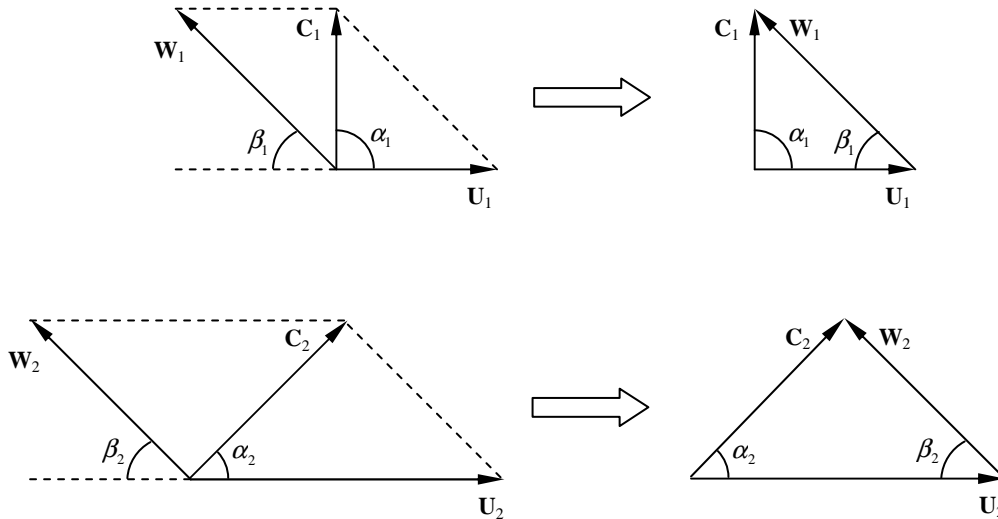


Figura 3.10: Triângulos de velocidades nas arestas de entrada e saída do impelidor

Desta forma, o *head* de Euler pode ser expresso em termos das variáveis do escoamento e das dimensões características do impelidor:

$$H_E = \frac{T\omega}{\dot{m}} = (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1) \omega \quad (3.41)$$

ou ainda, considerando a Figura 3.11,

$$H_E = U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u} \quad (3.42)$$

Observando o triângulo de velocidades na entrada do impelidor, nota-se que o ângulo α_1 pode ser considerado muito próximo de 90° . Sendo assim, a equação do *head* de Euler assume a seguinte forma:

$$H_E = \omega r_2 C_2 \cos \alpha_2 = U_2 C_{2u} \quad (3.43)$$

A Equação 3.43 é a forma idealizada e simplificada da equação fundamental dos compressores centrífugos e das máquinas de fluxo em geral. Porém esta equação não está explicitada em função das características de projeto do impelidor e das condições operacionais da máquina. Sendo $C_{2u} = U_2 - C_{2r} \cot \beta_2$ – Figura 3.11:

$$H_E = U_2 C_{2u} = U_2 (U_2 - C_{2r} \cot \beta_2) \quad (3.44)$$

A componente radial C_{2r} pode ser expressa em termos da vazão em volume que o compressor descarrega, aplicando-se a equação de conservação da massa ao mesmo volume de controle ao qual foi aplicado a equação de conservação da quantidade de movimento angular.

$$Q_2 = C_{2r} A_2 \quad (3.45)$$

onde A_2 é a área de saída ao longo do perímetro do impelidor, ou seja:

$$A_2 = 2\pi r_2 b_2 \quad (3.46)$$

Logo, a equação fundamental assume a seguinte forma:

$$H_E = U_2^2 - U_2 \frac{Q_2}{2\pi r_2 b_2} \cot \beta_2 \quad (3.47)$$

A Equação 3.47 explicita os fatores que influenciam a transferência de energia ao longo do impelidor:

- Características de projeto: Raio externo, altura e ângulo de saída das pás do impelidor;
- Características operacionais: Vazão e rotação.

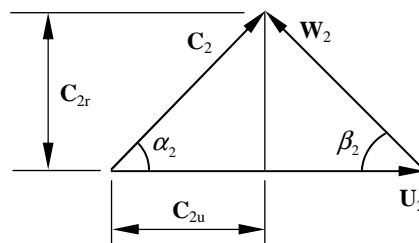


Figura 3.11: Componentes tangencial e radial da velocidade absoluta na aresta de saída

A influência da rotação e do diâmetro do impelidor se traduz por meio da velocidade U_2 . O *head* aumenta com a rotação e com o diâmetro. O ângulo de inclinação das pás na saída do impelidor apresenta forte influência sobre a transferência de energia. O impelidor possui pás inclinadas para trás quando $\beta_2 < 90^\circ$, pás radiais quando $\beta_2 = 90^\circ$ e pás inclinadas para frente quando $\beta_2 > 90^\circ$. Como demonstra a Equação 3.47, se forem mantidos constantes os demais fatores, quanto maior o ângulo β_2 , maior a transferência de energia. Os compressores centrífugos industriais, no entanto, são dotados de impelidores cujas pás são inclinadas para trás – ou radiais, em alguns poucos casos – pelos seguintes motivos: i) à medida que aumenta o ângulo β_2 , reduz-se o grau de reação do impelidor e com isso a eficiência; ii) o aumento do ângulo β_2 reduz a faixa de operação estável do compressor.

A vazão de operação é outro fator importante de influência sobre o *head*. Mantidos os demais fatores constantes na Equação 3.47, verifica-se que há uma correspondência linear da vazão com o *head*.

A largura de saída – altura da pá – do impelidor atua, através da área de saída, como coeficiente de relação linear entre o *head* e a vazão descarregada. Isto significa que uma variação na largura do impelidor faz o mesmo efeito do que a uma mudança na escala das abscissas da curva *head* vs. vazão. O valor de cada vazão deve ser, neste caso, corrigido de modo diretamente proporcional à largura, mantendo-se o *head*.

A teoria de Euler mostra-se eficaz na predição da transferência de energia em um impelidor centrífugo, principalmente quando é formulada a hipótese de entrada radial. Porém o escoamento real não é uniforme nem unidimensional. O desempenho real de um compressor centrífugo se difere do desempenho teórico devido aos seguintes fatores:

- Não-uniformidade da velocidade na saída do impelidor. Como é impossível construir um impelidor com infinitas pás, o gás acaba não tendo comportamento uniforme entre uma pá e a outra;
- O ângulo de saída da velocidade relativa do gás sofre uma pequena alteração. Esse fenômeno é conhecido como *escorregamento* – Seção 3.4.2;
- O escoamento do gás no interior do impelidor é totalmente turbulento com formação de vórtices e esteiras.
- Perdas – atrito e recirculação interna.

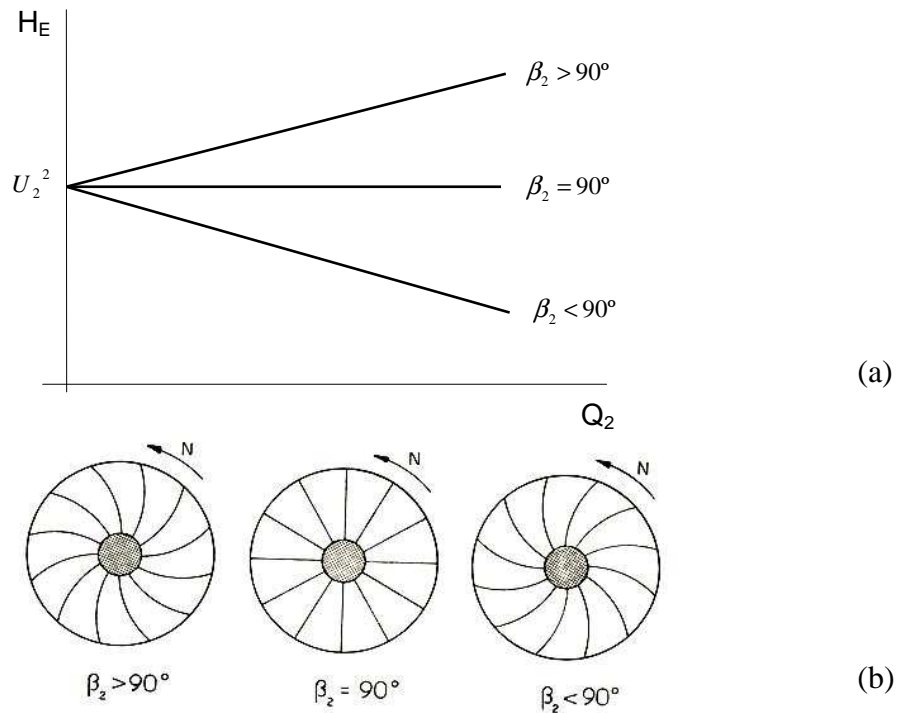


Figura 3.12: (a) Comportamento *head* vs. vazão volumétrica descarregada para um impelidor centrífugo, com base na teoria de Euler; (b) Possíveis configurações das pás – Adaptado de Rodrigues (1991)

A Figura 3.13 mostra as curvas teórica e real de desempenho de um compressor centrífugo. A curva real só pode ser levantada em testes de desempenho do compressor em uma mesma velocidade.

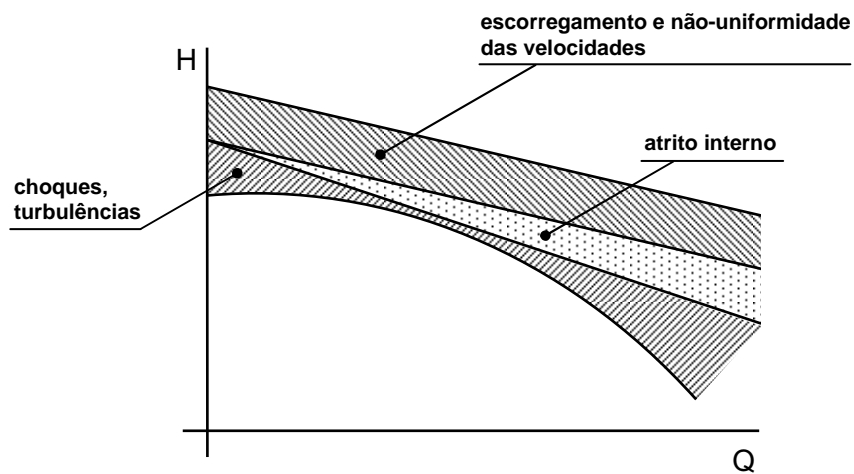


Figura 3.13: Influência das não idealidades sobre o desempenho de um compressor centrífugo – Adaptado de Rodrigues (1991)

3.4.2 Fator de Escorregamento

Uma das hipóteses estabelecidas do desenvolvimento da equação fundamental – Seção 3.4.1 –, é que o gás, ao sair do impelidor, tem a mesma trajetória da linha tangencial à pá. Na prática isto não ocorre, pois o gás não é perfeitamente guiado por um número infinito de pás, mesmo considerando uma condição ideal de não-fricção. Este fenômeno leva a alteração do triângulo de velocidades.

A Figura 3.14 mostra que o ângulo β_2 da velocidade relativa média do escoamento se difere do ângulo da pá, β_{B2} . À diferença $\beta_{B2} - \beta_2$ denomina-se efeito de escorregamento, que depende do perfil das pás e do número de pás. Intuitivamente pode-se estabelecer que quanto maior for o número de pás, menor será o efeito do escorregamento, visto que $z \rightarrow \infty, \beta_2 \approx \beta_{B2}$.

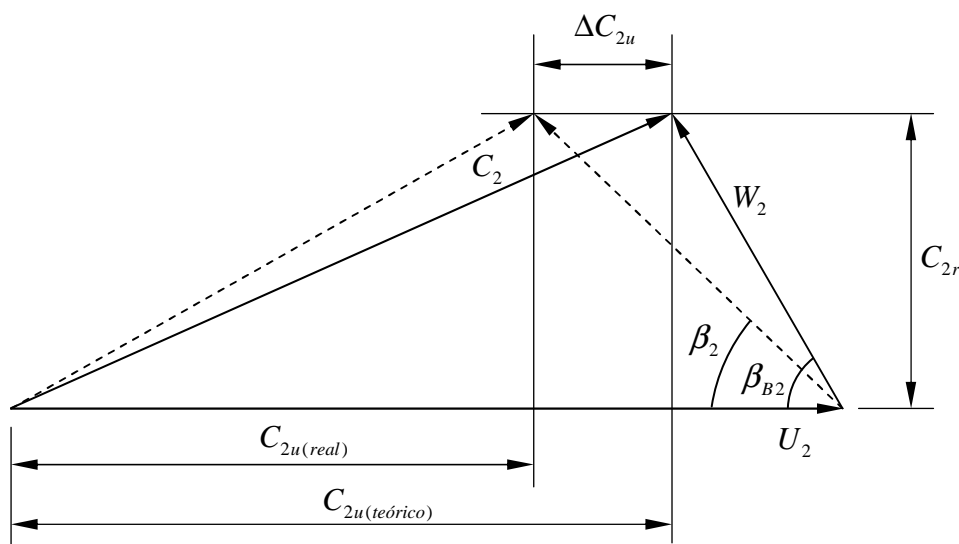


Figura 3.14: Triângulo de velocidades com o efeito do escorregamento

Pode-se notar que o efeito do escorregamento se traduz em uma redução da componente tangencial da velocidade absoluta do gás. Com isto, a quantidade de momento angular na saída do impelidor, e conseqüentemente a energia transferida pelo impelidor ao gás, será menor no caso real – número finito de pás – se comparado ao caso ideal – número infinito de pás. A diferença $C_{2u(teórico)} - C_{2u(real)}$ é denominada velocidade de escorregamento. Denomina-se fator de escorregamento – ou eficiência da pá – a relação:

$$\sigma = \frac{C_{2u(real)}}{C_{2u(teórico)}} \quad (3.48)$$

Esta equação estabelece o grau de desvio das linhas de corrente do escoamento em relação à pá na saída do impelidor.

Para o cálculo do fator de escorregamento em função da geometria do impelidor – em particular o número de pás – existem diversas fórmulas e gráficos desenvolvidos, alguns em base teórica e outros essencialmente experimentais.

Falcão (2002) sugere duas equações relativamente simples e frequentemente utilizadas. Ele cita a equação de Stodola (1927), aplicada preferencialmente para valores pequenos de β_{B2} – entre 20° e 30° – ângulos comuns em bombas:

$$\sigma = 1 - \frac{\pi \sin \beta_{B2}}{z \left(1 - \frac{C_{2r}}{U_2} \cot \beta_{B2} \right)} \quad (3.49)$$

Para valores de β_{B2} próximos de 90° – comuns em compressores de alta rotação –, ele cita Stanitz (1952):

$$\sigma = 1 - \frac{1,98}{z \left(1 - \frac{C_{2r}}{U_2} \cot \beta_{B2} \right)} \quad (3.50)$$

Wiesner (1967) fornece uma extensa análise das técnicas utilizadas para se calcular o fator de escorregamento em impelidores. Ele conclui que o procedimento de Busemann descrito por Wislicenus (1965) é o melhor procedimento para se estimar as velocidades alteradas pelo escorregamento. Wiesner aproximou os resultados de Busemann pela seguinte equação:

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{B2}}}{z^{0,7}} \quad (3.51)$$

3.4.3 Entalpia de Estagnação Relativa e o Conceito de Rotalpia

O conceito da entalpia de estagnação reflete a conservação da energia de um fluido em escoamento de forma adiabática onde não há realização de trabalho. Em um compressor centrífugo, isto ocorre em partes estacionárias como difusores e pás guias, mas não no impelidor, onde há a transferência de energia para o gás. Sendo assim, para o impelidor, faz-se necessário estabelecer uma propriedade, similar a entalpia de estagnação, que caracterize o processo.

Em um compressor centrífugo, o *head* de Euler, que é a energia total por unidade de massa recebida pelo gás no impelidor, coincide com o aumento da entalpia de estagnação do gás:

$$H_E = U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u} = h_{02} - h_{01} \quad (3.52)$$

Esta relação é verdadeira para um escoamento permanente, adiabático e irreversível em um impelidor. Sendo $h_0 = h + C^2/2$, $C^2 = W^2 + U^2 - 2UW_u$ (Figura 3.10) e $UC_u - UW_u = U^2$:

$$\left(h_2 + \frac{W_2^2}{2} \right) - \left(h_1 + \frac{W_1^2}{2} \right) = \frac{U_2^2}{2} - \frac{U_1^2}{2} \quad (3.53)$$

A quantidade $h_2 + W^2/2$ é denominada *entalpia de estagnação relativa* – h_{0r} –, que é análoga à entalpia de estagnação h_0 . Nota-se que a variação da entalpia de estagnação relativa ao longo do impelidor é função apenas da velocidade periférica:

$$h_{0r2} - h_{0r1} = \frac{U_2^2}{2} - \frac{U_1^2}{2} \quad (3.54)$$

Uma vez definida a entalpia de estagnação relativa, outras quantidades de estagnação relativas podem ser determinadas:

$$T_{0r} = \frac{h_{0r}}{c_p} \quad (3.55)$$

$$\frac{P_{0r}}{P} = \left(\frac{T_{0r}}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_r^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.56)$$

onde,

$$M_r = \frac{W}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (3.57)$$

A Equação 3.54 também pode ser rearranjada de forma a explicitar a propriedade denominada *rotalpia* – I :

$$I = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} = h_{0r} - \frac{U^2}{2} \quad (3.58)$$

A rothalpia é usada somente na região do impelidor, enquanto que a entalpia de estagnação é usada em todo o percurso do gás no interior do compressor, havendo ou não transferência de energia ou mudança de raio. Cabe ressaltar que a rothalpia é constante ao longo do escoamento.

A Equação 3.54 é uma equação geral que pode ser aplicada em qualquer situação encontrada em uma turbomáquina, incluindo componentes estacionários e rotativos, com ou sem mudanças de raio, desde que as propriedades do gás estejam definidas relativamente ao componente considerado.

3.4.4 Análise Dimensional e Semelhança

Uma forma prática e simples de se prever o desempenho de uma turbomáquina é através da análise dimensional. Em linhas gerais, este procedimento visa reduzir um grupo de variáveis que exercem influência sobre um determinado fenômeno físico em um grupo menor de variáveis – os parâmetros adimensionais. Isto promove um grande benefício, pois reduz o esforço experimental, uma vez que ao invés de se buscar

correlacionar todas as variáveis umas com as outras, correlacionam-se apenas os parâmetros adimensionais.

O objetivo básico de se aplicar a teoria de análise dimensional no projeto de uma turbomáquina, é transferir o projeto otimizado de uma máquina específica para outras máquinas “semelhantes”. As condições a serem satisfeitas para se obter uma similaridade rigorosa entre duas máquinas são: i) Similaridade geométrica – mesma forma geométrica e dimensões lineares, relacionadas por um fator de escala constante, incluindo folgas, rugosidade superficial, espessura das pás, etc.; ii) Similaridade dinâmica – forças paralelas e com magnitudes relacionadas por um fator de escala constante – similaridade de esforços.

A partir das variáveis envolvidas no desempenho de um turbocompressor tais como as propriedades do gás – massa específica, viscosidade e a constante do gás –, as condições de entrada e saída – pressões e temperaturas de estagnação –, as características geométricas da máquina – definidas apenas pelo diâmetro externo do impelidor – e as variáveis de controle – rotação e vazão –, vários parâmetros adimensionais podem ser desenvolvidos. Os principais parâmetros adimensionais utilizados no projeto de um turbocompressor são: O coeficiente de vazão, o número de Mach periférico, o coeficiente de *head* e o número de Reynolds.

O coeficiente de vazão é comumente utilizado para caracterizar o desempenho de máquinas que trabalham com fluidos incompressíveis – como as turbobombas. É determinado pela seguinte expressão:

$$\phi = \frac{Q}{Nd_2^3} = \frac{Q}{\pi r_2^2 U_2} \quad (3.59)$$

No caso dos turbocompressores, que operam com fluidos compressíveis, formas diferentes do coeficiente de vazão podem ser encontradas, dependendo da forma que a vazão volumétrica é calculada. Aungier (2000) propõe o cálculo nas condições de estagnação na entrada do impelidor – olho do impelidor –, já Sapiro (1995) propõe o cálculo nas condições estáticas na entrada da pá do impelidor. O cálculo do coeficiente de vazão na entrada é interessante, pois identifica os ângulos de entrada do gás no impelidor. Cabe ressaltar que o este parâmetro adimensional pode ser calculado tanto para as condições de entrada como para as condições de saída do impelidor.

O coeficiente de vazão é utilizado basicamente para caracterizar o tipo de impelidor/estágio e a eficiência esperada para uma determinada condição de projeto. Quanto menor for o coeficiente de vazão, mais estreita será a largura do impelidor na saída e mais limitada será a sua eficiência. O contrário acontece com altos coeficientes de vazão, onde a largura do impelidor na saída será maior e maior a eficiência esperada. Este comportamento é mostrado por Dalbert *et al.* (1999) – Figura 3.15.

O número de Mach periférico é uma avaliação dos níveis do número de Mach na máquina. A razão de pressão e a razão de temperatura estão diretamente relacionadas com este parâmetro. Um estágio de compressor centrífugo é projetado para um valor específico de M_U e depois otimizado para este valor. Quando operando em outros valores, alterações na densidade do gás – com a razão de pressão – irão levar os componentes do estágio – impelidor, difusor, etc. – a operarem em uma condição diferente da projetada. Sendo assim, existe uma faixa limitada de valores de M_U para qual um desempenho aceitável pode ser alcançado.

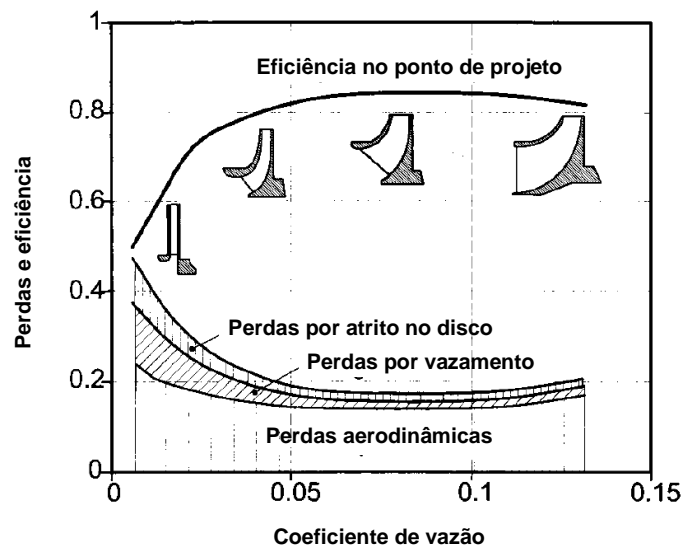


Figura 3.15: Perdas e eficiência vs. coeficiente de vazão –
Adaptado de Dalbert *et al.* (1999)

Este parâmetro ainda avalia a compressibilidade do gás – um baixo Mach periférico representa uma baixa alteração da densidade do gás e vice-versa. O número de Mach periférico é determinado pela seguinte equação:

$$M_U = \frac{U_2}{a_{01}} \quad (3.60)$$

Falcão (2002) ainda propõe a seguinte equação equivalente:

$$M_U = \frac{N d^2}{\sqrt{RT_{01}}} \quad (3.61)$$

O coeficiente de *head* representa a capacidade do impelidor de fornecer energia ao gás. Este parâmetro influi determinantemente na velocidade do impelidor e no ângulo de saída do gás. Sendo assim, μ exerce grande influência na eficiência. É determinado pela seguinte expressão:

$$\mu = \frac{2 H_s}{U_2^2} \quad (3.62)$$

ou,

$$\mu = 2 \lambda \eta_{est} \quad (3.63)$$

Aungier (2000) ainda propõe uma alternativa para ϕ e μ – a velocidade específica e o diâmetro específico, que são parâmetros igualmente significantes para caracterizar o desempenho, porém não apresentam uma interpretação física direta para ϕ e μ .

$$ns = \frac{1,773 \sqrt{\phi}}{\mu^{0,75}} \quad (3.64)$$

$$ds = \frac{1,128 \mu^{0,25}}{\sqrt{\phi}} \quad (3.65)$$

Quando os estágios de um compressor centrífugo são submetidos a uma vasta gama de condições de serviço – e.g. compressores de processo –, o número de Reynolds também se torna um importante parâmetro de análise. Uma vez que a influência do

atrito das paredes no desempenho é função do R_e , alterações neste parâmetro irão alterar o desempenho. O número de Reynolds é a medida da razão entre as forças de inércia e as forças viscosas.

Cumpsty (1989) sugere calcular o R_e para compressores centrífugos em função da velocidade periférica do impelidor e da largura do impelidor na região de saída. Sendo assim, o número de Reynolds é estabelecido pela seguinte expressão:

$$R_e = \frac{\rho b_2 U_2}{\mu} \quad (3.66)$$

Capítulo 4

Metodologia de Projeto e Otimização

4.1 Metodologia de Projeto

A metodologia desenvolvida neste trabalho para o projeto do impelidor de compressor centrífugo é composta do projeto preliminar da geometria e da verificação do desempenho.

No projeto preliminar da geometria foi utilizada como base a metodologia proposta por Whitfield e Baines (1990), com algumas adaptações que foram basicamente a adequação das equações considerando os ângulos tomados a partir da direção tangencial e a inclusão de algumas equações necessárias à verificação do desempenho.

Na verificação do desempenho foi utilizado como base o estudo de Oh *et al.* (1997). Deste estudo, os seguintes modelos de perdas foram considerados: Perda por incidência, perda por carregamento da pá, perda por atrito, perda por folga, perda por recirculação, perda por atrito no disco e perda por vazamento. Além do levantamento das perdas, foram incluídas equações para a determinação da eficiência do impelidor e da potência do processo de compressão.

4.1.1 O Projeto Preliminar do Impelidor com Base na Metodologia de Whitfield e Baines (1990)

As seguintes premissas de projeto devem ser consideradas na metodologia proposta pelos autores:

- i) Escoamento permanente e unidimensional;
- ii) O gás possui comportamento de gás perfeito;
- iii) Inexistência de pré-rotação na entrada do impelidor.

Dados iniciais:

- Eficiência total-total do impelidor (\mathbf{h}_{imp})
- Eficiência total-total do estágio de compressão (\mathbf{h}_{est})
- Ângulo relativo do gás no *shroud* (\mathbf{b}_{1s})
- Ângulo absoluto do gás na saída (\mathbf{a}_2)
- Razão de raios *hub-shroud* (\mathbf{t}_{hs})
- Razão de raios *shroud-tip* (\mathbf{t}_{st})
- Ângulo da pá na saída (\mathbf{b}_{B2})
- Número de pás (z)
- Ângulo de incidência (i)

Equações básicas:

- Fator de escorregamento – Wiesner (1967):

$$\mathbf{s} = 1 - \frac{\sqrt{\sin \mathbf{b}_{B2}}}{z^{0,7}} \quad (4.1)$$

- Massa específica de estagnação do gás na entrada:

$$\mathbf{r}_{01} = \frac{p_{01}}{RT_{01}} \quad (4.2)$$

- Coeficiente de trabalho:

$$\mathbf{l} = \frac{\mathbf{s}}{1 + \frac{\cot \mathbf{b}_{B2}}{\cot \mathbf{a}_2}} \quad (4.3)$$

- Velocidade de estagnação do som na entrada:

$$a_{01} = \sqrt{g R T_{01}} \quad (4.4)$$

- Velocidade periférica da saída:

$$U_2 = \left[\frac{\left(P_R \frac{g-1}{g} - 1 \right)}{I (g-1) h_{est}} \right]^{\frac{1}{2}} a_{01} \quad (4.5)$$

- Componente da velocidade absoluta na saída na direção tangencial:

$$C_{2u} = U_2 I \quad (4.6)$$

- Velocidade absoluta na saída:

$$C_2 = \frac{C_{2u}}{\cos \alpha_2} \quad (4.7)$$

- Temperatura de estagnação na saída:

$$T_{02} = \left[1 + (g-1) \frac{U_2 C_{2u}}{a_{01}^2} \right] T_{01} \quad (4.8)$$

- Pressão de estagnação na saída:

$$p_{02} = \left[h_{imp} \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{g}{g-1}} p_{01} \quad (4.9)$$

- Velocidade de estagnação do som na saída:

$$a_{02} = \frac{a_{01}}{\left(\frac{T_{01}}{T_{02}}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (4.10)$$

- Temperatura estática na saída:

$$T_2 = \left[1 - \frac{\mathbf{g} - 1}{2} \left(\frac{C_2}{a_{02}}\right)^2\right] T_{02} \quad (4.11)$$

- Número de Mach na saída:

$$M_2 = \frac{C_2}{a_{02}} \sqrt{\frac{T_{02}}{T_2}} \quad (4.12)$$

- Velocidade estática do som na saída:

$$a_2 = \frac{a_{02}}{\left(\frac{T_{02}}{T_2}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (4.13)$$

- Componente da velocidade relativa na saída na direção tangencial:

$$W_{2u} = C_{2u} - U_2 \quad (4.14)$$

- Componente da velocidade absoluta na saída na direção radial:

$$C_{2r} = a_2 M_2 \sin \mathbf{a}_2 \quad (4.15)$$

- Número de Mach relativo na saída:

$$M_{r2} = \left[\left(\frac{W_{2u}}{a_2} \right)^2 + \left(\frac{C_{2r}}{a_2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.16)$$

- Velocidade relativa na saída:

$$W_2 = M_{r2} \left(\frac{T_2}{T_{01}} \right)^{\frac{1}{2}} a_{01} \quad (4.17)$$

- Ângulo relativo do gás na saída:

$$b_2 = \arcsin \left(\frac{C_{2r}}{W_2} \right) \quad (4.18)$$

- Pressão estática na saída:

$$p_2 = \frac{P_{02}}{\left(\frac{T_{02}}{T_2} \right)^{\frac{g}{g-1}}} \quad (4.19)$$

- Massa específica estática do gás na saída:

$$\mathbf{r}_2 = \frac{p_2 T_{01}}{T_2 p_{01}} \mathbf{r}_{01} \quad (4.20)$$

- Velocidade periférica do *shroud*:

$$U_{1s} = U_2 \mathbf{t}_{st} \quad (4.21)$$

- Componente da velocidade relativa no *shroud* na direção tangencial:

$$W_{1us} = -U_{1s} \quad (4.22)$$

- Velocidade absoluta na entrada:

$$C_1 = \frac{U_{1s}}{\cot \mathbf{b}_{1s}} \quad (4.23)$$

- Número de Mach na entrada do *shroud*:

$$M_{1s} = \frac{C_1}{a_{01}} \left[1 - \frac{\mathbf{g}-1}{2} \left(\frac{C_1}{a_{01}} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (4.24)$$

- Número de Mach relativo na entrada do *shroud*:

$$M_{r1s} = \frac{M_{1s}}{\sin \mathbf{b}_{1s}} \quad (4.25)$$

- Velocidade relativa na entrada do *shroud*:

$$W_{1s} = \left[\left(\frac{W_{1us}}{a_{01}} \right)^2 + \left(\frac{C_1}{a_{01}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} a_{01} \quad (4.26)$$

- Massa específica estática na entrada:

$$\mathbf{r}_1 = \left(1 + \frac{\mathbf{g}-1}{2} M_{1s}^2 \right)^{-\frac{1}{\mathbf{g}-1}} \mathbf{r}_{01} \quad (4.27)$$

- Coeficiente de *head*:

$$m = 2 l h_{est} \quad (4.28)$$

- Coeficiente de vazão:

$$f = \frac{r_1}{r_{01}} t_{st}^2 (1 - t_{hs}^2) \frac{C_1}{U_2} \quad (4.29)$$

- Vazão mássica adimensional:

$$q = f \frac{U_2}{a_{01}} \quad (4.30)$$

- Velocidade específica:

$$n_s = \frac{\left[p t_{st}^2 (1 - t_{hs}^2) \frac{C_1}{U_2} \right]^{\frac{1}{2}}}{(l h_{est})^{\frac{3}{4}}} \quad (4.31)$$

- Área da saída:

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{q r_{01} a_{01}} \quad (4.32)$$

- Raio externo:

$$r_2 = \left(\frac{A_2}{p} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.33)$$

- Raio do *shroud*:

$$r_{1s} = t_{st} r_2 \quad (4.34)$$

- Raio do *hub*:

$$r_{1h} = t_{hs} r_{1s} \quad (4.35)$$

- Altura da pá na saída:

$$b_2 = \frac{q}{2 \frac{r_2}{r_{01}} \frac{C_{2r}}{a_{01}}} r_2 \quad (4.36)$$

- Velocidade angular – rotação:

$$N = \frac{U_2}{r_2} \quad (4.37)$$

- Temperatura estática na entrada:

$$T_1 = \frac{T_{01}}{\left[1 + \frac{(g-1)M_{1s}^2}{2} \right]} \quad (4.38)$$

- Pressão estática na entrada:

$$p_1 = \frac{p_{01}}{\left[1 + \frac{(g-1)M_{1s}^2}{2} \right]^{\frac{g}{g-1}}} \quad (4.39)$$

- Velocidade estática do som na entrada:

$$a_1 = \sqrt{gRT_1} \quad (4.40)$$

- Massa específica de estagnação na saída:

$$r_{02} = \left[1 + \frac{(g-1)M_2^2}{2} \right]^{\frac{1}{g-1}} r_2 \quad (4.41)$$

- Raio eficaz na entrada:

$$r_1 = \sqrt{\frac{r_{1s}^2 + r_{1h}^2}{2}} \quad (4.42)$$

- Velocidade periférica do *hub*:

$$U_{1h} = U_{1s} t_{hs} \quad (4.43)$$

- Velocidade periférica eficaz na entrada:

$$U_1 = \sqrt{\frac{U_{1s}^2 + U_{1h}^2}{2}} \quad (4.44)$$

- Área da entrada:

$$A_1 = p (r_{1s}^2 - r_{1h}^2) \quad (4.45)$$

- Ângulo relativo do gás no *hub*:

$$b_{1h} = \operatorname{arccot} \left(\frac{U_{1h}}{C_1} \right) \quad (4.46)$$

- Ângulo eficaz do gás na entrada:

$$\mathbf{b}_1 = \sqrt{\frac{\mathbf{b}_{1s}^2 + \mathbf{b}_{1h}^2}{2}} \quad (4.47)$$

- Ângulo eficaz da pá na entrada:

$$\mathbf{b}_{B1} = \mathbf{b}_1 + i \quad (4.48)$$

- Ângulo da pá na entrada do *shroud*:

$$\mathbf{b}_{B1s} = \mathbf{b}_{1s} + i \quad (4.49)$$

- Ângulo da pá na entrada do *hub*:

$$\mathbf{b}_{B1h} = \mathbf{b}_{1h} + i \quad (4.50)$$

- Velocidade relativa na entrada do *hub*:

$$W_{1h} = \frac{C_1}{\sin \mathbf{b}_{1h}} \quad (4.51)$$

- Velocidade relativa eficaz na entrada:

$$W_1 = \sqrt{\frac{W_{1s}^2 + W_{1h}^2}{2}} \quad (4.52)$$

- Componente da velocidade relativa no *hub* na direção tangencial:

$$W_{1uh} = -U_{1h} \quad (4.53)$$

- Componente da velocidade relativa eficaz na entrada na direção tangencial:

$$W_{1u} = -\sqrt{\frac{W_{1us}^2 + W_{1uh}^2}{2}} \quad (4.54)$$

- Largura da entrada:

$$b_1 = r_{1s} - r_{1h} \quad (4.55)$$

4.1.2 Verificação do Desempenho com Base nos Estudos de Oh *et al.* (1997)

- Perda por incidência – Conrad *et al.* (1980):

$$\Delta h_{in} = f_{in} \frac{W_{1u}^2}{2} \quad (4.56)$$

onde, $f_{in} = 0,5 - 0,7$

- Perda por carregamento da pá – Coppage *et al.* (1956):

$$\Delta h_{bl} = 0,05 D_f^2 U_2^2 \quad (4.57)$$

$$\text{onde, } D_f = 1 - \frac{W_2}{W_{1s}} + \frac{0,75 \Delta H_E / U_2^2}{(W_{1s} / W_2) [(z/p)(1 - r_{1s}/r_2) + 2r_{1s}/r_2]}$$

- Perda por atrito – Jansen (1967):

$$\Delta h_{sf} = 2C_f \frac{L_B \bar{W}^2}{d_h} \quad (4.58)$$

$$\text{onde, } \bar{W} = \frac{C_{1s} + C_2 + W_{1s} + 2W_{1h} + 3W_2}{8}$$

- Perda por folga – Jansen (1967):

$$\Delta h_{cl} = 0,6 \frac{e}{b_2} C_{2u} \left\{ \frac{4p}{b_2 z} \left[\frac{r_{1s}^2 - r_{1h}^2}{(r_2 - r_{1s}) \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right)} \right] C_{2u} C_1 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4.59)$$

- Perda por atrito no disco – Daily e Nece (1960):

$$\Delta h_{df} = f_{df} \frac{\bar{r} r_2^2 U_2^3}{4 \dot{m}} \quad (4.60)$$

$$\text{onde, } \bar{r} = \frac{r_1 + r_2}{2}$$

$$f_{df} = \begin{cases} \frac{2,67}{\text{Re}_{df}^{0,5}} & \text{Re}_{df} < 3 \times 10^5 \\ \frac{0,0622}{\text{Re}_{df}^{0,2}} & \text{Re}_{df} \geq 3 \times 10^5 \end{cases}$$

$$\text{Re}_{df} = \frac{U_2 r_2}{n_2}$$

- Perda por recirculação – Oh *et al.* (1997):

$$\Delta h_{rc} = 8 \times 10^{-5} \sinh(3,5 a_2^3) D_f^2 U_2^2 \quad (4.61)$$

- Perda por vazamento – Aungier (1995):

$$\Delta h_{lk} = \frac{\dot{m}_{cl} U_{cl} U_2}{2 \dot{m}} \quad (4.62)$$

$$\text{onde, } U_{cl} = 0,816 \sqrt{(2 \Delta P_{cl} / r_2)}$$

$$\Delta P_{cl} = \frac{\dot{m} (r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u})}{z \bar{r} \bar{b} L_m}$$

$$\bar{r} = \frac{r_1 + r_2}{2}$$

$$\bar{b} = \frac{b_1 + b_2}{2}$$

$$\dot{m}_{cl} = \mathbf{r}_2 z \mathbf{e} L_m U_{cl}$$

- Eficiência do impelidor:

$$\mathbf{h}_{imp} = \frac{\left(\frac{\Delta H_E}{U_2^2} \right) - (\Delta h_{in} + \Delta h_{bl} + \Delta h_{sf} + \Delta h_{cl})}{\left(\frac{\Delta H_E}{U_2^2} \right) + \Delta h_{rc} + \Delta h_{df} + \Delta h_{lk}} \quad (4.63)$$

- *Head* termodinâmico – adiabático:

$$H_s = \frac{\mathbf{g}}{\mathbf{g} - 1} \frac{\bar{R} T_{01}}{MW} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\mathbf{g}-1}{\mathbf{g}}} - 1 \right] \quad (4.64)$$

- Eficiência do estágio de compressão:

$$\mathbf{h}_{est} = \mathbf{h}_{imp} \mathbf{h}_{pes} \quad (4.65)$$

- Potência termodinâmica de compressão:

$$GkW = \frac{\dot{m} H_s}{\mathbf{h}_{est}} \quad (4.66)$$

4.2 Otimização

Otimização é o processo de encontrar a melhor solução dentre um conjunto de soluções possíveis de um problema. Existe um conjunto particular de problemas para o

qual é decisiva a aplicação de um procedimento de otimização. São problemas complexos, de difícil solução, ou que muitas vezes apresentam milhares de soluções possíveis.

A otimização pode se dividir em duas classes: global e local. A otimização global encontra a melhor solução do conjunto de “todas” as soluções possíveis. A otimização local encontra a melhor solução dentro de um conjunto de soluções que está próximo a outro. Na otimização local, a solução encontrada depende do ponto de início do processo de busca do ótimo. A otimização global sempre encontrará a melhor solução possível, independentemente das condições de início do processo de busca, porém geralmente requisita um maior poder de computação.

Pode ser praticamente impossível de se encontrar uma solução ótima global em algumas aplicações, entretanto, uma solução ótima local pode ser bastante eficiente. Em muitos casos, encontrar o ótimo global não é necessário. Encontrar rapidamente uma boa solução – ótimo local – pode ser mais desejável do que encontrar demoradamente a melhor solução possível. O tipo de otimização empregada depende da estrutura do problema e do grau de confiabilidade das variáveis. Existem inúmeras técnicas de otimização e a aplicação de cada uma delas depende essencialmente do tipo de problema.

Lee e Geem (2004) relatam que nas últimas quatro décadas, um grande número de algoritmos foi desenvolvido com o intuito de resolver problemas de otimização na área de engenharia. A maioria destes algoritmos é baseada em métodos numéricos de programação linear e não linear, que requerem uma substancial informação de gradientes e usualmente procuram melhorar a solução em torno do ponto inicial. Estes algoritmos numéricos provêm uma estratégia útil para se obter o ótimo global em modelos ideais simplificados. Entretanto, muitos problemas de otimização em engenharia são extremamente complexos por natureza e difíceis de solucionar usando estes algoritmos. No caso da existência de mais de um ótimo local no problema, o resultado estará vinculado à seleção do ponto inicial, e a solução ótima obtida poderá não ser necessariamente o ótimo global. Além disso, o gradiente de busca poderá se tornar difícil e instável quando a função objetivo e as restrições tiverem múltiplos e/ou aguçados picos.

Dentre os principais algoritmos deste grupo que é denominado *Otimização Clássica* podemos citar os métodos de programação linear – Simplex e Pontos Interiores –, os métodos de programação inteira – Enumeração e *Branch and Bound*, *B&B* – e os

métodos de programação não linear – Newton, Quase-Newton, Lagrange, Penalidades e Gradiente Reduzido.

As desvantagens computacionais dos vários métodos numéricos existentes têm forçado pesquisadores a recorrerem a algoritmos metaheurísticos para resolverem os problemas de otimização em engenharia. Metaheurísticas são procedimentos destinados a encontrar uma boa solução, eventualmente a ótima, consistindo na aplicação, em cada passo, de uma heurística subordinada, a qual tem que ser modelada para cada problema específico.

As metaheurísticas quando aplicadas a problemas de otimização tem como um de seus objetivos gerarem procedimentos de busca em vizinhanças – no espaço de pesquisa – que evitem uma parada prematura em ótimos locais proporcionando soluções melhores. Utilizam escolhas aleatórias combinando os conhecimentos obtidos de resultados anteriores para se guiarem através do espaço de pesquisa do problema.

Contrariamente às heurísticas convencionais, as metaheurísticas são de caráter global e têm condições de escapar de ótimos locais. Assim, como os métodos de busca local tradicionais, diferenciam-se entre si basicamente pelas seguintes características: i) critério de escolha de uma solução inicial; ii) definição da vizinhança de uma solução; iii) critério de seleção de uma solução vizinha dentro da vizinhança; iv) critério de parada.

O fator comum entre os algoritmos metaheurísticos é que eles combinam regras e aleatoriedade para imitar o fenômeno natural. Dentre estes fenômenos estão incluídos o processo evolutivo biológico, como o Algoritmo Evolutivo – *Evolutionary Algorithm* – proposto por Fogel *et al.* (1966), De Jong (1975) e Koza (1990) e o Algoritmo Genético – *Genetic Algorithm, GA* – proposto por Holland (1975) e Goldberg (1989); o comportamento animal, como o método Busca Tabu – *Tabu Search* – proposto por Glover (1977) e o método Colônia de Formigas – *Ant Colony* – proposto por Dorigo *et al.* (1996); o processo físico de recozimento, como o Recozimento Simulado – *Simulated Annealing* – proposto por Kirkpatrick *et al.* (1983); e o processo musical, como o método da Busca Harmônica – *Harmony Search* – proposto por Geem (2001).

Nos últimos anos os algoritmos metaheurísticos, especialmente o GA, têm sido aplicados por vários pesquisadores para resolver problemas de otimização em engenharia. Os métodos de otimização baseados em algoritmos metaheurísticos têm quase sempre superado uma série de deficiências dos métodos numéricos

convencionais. Entretanto, esta é uma área de estudo muito nova e que ainda necessita ser muito explorada.

Neste trabalho foram utilizados na solução do problema dois métodos de otimização: um método clássico baseado em programação não linear – Quase-Newton – e um método estocástico baseado em metaheurística – Algoritmos Genéticos.

4.2.1 Otimização Não Linear Clássica: Métodos de Newton e Quase-Newton

- *O Método de Newton para Solução de Problemas Não Lineares*

Seja o conjunto de n equações não lineares em n variáveis:

$$\begin{cases} f_1(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \\ f_2(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \\ \dots \\ f_n(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \end{cases}$$

Na forma vetorial: $F(x) = 0$, onde $x \in \mathfrak{R}^n$ e $F(x)$ é definida como:

$$F(x) = \begin{pmatrix} f_1(x_1, x_2, \dots, x_n) \\ f_2(x_1, x_2, \dots, x_n) \\ \dots \\ f_n(x_1, x_2, \dots, x_n) \end{pmatrix}$$

A matriz das derivadas parciais de 1ª ordem de F , denominada matriz Jacobiana, é dada por:

$$J(x) = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1(x)}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1(x)}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1(x)}{\partial x_n} \\ \frac{\partial f_2(x)}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2(x)}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_2(x)}{\partial x_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial f_n(x)}{\partial x_1} & \frac{\partial f_n(x)}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_n(x)}{\partial x_n} \end{pmatrix}$$

O método de Newton consiste em fazer uma aproximação linear $L_k(x) \cong F(x^k) + J(x^k)(x - x^k)$, da função F no ponto x^k dado, representada por planos ou hiperplanos. A partir da utilização destas aproximações lineares para $k = 0, 1, 2, \dots$, seguem-se as iterações, gerando uma sequência que, sob certas hipóteses, converge para a solução.

Como em qualquer método iterativo, faz-se necessário estabelecer critérios de parada para aceitar um ponto x^k como uma boa aproximação da solução exata x^* , ou ainda para se detectar a convergência lenta do processo. Uma vez que na solução exata x^* tem-se $F(x^*) = 0$, um dos critérios de parada consiste em verificar se todas as componentes de $F(x^k)$ têm módulo pequeno. Como $F(x^k)$ é um vetor no \mathfrak{R}^n , verifica-se se a norma de $F(x^k)$ é menor que um dado \mathbf{e} , isto é: $\|F(x^k)\| < \mathbf{e}$, para $\mathbf{e} > 0$ suficientemente pequeno.

Outro critério de parada consiste em verificar se a norma entre duas iterações sucessivas está próxima de zero, isto é, escolhe-se x^{k+1} como uma boa aproximação para a solução exata x^* , se $\|x^{k+1} - x^k\| < \mathbf{e}$. Este critério é denominado de erro absoluto.

Pode-se alternativamente usar o erro relativo como um critério de parada: $\|x^{k+1} - x^k\| / \|x^{k+1}\| < \mathbf{e}$.

O método mais amplamente utilizado e conhecido para resolver sistemas de equações não lineares e transcendentais é o método de Newton.

Cada iteração k do método de Newton consiste na obtenção de um zero da aproximação linear $L_k(x)$, o qual será a nova estimativa x^{k+1} . Assim o método requer basicamente, a cada iteração:

- i) A avaliação da matriz Jacobiana no ponto em questão, $J(x^k)$;
- ii) A resolução do sistema linear $J(x^k) \cdot s^k = -F(x^k)$;
- iii) A atualização do novo valor $x^{k+1} = x^k + s^k$.

A convergência do método de Newton é quadrática, próximo a raiz.

- *O Método de Newton Modificado*

No sentido que o método de Newton tem custos computacionais significativos, visto que prevê o cálculo da matriz Jacobiana a cada iteração, o desenvolvimento do método de Newton Modificado se deu com o objetivo de eliminar esta necessidade, reduzindo assim os custos computacionais envolvidos, porém com a desvantagem do decréscimo da velocidade de convergência.

Este método consiste em obter a solução de um sistema de equações não lineares a partir de uma única avaliação da matriz Jacobiana – avaliada somente no ponto inicial –, ao contrário do método de Newton, que avalia a matriz Jacobiana em todas as iterações.

Em resumo, o método de Newton Modificado consiste em:

- i) Avaliar a matriz Jacobiana no ponto inicial $x^0 : J(x^0)$;
- ii) Resolver o sistema $J(x^0) \cdot (s^0) = -F(x^0)$;
- iii) Determinar o novo ponto $x^1 = x^0 + s^0$, e assim sucessivamente, tendo calculado a Jacobiana somente no ponto inicial.

A convergência do método de Newton Modificado é linear.

- *Os Métodos Quase-Newton*

A partir da constatação de que o método de Newton é bom, porém que demanda um alto custo computacional foram desenvolvidos outros métodos, baseados no método de Newton, com o objetivo de reduzir os custos computacionais envolvidos no processo iterativo. Estes métodos foram denominados Quase-Newton, onde o método mais simples é o Newton Modificado apresentado na seção anterior.

Os métodos quase-Newton têm o seguinte formato:

$$B^k \cdot s^k = -F(x^k)$$
$$x^{k+1} = x^k + s^k$$

onde B^k é uma substituta da matriz Jacobiana $J(x^k)$. Vale ressaltar que no método de Newton Modificado, $B^k = J(x^0)$. A redução de custos operacionais tem como contrapartida a redução da velocidade de convergência.

Dentre os métodos Quase-Newton desenvolvidos e amplamente consagrados estão os métodos *DFP* e *BFGS*.

A convergência de um método Quase-Newton não é quadrática, porém é melhor que linear – exceto o método de Newton Modificado onde a convergência é linear.

4.2.2 Otimização Estocástica: Algoritmos Genéticos

Algoritmos Genéticos – AGs – são algoritmos de otimização baseados nos mecanismos de seleção natural e da genética. Foram introduzidos por John Holland em 1975 e popularizados por seu aluno David Goldberg em 1989. Estes algoritmos seguem o princípio da seleção natural e da sobrevivência, declarado em 1859 pelo naturalista e fisiologista inglês Charles Darwin em seu livro *A Origem das Espécies*. Segundo Darwin, “*Quanto melhor um indivíduo se adaptar ao meio onde vive, maior será sua chance de sobreviver e gerar descendentes*”.

Os AGs são frequentemente descritos como métodos de busca global – apesar de conceitualmente não serem – que não utilizam gradiente de informação e que podem ser combinados com outros métodos para refinamento de buscas quando há aproximação de um máximo ou mínimo local. Estes algoritmos operam basicamente da seguinte forma: Inicialmente é gerada uma população formada por um conjunto aleatório de indivíduos que podem ser vistos como possíveis soluções do problema. Durante o processo evolutivo, esta população é avaliada – para cada indivíduo é dada uma nota, ou índice, refletindo sua habilidade de adaptação a determinado ambiente. Uma porcentagem dos mais adaptados é mantida, enquanto os outros são descartados – Darwinismo. Os membros mantidos pela seleção podem sofrer modificações em suas características fundamentais através de mutações e cruzamento, ou recombinação genética gerando descendentes para a próxima geração. Este processo, chamado de reprodução, é repetido até que uma solução satisfatória seja encontrada.

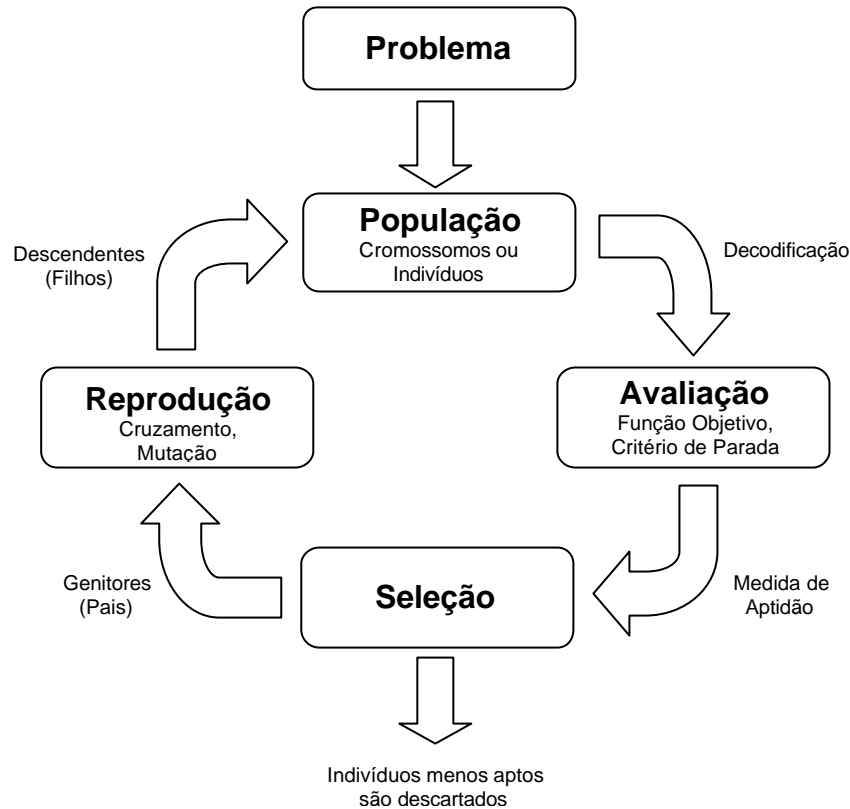


Figura 4.1: Desenvolvimento básico de um AG

- *Os Operadores Genéticos*

Os AGs possuem dois tipos principais de operadores. O primeiro tipo é responsável por determinar quais pontos serão utilizados na geração da nova população, sendo normalmente denominado operador *Seleção*. O segundo tipo tem como finalidade gerar novos pontos a partir daqueles previamente selecionados, denominado operador *Reprodução*. Os AGs possuem dois diferentes operadores que atuam no processo de reprodução: *Cruzamento* e *Mutação*.

Enquanto um simula o processo de reprodução genética propriamente dito, como ocorre na natureza, o outro simula o processo de mutação genética. Esses operadores não atuam diretamente sobre as variáveis de otimização e sim, sobre a sua forma codificada. Portanto, o primeiro passo para a aplicação de AGs consiste em representar cada variável como uma sequência de caracteres, conforme algum esquema de codificação. A codificação binária é a mais difundida, embora outras codificações como de Gray, real e vetorial também sejam frequentemente utilizadas.

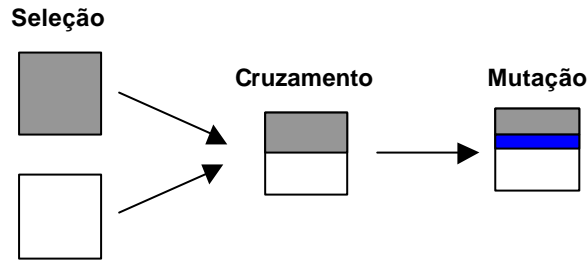


Figura 4.2: Operadores Genéticos

Em uma alusão à genética, a sequência de caracteres correspondente a cada variável codificada equivale a um cromossomo e cada caractere do cromossomo é equivalente a um gene. O termo genótipo é empregado para designar a estrutura codificada resultante da concatenação de todos os cromossomos de um indivíduo e o termo fenótipo representa o genótipo decodificado – Figura 4.3.

Ao contrário dos operadores genéticos *Cruzamento* e *Mutação*, que necessitam de informações referentes ao genótipo de cada indivíduo, o operador *Seleção* utiliza os valores da função objetivo para escolher os indivíduos a serem cruzados e mutados. Por isso, antes do início do processo de seleção dos indivíduos, faz-se necessária a decodificação do genótipo em fenótipo, a fim de que seja realizada a avaliação da função objetivo.

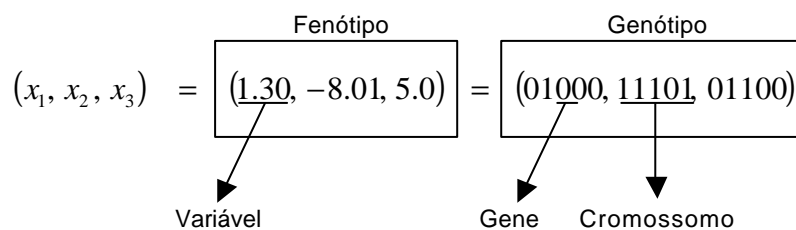


Figura 4.3: Exemplo de codificação genética

Em analogia ao processo de evolução natural, o operador *Seleção* tende a selecionar os melhores indivíduos e a descartar os piores para garantir a melhoria da qualidade da população. Assim, a ordenação da população do melhor ao pior é de fundamental importância para a convergência do processo de busca.

Essa ordenação baseia-se simplesmente no valor da função a ser otimizada. No caso de um problema de minimização, a população é totalmente ordenada da seguinte forma:

- se $f_1(\bar{x}_a) < f_1(\bar{x}_b)$, então \bar{y}_a é melhor que \bar{y}_b ;
- se $f_1(\bar{x}_a) = f_1(\bar{x}_b)$, então \bar{y}_a é tão bom quanto \bar{y}_b .

O fluxo básico originalmente proposto para os AGs inicia-se com a geração do genótipo de uma população inicial aleatória. No intuito de acelerar a convergência da busca evolucionária, foi sugerida a adição a esse fluxo básico de um mecanismo denominado *Elitismo*, que consiste em garantir que os melhores indivíduos da população – a elite – não sejam eliminados durante o processo de otimização. A forma mais simples de elitismo consiste em encontrar a cada iteração as melhores alternativas da população atual e copiá-las diretamente para a próxima população, enquanto as vagas restantes são preenchidas com os pontos gerados a partir da aplicação dos operadores *Seleção*, *Cruzamento* e *Mutação* sobre a população atual inteira – incluindo-se as melhores alternativas. Outra versão mais sofisticada de elitismo, o elitismo global, consiste em comparar os pontos gerados pelo operador *Cruzamento* – filhos – com os pontos que os geraram – pais –, e escolher os melhores pontos em cada grupo de pais e filhos para pertencerem à nova população.

A seguir são apresentados mais detalhes dos operadores genéticos *Seleção*, *Cruzamento* e *Mutação*.

✓ *Seleção*

Computacionalmente, o operador *Seleção* gera uma população auxiliar que é preenchida com cópias dos pontos sorteados a partir da população atual e que, depois de completa, substitui inteiramente esta população. Como cada ponto pode ser sorteado mais de uma vez, alguns acabam sendo eliminados nesse processo. O valor da função objetivo para cada ponto é necessário para a avaliação da capacidade de cada indivíduo sobreviver à seleção.

Este operador deve guiar um AG para a região em que se encontra o ponto ótimo global viável. Por outro lado, este operador deve evitar uma rápida uniformização da

população e a perda excessiva de informação genética, que leva á convergência prematura para ótimos locais. Portanto, tanto os métodos que realizam uma escolha completamente aleatória quanto àqueles que sorteiam excessivas vezes o melhor indivíduo devem ser evitados.

A literatura propõe vários esquemas de seleção: roleta, torneio, amostragem estocástica entre outros.

✓ *Cruzamento*

Este operador simula o processo de reprodução sexuada como ocorre na natureza, em que os filhos são gerados a partir da combinação dos genes dos pais. Ele é o principal responsável pela geração de novos pontos na população. As várias formas de se implementar o operador *Cruzamento* exigem, em geral, a especificação de pelo menos dois parâmetros de entrada: a matriz que contém o código genético de cada indivíduo da população atual e a constante P_{cruz} , que corresponde a probabilidade de cruzamento. A implementação mais comum envolve a divisão da população em casais de pais aleatoriamente. Para cada casal é gerado um número aleatório entre 0 e 1. Se o número for inferior à P_{cruz} , o casal em questão é substituído por dois novos indivíduos gerados a partir da troca de material genético entre os pais. Caso contrário, os próprios pais são mantidos na população.

Essa troca genética pode ser implementada de várias maneiras: Cruzamento com vários pontos de corte, cruzamento uniforme, cruzamento por variável e outras.

✓ *Mutação*

O operador *Mutação* é responsável por introduzir novas sequências de caracteres na população. A inserção de novo material genético ou de material perdido em iterações passadas mantém a diversidade da população, evita a convergência prematura do algoritmo para ótimos locais e permite que novas regiões do espaço sejam pesquisadas.

Assim como o cruzamento, a taxa de mutação é regulada por uma constante P_{mut} , que determina a probabilidade de cada indivíduo sofrer mutação. Enquanto altos valores de P_{mut} levam um AG a se comportar como uma busca aleatória, baixos valores podem provocar a convergência prematura.

Capítulo 5

Descrição do Problema e Análise dos Resultados

5.1 Introdução

A proposta básica deste capítulo é apresentar os resultados da otimização geométrica e aerodinâmica de um impelidor de compressor centrífugo ainda em fase de projeto preliminar. Inicialmente foram realizados projetos preliminares de impelidores considerando alguns cenários de capacidade e de razão de pressão. O principal objetivo foi mostrar a influência destes parâmetros no projeto de um impelidor, além de obter as geometrias correspondentes às condições de projeto definidas.

Após esta etapa foi realizada a otimização dos parâmetros geométricos e aerodinâmicos de um dos impelidores e analisados os resultados. Dois métodos foram utilizados para a obtenção dos parâmetros otimizados: um método matemático baseado em programação não linear e um método estocástico. O principal objetivo de se utilizarem dois métodos distintos na otimização dos parâmetros do impelidor foi confirmar os resultados obtidos e verificar qual ferramenta é mais apropriada para a obtenção dos resultados.

Finalizando o estudo foi realizada uma análise comparativa entre os dados do impelidor original e os dados do impelidor otimizado, com o intuito de determinar as vantagens de se otimizar os parâmetros de um impelidor de compressor centrífugo ainda na fase de projeto preliminar.

5.2 Projeto Preliminar do Impelidor

5.2.1 Projeto da Geometria

No projeto preliminar da geometria foi utilizada como base a metodologia desenvolvida por Whitfield e Baines (1990), a qual foi adaptada e implementada no software comercial MatLab[®] para a obtenção dos resultados iniciais. Para um enriquecimento da análise do projeto preliminar, foi gerado um total de quatro geometrias de impelidores – A1, A2, A3 e A4. Procurou-se estabelecer um par vazão mássica vs. razão de pressão distinto para cada projeto. A Tabela 5.1 apresenta as condições de projeto que foram consideradas para a obtenção das geometrias dos impelidores.

A metodologia de Whitfield e Baines (1990) requer que sejam arbitrados alguns parâmetros de projeto para o cálculo de um impelidor. Estes parâmetros são basicamente a eficiência total-total esperada para o impelidor, a eficiência total-total esperada para estágio de compressão, o ângulo relativo do gás no *shroud*, o ângulo absoluto do gás na saída, a razão de raios *hub-shroud*, a razão de raios *shroud-tip* e o ângulo da pá na saída. No desenvolvimento dos cálculos, para as eficiências foram estimados valores com base na experiência de fabricantes, e para os demais parâmetros foram atribuídos os valores médios dos limites recomendados por pesquisadores – Tabela 5.2.

Outro parâmetro importante definido foi o fator de escorregamento. Na obtenção deste fator foi considerada a equação clássica de Wiesner (1967). Existem diversas equações empíricas desenvolvidas para o cálculo do fator de escorregamento. Porém, segundo as conclusões do estudo de Perdichizzi e Savini (1985) – revisão bibliográfica –, os resultados da eficiência e dos parâmetros fluidodinâmicos não são seriamente afetados pelo tipo de correlação utilizada para o fator de escorregamento.

O número de pás foi estimado de acordo com os estudos de Xu (2007). Este autor mostra que existe uma correlação direta entre o número de pás e a razão de pressão. Avaliando-se o gráfico apresentado em seu estudo, verifica-se que para uma razão de pressão entre 1,5 e 3, o número estimado de pás deve estar entre 16 e 20. Os cálculos foram realizados considerando impelidores de 18 pás.

Tabela 5.1: Condição de projeto dos impelidores

Descrição	Impelidor			
	A1	A2	A3	A4
Fluido de trabalho	Ar	Ar	Ar	Ar
Razão de pressão (P_R)	1,5	1,5	3,0	3,0
Vazão mássica (\dot{m}), kg/s	2,0	6,0	2,0	6,0
Pressão de estagnação na entrada (p_{01}), kPa	101,3	101,3	101,3	101,3
Temperatura de estagnação na entrada (T_{01}), K	298	298	298	298

Tabela 5.2: Parâmetros de projeto arbitrados inicialmente

Eficiência total-total do impelidor (η_{imp}), %	85
Eficiência total-total do estágio (η_{est}), %	82
Ângulo relativo do gás no <i>shroud</i> (β_{1s}), graus	30
Ângulo absoluto do gás na saída (α_2), graus	25
Razão de raios <i>hub-shroud</i> (τ_{hs})	0,5
Razão de raios <i>shroud-tip</i> (τ_{st})	0,55
Ângulo da pá na saída (β_{B2}), graus	60

Para o projeto da região da entrada fez-se necessário estimar o ângulo de incidência – i . Tradicionalmente este ângulo é considerado como 0° no ponto de projeto – Xu (2007) citando Balje (1981). Sendo assim, foi estabelecido um ângulo de incidência de 0° nos projetos dos impelidores.

Feitas as devidas considerações, a Tabela 5.3 apresenta os resultados dos projetos preliminares dos impelidores. Os parâmetros geométricos determinados são: o raio do *hub*, o raio do *shroud*, o raio externo, a altura da pá e o ângulo da pá no *shroud*. Além destes parâmetros geométricos, a tabela apresenta os dados termodinâmicos e aerodinâmicos de cada impelidor.

Analisando-se os dados, verifica-se que a velocidade específica dos impelidores está adequada a máquinas de fluxo radial – entre $\approx 0,2$ e $2,0$ – Balje (1981). Comparando os valores encontrados para o coeficiente de vazão com o estudo de Dalbert *et al.* (1999) – Figura 3.15 –, os cálculos iniciais dos impelidores são

satisfatórios sob a perspectiva de eficiência, visto que os valores se encontram em uma região onde ocorre a menor perda global.

Tabela 5.3: Resultados iniciais dos projetos dos impelidores

Parâmetro	Impelidor			
	A1	A2	A3	A4
Raio do <i>hub</i> (r_{1h}), mm	47,7	82,6	37,3	64,5
Raio do <i>shroud</i> (r_{1s}), mm	95,4	165,2	74,5	129,1
Raio externo (r_2), mm	173,5	300,5	135,5	234,7
Altura da pá (b_2), mm	16,4	28,4	9,2	16,0
Ângulo da pá no <i>shroud</i> (β_{B1s}), graus	30	30	30	30
Velocidade periférica (U_2), m/s	254,7	254,7	441,3	441,3
Rotação (N), RPM	14.021	8.095	31.096	17.953
Fator de escorregamento (σ)	0,877	0,877	0,877	0,877
Coeficiente de trabalho (λ)	0,691	0,691	0,691	0,691
Coeficiente de vazão (ϕ)	0,070	0,070	0,066	0,066
Coeficiente de <i>head</i> (μ)	1,133	1,133	1,133	1,133
Velocidade específica (ns)	0,729	0,729	0,729	0,729
Pressão de estagnação na saída (p_{02}), kPa	154,1	154,1	314,6	314,6
Temperatura de estagnação na saída (T_{02}), K	342,6	342,6	432,0	432,0
Veloc. absoluta do gás no <i>shroud</i> (C_{1s}), m/s	80,9	80,9	140,1	140,1
Veloc. absoluta do gás na saída (C_2), m/s	194,2	194,2	336,4	336,4
Veloc. relativa do gás no <i>shroud</i> (W_{1s}), m/s	161,8	161,8	280,3	280,3
Veloc. relativa do gás na saída (W_2), m/s	113,7	113,7	197,0	197,0
Mach absoluto no <i>shroud</i> (M_{1s})	0,235	0,235	0,412	0,412
Mach absoluto na saída (M_2)	0,538	0,538	0,866	0,866
Mach relativo no <i>shroud</i> (M_{r1s})	0,470	0,470	0,824	0,824
Mach relativo na saída (M_{r2})	0,315	0,315	0,507	0,507
Ângulo relativo do gás na saída (β_2), graus	46	46	46	46

Os valores encontrados para a velocidade específica confirmam a semelhança geométrica entre os impelidores. Como era de se esperar, observa-se que, dada uma

razão de pressão, a vazão mássica só exerce influência nas dimensões do impelidor. Os parâmetros aerotermodinâmicos permanecem inalterados.

5.2.2 Verificação do Desempenho

Para a verificação do desempenho foi utilizado como base o estudo desenvolvido por Oh *et al.* (1997), o qual se encontra na revisão bibliográfica. As seguintes perdas e modelos foram considerados na verificação, respectivamente: Perda por incidência – Conrad *et al.* (1980) –, perda por carregamento da pá – Coppage *et al.* (1956) –, perda por atrito – Jansen (1967) –, perda por folga – Jansen (1967) –, perda por recirculação – Oh *et al.* (1997) –, perda por atrito no disco – Daily e Nece (1960) e perda por vazamento – Aungier (1995).

Com base nos valores encontrados para as perdas nos impelidores foram determinadas as eficiências e as potências do processo de compressão. A Tabela 5.4 descreve os resultados de desempenho para as geometrias definidas na Seção 5.2.1.

Tabela 5.4: Dados de desempenho dos impelidores

Tipo de Perda	Impelidor			
	A1	A2	A3	A4
Perda por incidência (Δh_{in}), J/kg	3.679,4	3.679,4	11.046,1	11.046,1
Perda por carregamento da pá (Δh_{bl}), J/kg	508,8	508,8	1.527,4	1.527,4
Perda por atrito (Δh_{sf}), J/kg	1.149,4	1.044,4	3.550,3	3.231,7
Perda por folga (Δh_{cl}), J/kg	868,8	868,8	3.882,7	3.882,7
Perda por recirculação (Δh_{rc}), J/kg	0,2	0,2	0,7	0,7
Perda por atrito no disco (Δh_{df}), J/kg	261,5	234,3	969,5	868,6
Perda por vazamento (Δh_{lk}), J/kg	1.125,4	1.125,4	3.639,9	3.639,9
Eficiência total-total (η_{imp}), %	83,6	83,8	82,3	82,6
Potência de compressão (GkW), kW	91,2	272,6	277,9	830,8

Uma observação cabe quanto ao valor encontrado para a perda por recirculação. Segundo Aungier (2000), somente projetos específicos de impelidores resultam em perdas por recirculação. O autor relata que este tipo de perda é comum em impelidores que apresentam um alto coeficiente de *head*, um excessivo carregamento da pá e um

baixo ângulo relativo do gás na saída – β_2 . Para a grande maioria dos projetos de impelidores, a perda por recirculação é praticamente nula.

Para esta verificação o autor utiliza o fator de difusão equivalente – D_{eq} . Segundo Aungier, pode-se esperar o surgimento de perdas por recirculação para $D_{eq} > 2$, porém isto não é uma regra, pois até mesmo para $D_{eq} > 2$ as perdas por recirculação podem não ocorrer. Levantando-se o fator de difusão equivalente para os impelidores em análise, encontrou-se $D_{eq} = 1,82$. Este valor corrobora os valores desprezíveis encontrados para as perdas por recirculação.

5.3 Otimização da Geometria do Impelidor A3

Estabelecidos os parâmetros geométricos e aerodinâmicos dos impelidores e estimadas as suas eficiências, o próximo passo foi realizar a otimização dos parâmetros geométricos e aerodinâmicos de um dos impelidores e analisar os resultados obtidos. Foi escolhido o impelidor A3 para o desenvolvimento desta etapa.

5.3.1 Estrutura do Problema de Otimização

Como requer todo problema de otimização, foram definidas as variáveis, as restrições e a função objetivo do problema, além de já estabelecida a condição de projeto do impelidor.

- i) *Condição de projeto.* Definida na Tabela 5.1, a condição de projeto engloba os seguintes parâmetros: as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho, a razão de pressão, as condições de estagnação na entrada – pressão e temperatura – e a vazão mássica requerida.

$$\gamma, R, P_R, p_{01}, T_{01}, \dot{m}$$

- ii) *Variáveis de projeto.* Cinco variáveis independentes – ângulo relativo do gás no *shroud*, ângulo absoluto do gás na saída, razão de raios *hub-shroud*, razão de raios *shroud-tip* e ângulo da pá na saída – compõem o grupo de variáveis que devem ser otimizadas para estabelecer a geometria ótima do impelidor.

$$\beta_{1s}, \alpha_2, \tau_{hs}, \tau_{st}, \beta_{B2}$$

Cabe ressaltar que o problema apresenta ainda uma variável dependente – folga entre o *shroud* e a carcaça – que foi definida segundo critérios apresentados nos estudos de Perdichizzi e Savini (1985).

$$\varepsilon = \max 0,3\text{mm ou } r_2/200$$

iii) *Função objetivo.* É definida pela função da eficiência do impelidor.

$\max F(\bar{X})$, onde:

$$F(\bar{X}) = \eta_{imp} = \frac{\left(\frac{\Delta H_E}{U_2^2}\right) - (\Delta h_{in} + \Delta h_{bl} + \Delta h_{sf} + \Delta h_{cl})}{\left(\frac{\Delta H_E}{U_2^2}\right) + \Delta h_{rc} + \Delta h_{df} + \Delta h_{lk}} \quad e,$$

$$\bar{X} = \begin{bmatrix} \beta_{1s} \\ \alpha_2 \\ \tau_{hs} \\ \tau_{st} \\ \beta_{B2} \end{bmatrix}$$

iv) *Restrições de projeto.* A Tabela 5.5 apresenta as restrições que foram consideradas na otimização do projeto do impelidor, as quais foram estabelecidas com o intuito de assegurar uma solução prática e exequível. Estas restrições estão fundamentadas na pesquisa e na experiência de autores renomados no assunto. Cabe ressaltar que as restrições não se limitam as descritas nesta tabela, podendo variar de projeto para projeto.

Tabela 5.5: Restrições de projeto

Restrição	Referência
$26^\circ \leq \beta_{1s} \leq 34^\circ$	Whitfield e Baines (1990)
$20^\circ \leq \alpha_2 \leq 30^\circ$	Rodgers e Sapiro (1972)
$0,3 \leq \tau_{hs} \leq 0,7$	Perdichizzi e Savini (1985)
$0,4 \leq \tau_{st} \leq 0,7$	Perdichizzi e Savini (1985)
$30^\circ \leq \beta_{B2} \leq 90^\circ$	Perdichizzi e Savini (1985)
$0,45 \leq W_2 / W_{1s} \leq 0,6$	Came e Robinson (1999)
$1,15 \leq M_{r1s} / M_2 \leq 1,4$	Xu (2007)
$0,01 \leq b_2 / d_2 \leq 0,4$	Perdichizzi e Savini (1985)
$0,2 \leq r_{1h} / r_2 \leq 0,3$	Xu (2007) ⁽¹⁾

(1) Adaptação do critério de Xu (2007). Válido para impelidores montados em balanço (*overhung construction*).

5.3.2 Resultados da Otimização

A otimização do projeto preliminar do impelidor A3 foi dividida em duas etapas. Inicialmente foi utilizado um método convencional baseado em programação não linear para otimizar os parâmetros geométricos e aerodinâmicos do impelidor. Como se faz necessário em qualquer algoritmo de otimização baseado em gradientes, que tendem a convergir para ótimos locais, foi realizada uma análise do ponto inicial para verificar o comportamento da função objetivo em relação ao ponto inicial considerado.

A outra etapa consistiu em utilizar um método estocástico para gerar novos resultados e compará-los com os resultados da etapa anterior. Na solução do problema foram utilizados Algoritmos Genéticos, que nos últimos anos têm sido utilizados com êxito por diversos pesquisadores com o intuito de solucionar problemas complexos de otimização.

Todos os resultados foram obtidos através do software comercial MatLab[®]. Este software possui um pacote de otimização – *Optimization Toolbox* – que dispõe de uma coleção de rotinas aplicáveis a vários tipos de problemas de otimização, incluindo problemas de minimização – linear ou não linear, com ou sem restrições, multivariável, multiobjetivo, estocástico, etc. –, solução de equações – lineares ou não lineares – e ajuste de curvas.

- *Etapa 1: Otimização do impelidor A3 utilizando algoritmo baseado em programação não linear*

Para a solução do problema foi selecionada a função `fmincon` do *Optimization Toolbox* do MatLab[®], que é uma ferramenta de minimização utilizada em problemas não lineares, multivariável e com restrições. Como se trata de uma função de minimização, e o problema proposto é de maximização, o problema foi formulado como a minimização da função $G(\bar{X}) = 1 - F(\bar{X})$.

A função `fmincon` utiliza um algoritmo Quase-Newton para gerar os resultados. Na realização dos cálculos foram mantidas as configurações *default* desta ferramenta, como por exemplo:

- Tolerância variável independente (\bar{X}): 10^{-6}
- Tolerância função objetivo: 10^{-6}
- Tolerância restrições: 10^{-6}
- Número máximo de iterações: 400
- Número máximo de avaliações da função objetivo: 100 (cem) vezes o número de variáveis independentes

Inicialmente foram considerados quatro casos de ponto inicial – Tabela 5.6: i) os valores médios entre os limites das variáveis independentes; ii) somente os valores máximos das variáveis independentes; iii) somente os valores mínimos das variáveis independentes e; iv) as variáveis independentes com valores nulos.

Os resultados mostraram que os “piores” pontos iniciais considerados – Casos II, III e IV – geraram os melhores – e idênticos – resultados, o que sugere que o ponto ótimo está bem definido neste ponto. Somente o primeiro caso convergiu para um ponto diferente dos demais, cabendo as seguintes observações: i) O ângulo da pá na saída – β_{B2} – apresentou uma variação em torno de 16% entre o valor obtido no Caso I e os valores obtidos nos demais casos; ii) Mesmo ocorrendo o exposto em (i), ainda assim a variação em β_{B2} praticamente não alterou o resultado na função objetivo.

A Figura 5.1 mostra a evolução da função objetivo – Casos I a IV. Pode ser observado que o algoritmo requer no máximo de 16 iterações para convergir para o resultado ótimo.

Tabela 5.6: Resultados da otimização – Casos I a IV

Caso I		Caso II	
Ponto Inicial	Resultado	Ponto Inicial	Resultado
X0 =	X =	X0 =	X =
30.0000	34.0000	34.0000	34.0000
25.0000	20.0000	30.0000	20.0000
0.5000	0.3174	0.7000	0.3369
0.5500	0.6302	0.7000	0.5936
60.0000	58.8983	90.0000	50.3922
	F(X) =		F(X) =
	0.8443		0.8450
Caso III		Caso IV	
Ponto Inicial	Resultado	Ponto Inicial	Resultado
X0 =	X =	X0 =	X =
26.0000	34.0000	0.0000	34.0000
20.0000	20.0000	0.0000	20.0000
0.3000	0.3369	0.0000	0.3369
0.4000	0.5936	0.0000	0.5936
30.0000	50.3944	0.0000	50.3944
	F(X) =		F(X) =
	0.8450		0.8450

Devido ao primeiro caso convergir para um ponto diferente dos demais, foi verificado o motivo da parada do processo de otimização. O primeiro caso finalizou o processo devido à magnitude da derivada direcional e a violação das restrições serem menores que as tolerâncias especificadas. Já os demais casos finalizaram o processo de otimização devido às condições de otimalidade de primeira ordem terem sido satisfeitas com as tolerâncias especificadas. Logo, tudo indica que quando se atribui ao ponto inicial valores próximos ao resultado ótimo, o processo é finalizado pelo atendimento às tolerâncias.

Com o intuito de dirimir esta dúvida, foram gerados mais quatro casos, a saber: v) ângulo $\beta_{B_2} = 48^\circ$; vi) ângulo $\beta_{B_2} = 65^\circ$; vii) ângulo $\beta_{B_2} = 48^\circ$ com todas as tolerâncias alteradas para 10^{-9} e; viii) ângulo $\beta_{B_2} = 65^\circ$ com todas as tolerâncias alteradas para 10^{-9} . Para as demais variáveis independentes foram considerados os valores obtidos nos Casos II, III e IV.

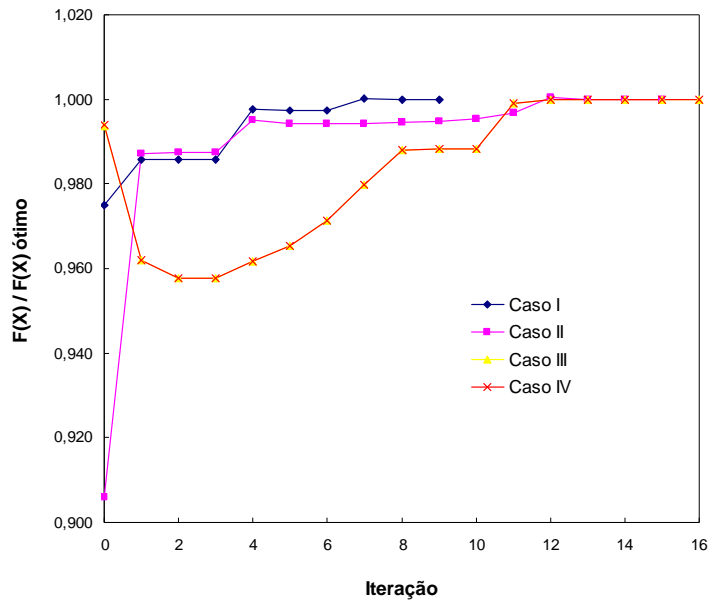


Figura 5.1: Evolução da otimização – Casos I a IV

Verificou-se que nas configurações *default* – tolerâncias 10^{-6} –, dependendo do valor de β_{B_2} considerado no ponto inicial, o ângulo assume o valor inicial atribuído em detrimento do resultado da função objetivo. Alterando-se as tolerâncias do processo de otimização para 10^{-9} – Casos VII e VIII –, verifica-se que os dois casos convergem para o mesmo ponto dos Casos II, III e IV. Sendo assim, conclui-se que a função objetivo é uma função bem definida, pois possui apenas um ponto ótimo – unimodal – e não apresenta problemas de ponto inicial. Porém uma atenção especial deve ser dada as tolerâncias consideradas, principalmente da função objetivo, visto que esta é pouco sensível à variável β_{B_2} .

A Figura 5.2 mostra a evolução da função objetivo dos Casos V a VIII. Pode ser observado que nos Casos V e VI, o algoritmo finalizou a execução na terceira iteração por satisfazer às tolerâncias. Alterando-se as tolerâncias para 10^{-9} , foram executadas mais iterações – Casos VII e VIII – e o algoritmo convergiu para o resultado ótimo.

Tabela 5.7: Resultados da otimização – Casos V a VIII

Caso V		Caso VI	
Ponto Inicial	Resultado	Ponto Inicial	Resultado
X0 =	X =	X0 =	X =
34.0000	34.0000	34.0000	34.0000
20.0000	20.0000	20.0000	20.0000
0.3400	0.3432	0.3400	0.3051
0.5900	0.5827	0.5900	0.6554
48.0000	48.0004	65.0000	64.9992
	F(X) =		F(X) =
	0.8449		0.8431
Caso VII		Caso VIII	
Ponto Inicial	Resultado	Ponto Inicial	Resultado
X0 =	X =	X0 =	X =
34.0000	34.0000	34.0000	34.0000
20.0000	20.0000	20.0000	20.0000
0.3400	0.3369	0.3400	0.3369
0.5900	0.5936	0.5900	0.5936
48.0000	50.3944	65.0000	50.3945
	F(X) =		F(X) =
	0.8450		0.8450

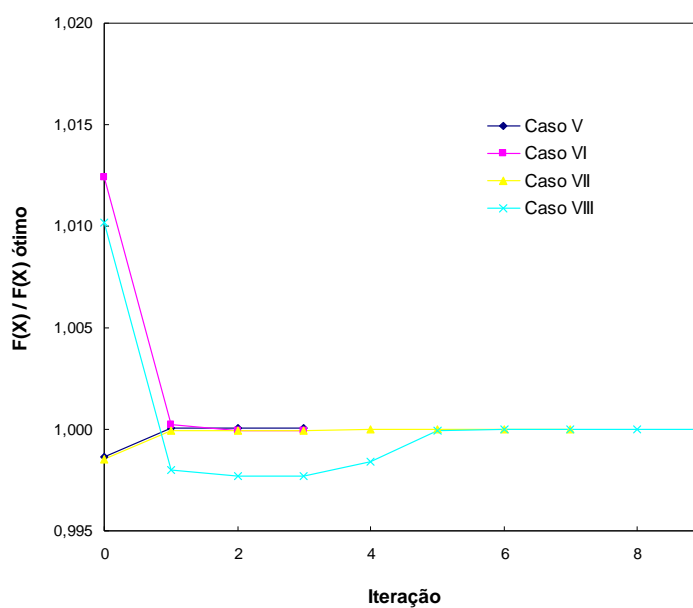


Figura 5.2: Evolução da otimização – Casos V a VIII

A Figura 5.3 mostra o comportamento de cada variável independente, considerando as demais variáveis constantes e no ponto ótimo. A área delimitada pelas linhas tracejadas representa os resultados aceitáveis, impostas as restrições. Nota-se que para o caso em análise: i) O valor assumido pela variável β_{1s} é que determina o resultado da função objetivo; ii) Conforme mencionado anteriormente, a função objetivo é pouco sensível à variável β_{B2} ; iii) A função objetivo é mais sensível às variáveis τ_{hs} e τ_{st} .

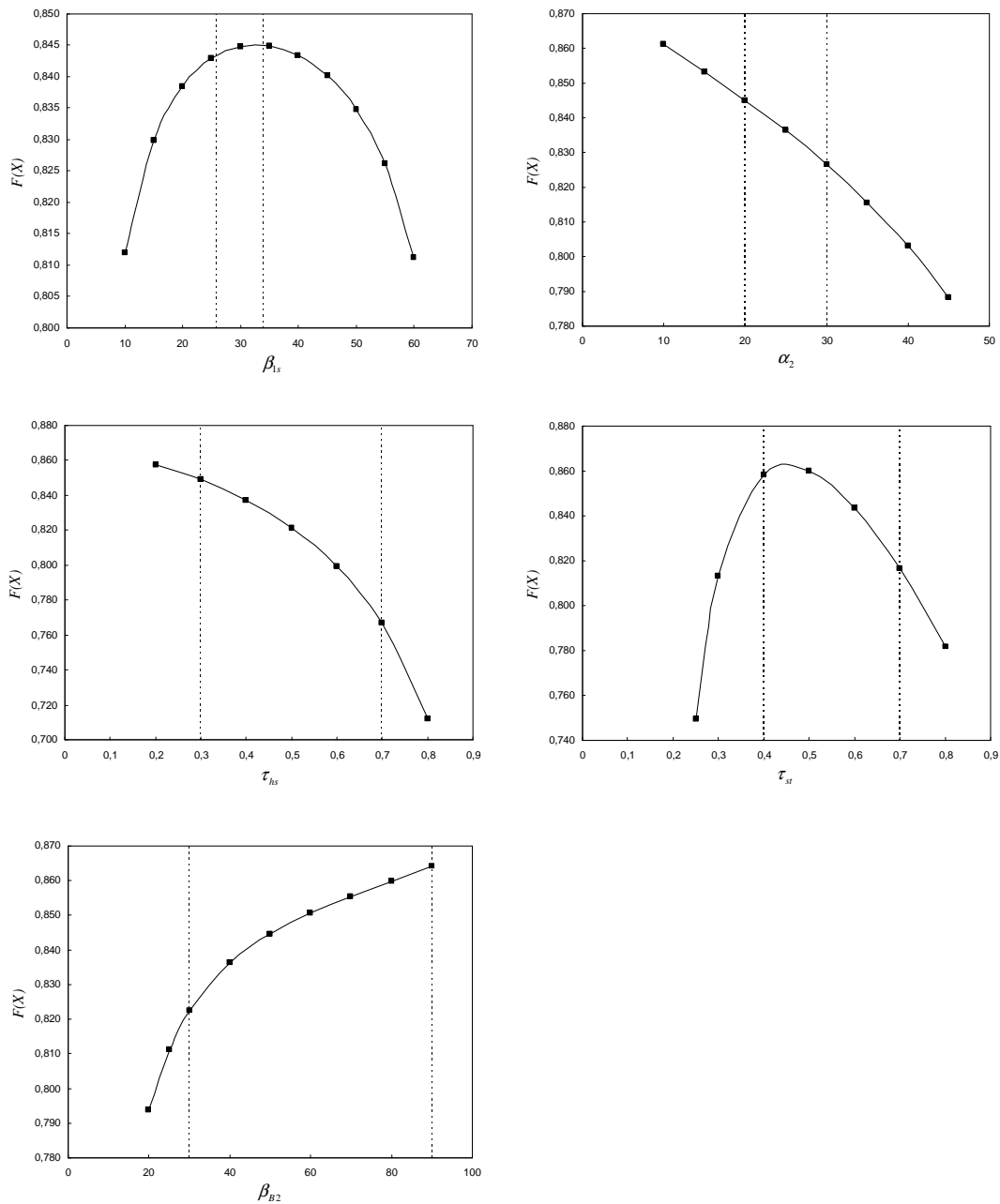


Figura 5.3: Comportamento das variáveis independentes

- *Etapa 2: Otimização do impelidor A3 utilizando algoritmo estocástico*

Para a solução do problema foram utilizados Algoritmos Genéticos do *Optimization Toolbox* do MatLab[®]. Como o *default* da ferramenta é resolver problemas de minimização, e o problema proposto é de maximização, o problema foi formulado como a minimização da função $G(\bar{X}) = 1 - F(\bar{X})$.

O sucesso da otimização é função da parametrização da população e dos operadores genéticos. Os parâmetros mais importantes a serem definidos são o tamanho da população, o número de gerações, a probabilidade de cruzamento e a probabilidade de mutação. Dependendo da complexidade do problema, a tarefa de escolha da melhor configuração dos parâmetros não é simples, e dependerá da realização de um grande número de testes. Não existe uma configuração padrão ótima. A influência de cada parâmetro no desempenho do algoritmo depende do tipo de problema analisado.

Não foi o objetivo desta análise identificar a melhor – ótima – parametrização para o problema proposto, mas executar o algoritmo com uma parametrização “universalizada” e alcançar resultados satisfatórios, visto o problema ser de simples solução, conforme concluído na etapa anterior. Sendo assim, inicialmente foi utilizada a configuração *default* da ferramenta e, posteriormente, alguns parâmetros foram modificados com o intuito de verificar o comportamento da função objetivo – Tabela 5.8.

Tabela 5.8: Parametrização considerada para os AGs

Parâmetro	Configuração <i>default</i>	Configuração modificada
População	20 indivíduos ⁽¹⁾	30 indivíduos ⁽¹⁾
Seleção	Estocástica uniforme	Estocástica uniforme
Elitismo	2	2
Cruzamento	Dispersão ; $P_{cruz} = 0,8$	Dois pontos ; $P_{cruz} = 0,8$
Mutação	Adaptação viável	Uniforme ; $P_{mut} = 0,01$
Gerações (max)	100	100
Tol. função objetivo	10^{-6}	10^{-18}
Tol. restrições	10^{-6}	10^{-18}

(1) Tipo vetor com números de dupla precisão (*double vector*).

Por se tratar de uma ferramenta estocástica, a cada execução do algoritmo encontra-se um resultado distinto, porém com uma mesma ordem de grandeza. Sendo assim, foi estabelecido o seguinte critério: para cada solução foram gerados 9 (nove) resultados dentre os quais 3 (três) foram selecionados aleatoriamente e registrados, conforme descrito nas tabelas 5.9 e 5.10.

Tabela 5.9: Resultados da otimização – Configuração *default* (Caso A)

1º Resultado selecionado	2º Resultado selecionado	3º Resultado selecionado
X =	X =	X =
33.5703	31.0156	33.9925
20.0151	20.0000	20.0098
0.3367	0.3000	0.3168
0.5957	0.6707	0.6495
48.3346	61.3711	61.8918
F(X) =	F(X) =	F(X) =
0.8431	0.8376	0.8415

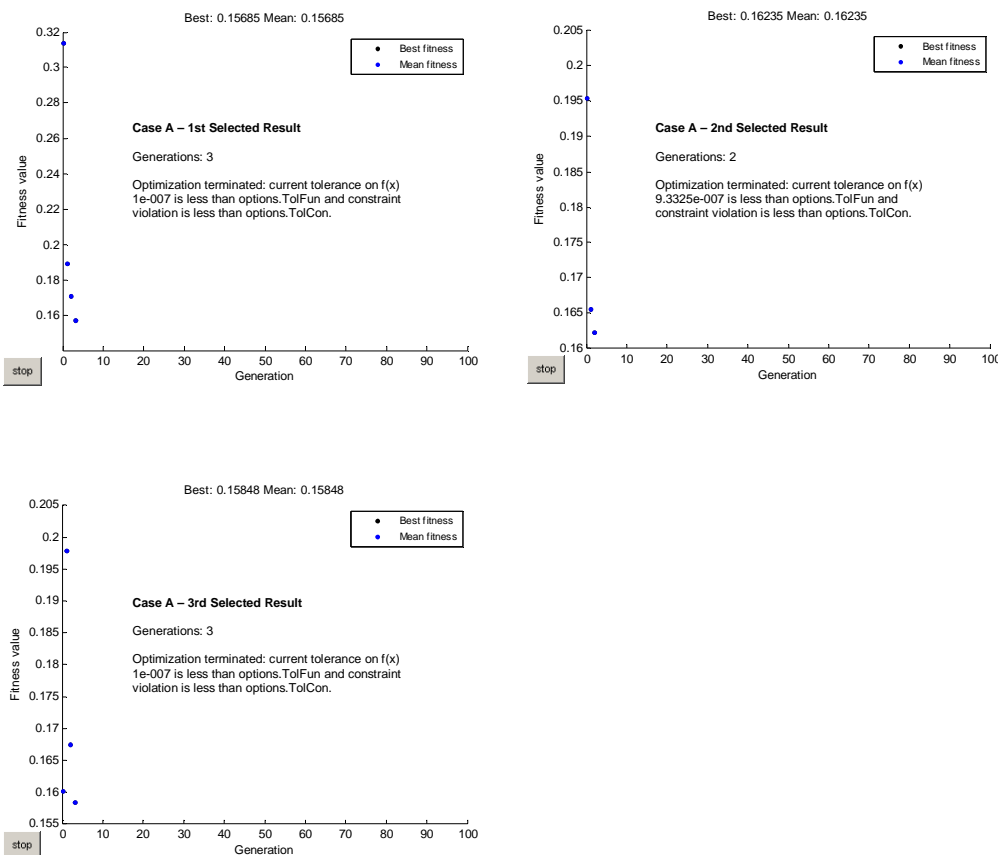


Figura 5.4: Evolução da otimização – Caso A

Estas tabelas apresentam os três resultados selecionados considerando a configuração *default* do MatLab® – Tabela 5.9 – e a configuração modificada – Tabela 5.10. As figuras 5.4 e 5.5 apresentam a evolução da otimização da função objetivo.

Tabela 5.10: Resultados da otimização – Configuração modificada (Caso B)

1º Resultado selecionado	2º Resultado selecionado	3º Resultado selecionado
X =	X =	X =
34.0000	34.0000	33.9351
20.0000	20.0000	20.0195
0.3323	0.3213	0.3000
0.6018	0.6226	0.6722
52.2465	57.0752	68.9116
F(X) =	F(X) =	F(X) =
0.8450	0.8445	0.8417

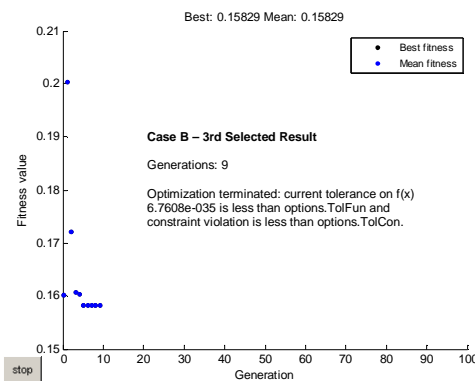
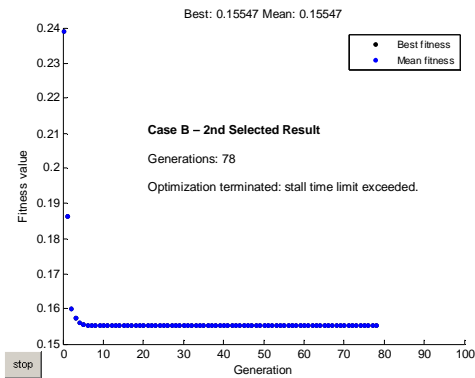
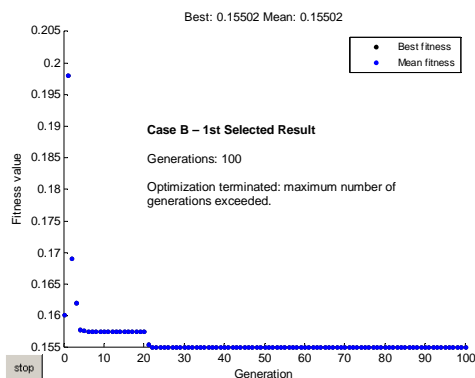


Figura 5.5: Evolução da otimização – Caso B

Os resultados mostram que o algoritmo foi capaz de encontrar bons resultados, principalmente no caso em que alguns dos parâmetros foram modificados. Estes resultados confirmam a análise da primeira etapa, na qual foi realizada uma otimização com base em programação não linear. Fica evidente para o caso em análise que a função objetivo é bem definida, visto que em todos os resultados apresentados, principalmente nos resultados com base nos parâmetros modificados – Caso B –, já nas primeiras gerações a solução foi alcançada, sem variações no decorrer da execução do algoritmo.

5.3.3 Conclusão da Análise dos Resultados da Otimização

A *Etapa 1* mostrou que a função objetivo é uma função bem definida, pois possui apenas um ponto ótimo – unimodal – e não apresenta problemas de ponto inicial. Sendo assim foi possível encontrar o ponto ótimo através do algoritmo utilizado nesta etapa. A *Etapa 2* simplesmente confirmou os resultados da *Etapa 1* ao encontrarem-se resultados aproximados com os desta etapa, porém não melhores. Sendo assim, conclui-se que para a otimização dos parâmetros geométricos e aerodinâmicos do projeto preliminar proposto, um algoritmo baseado em programação não linear como um método Quase-Newton é suficiente para alcançar o resultado ótimo, dispensando a utilização de um algoritmo estocástico para a solução.

5.4 Análise Comparativa entre os Dados do Impelidor A3 Original e os Dados do Impelidor A3 Otimizado

Ao se comparar os dados do impelidor A3 original, ou seja, do impelidor resultante dos valores arbitrados às variáveis independentes – conforme Tabela 5.2 –, com os dados do impelidor A3 otimizado, alguns pontos importantes devem ser ressaltados, os quais evidenciam algumas vantagens de se otimizar parâmetros de um impelidor ainda na fase de projeto preliminar.

Inicialmente, um ponto a ser observado é quanto às dimensões dos impelidores. O impelidor otimizado apresentou um raio externo 22% menor do que o raio externo do impelidor original. Xu (2007) mostra em seu estudo que existe uma correlação entre o diâmetro do impelidor e seu peso. Utilizando-se a correlação proposta pelo autor, como

forma de estimar o peso dos impelidores, o impelidor original teria um peso em torno de 9 kgf contra um peso de 4 kgf do impelidor otimizado. A redução na dimensão do impelidor, e conseqüentemente em seu peso, tem reflexo direto em duas áreas fundamentais: no custo de material e no projeto mecânico da futura máquina.

Tabela 5.11: Comparação entre os impelidores A3 original e A3 otimizado –
Dados geométricos e aerodinâmicos

Parâmetro	Impelidor	
	A3 original	A3 otimizado
Raio do <i>hub</i> (r_{1h}), mm	37,3	21,0
Raio do <i>shroud</i> (r_{1s}), mm	74,5	62,4
Raio externo (r_2), mm	135,5	105,2
Altura da pá (b_2), mm	9,2	14,9
Ângulo da pá no <i>shroud</i> (β_{B1s}), graus	30	34
Ângulo da pá na saída (β_{B2}), graus	60	50
Velocidade periférica (U_2), m/s	441,3	445,1
Rotação (N), RPM	31.096	40.412
Fator de escorregamento (σ)	0,877	0,884
Coeficiente de trabalho (λ)	0,691	0,679
Coeficiente de vazão (ϕ)	0,066	0,109
Coeficiente de <i>head</i> (μ)	1,133	1,114
Velocidade específica (ns)	0,729	0,972
Pressão de estagnação na saída (p_{02}), kPa	314,6	314,6
Temperatura de estagnação na saída (T_{02}), K	432,0	432,0
Veloc. absoluta do gás no <i>shroud</i> (C_{1s}), m/s	140,1	178,2
Veloc. absoluta do gás na saída (C_2), m/s	336,4	321,8
Veloc. relativa do gás no <i>shroud</i> (W_{1s}), m/s	280,3	318,7
Veloc. relativa do gás na saída (W_2), m/s	197,0	180,2
Mach absoluto no <i>shroud</i> (M_{1s})	0,412	0,529
Mach absoluto na saída (M_2)	0,866	0,823
Mach relativo no <i>shroud</i> (M_{r1s})	0,824	0,947
Mach relativo na saída (M_{r2})	0,507	0,461
Ângulo relativo do gás na saída (β_2), graus	46	38

Outra observação importante é quanto ao coeficiente de vazão que obteve um aumento significativo, o que se refletiu em um aumento da altura da pá na saída – largura interna do impelidor. Este parâmetro adimensional caracteriza o tipo de impelidor e a eficiência esperada para uma determinada condição de projeto. Dalbert *et al.* (1999) – Figura 3.15 – mostra que quanto menor for o coeficiente de vazão, mais estreita será a largura do impelidor na saída e mais limitada será a sua eficiência. O contrário acontece com altos coeficientes de vazão, onde a largura do impelidor na saída será maior e maior a eficiência esperada.

Observa-se ainda que a velocidade específica obteve também um aumento significativo. Whitfield e Baines (1990) apresentam uma carta relacionando para cada tipo de turbomáquina – fluxo radial, axial ou misto – a eficiência esperada em função da velocidade específica. Com base nas informações desta carta, a máxima eficiência esperada para uma máquina de fluxo radial corresponde a velocidades específicas em torno de 1,0.

Tabela 5.12: Comparação entre os impelidores A3 original e A3 otimizado –
Dados de desempenho

Tipo de Perda	Impelidor	
	A3 original	A3 otimizado
Perda por incidência (Δh_{in}), J/kg	11.046,1	11.657,6
Perda por carregamento da pá (Δh_{bl}), J/kg	1.527,4	2.641,5
Perda por atrito (Δh_{sf}), J/kg	3.550,3	2.327,4
Perda por folga (Δh_{cl}), J/kg	3.882,7	1.734,5
Perda por recirculação (Δh_{rc}), J/kg	0,7	0,6
Perda por atrito no disco (Δh_{df}), J/kg	969,5	629,3
Perda por vazamento (Δh_{lk}), J/kg	3.639,9	2.320,6
Eficiência total-total (η_{imp}), %	82,3	84,5
Potência de compressão (GkW), kW	277,9	270,7

Quanto ao desempenho cabe ressaltar que, tanto o total das perdas internas quanto o total das perdas parasíticas diminuíram, o que proporcionou um aumento de aproximadamente dois pontos percentuais na eficiência e, conseqüentemente, uma diminuição na potência necessária para a compressão.

Capítulo 6

Conclusões Gerais e Sugestões

O objetivo principal deste trabalho foi apresentar uma metodologia para aperfeiçoar o projeto preliminar de um impelidor de compressor centrífugo, mediante a otimização dos seus parâmetros geométricos e aerodinâmicos gerados ainda nesta fase de projeto.

Pôde-se concluir com o desenvolvimento deste trabalho que independente da metodologia de projeto preliminar adotada, sempre será necessário arbitrar valores às variáveis independentes para que o projeto possa ser desenvolvido. Isto é evidenciado pelos próprios autores quando propõem seus projetos – e.g. Whitfield e Baines (1990), Japikse (1996), entre outros. Sendo assim, o projeto preliminar sempre dependerá da experiência e do conhecimento do projetista, e mesmo assim sem a garantia de ter-se arbitrado os melhores valores. Este fato ressalta a necessidade da implementação e execução de um algoritmo de otimização ainda na fase de projeto preliminar.

Uma análise dos resultados alcançados deixa claro que, para o projeto preliminar proposto, um algoritmo baseado em programação não linear é suficiente para alcançar o resultado ótimo, visto que o problema se configurou como sendo de simples solução, ao apresentar somente um ponto ótimo – unimodal – bem definido e não apresentar problemas de ponto inicial. Esta conclusão corrobora os resultados alcançados por Al-Zubaidy (1992) em seu estudo, uma vez que este autor chegou a mesma conclusão ao também propor a otimização de alguns parâmetros de um impelidor de compressor centrífugo ainda na fase de projeto preliminar.

E finalmente, a análise realizada entre os dados do impelidor original e os dados do impelidor otimizado mostrou que existem grandes vantagens em se investir na otimização dos parâmetros geométricos e aerodinâmicos de um impelidor de compressor centrífugo ainda em fase de projeto preliminar.

Algumas perspectivas podem ser enumeradas como propostas de continuidade deste trabalho:

- Testar outras metodologias de projeto preliminar de impelidores propostas na literatura, implementar os algoritmos de otimização e comparar os resultados com os resultados alcançados neste trabalho;
- Otimizar um impelidor para uma faixa de operação – entre *surge* e *choke* – e posteriormente implementar uma análise *off design*;
- Acoplar o projeto preliminar proposto neste trabalho ao projeto preliminar de um difusor e, posteriormente, otimizar os parâmetros geométricos e aerodinâmicos do estágio de compressão;
- Estender o conceito ressaltado neste trabalho às outras etapas de projeto de um impelidor – análises 2D e 3D;
- Desenvolver metodologias similares para outros tipos de turbomáquinas, como, por exemplo, para um impelidor de turbina a vapor.

Referências Bibliográficas

Al-Zubaidy, S. N. (1992). A proposed design package for centrifugal impellers. *Computers & Structures* 55: 347-356.

Aungier, R. H. (2000). *Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis*. New York, ASME Press.

Benson, R. S. (1977). Computer aided design of radial gas turbines: a method for determining the overall rotor dimensions. *Computers & Fluids* 5(2): 219-240.

Came, P. M. and Robinson, C. J. (1999). Centrifugal compressor design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science* 213(2): 139-155.

Cumpsty, N. A. (1989). *Compressor aerodynamics*. New York, John Wiley & Sons, Inc.

Cumpsty, N. A. and Greitzer, E. M. (2004). Ideas and methods of turbomachinery aerodynamics: A historical view. *Journal of Propulsion and Power* 20(1): 15-26.

Dalbert, P., Ribi, B., et al. (1999). Radial compressor design for industrial compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science* 213(1): 71-83.

Dixon, S. L. (1998). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Woburn, Elsevier-Butterworth-Heinemann.

Falcão, A. F. O. (2002). *Mecânica dos fluidos II*. Lisboa, Instituto Superior Técnico da Universidade de Lisboa.

Falcão, A. F. O. (2003). *Turbomáquinas*. Lisboa, Instituto Superior Técnico da Universidade de Lisboa.

Gallimore, S. J. (1999). Axial flow compressor design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science* 213(5): 437-449.

Giampiero, T. (2007). *Centrifugal compressors course*. Firenze, GE Nuovo Pignone.

Japikse, D. (1996). *Centrifugal compressor design and performance*. Wilder, Concepts ETI, Inc.

Jiang, W., Khan, J., et al. (2006). Dynamic centrifugal compressor model for system simulation. *Journal of Power Sources* 158(2): 1333-1343.

Lee, K. S. and Geem, Z. W. (2004). A new meta-heuristic algorithm for continuous engineering optimization: harmony search theory and practice. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 194(1): 3902-3933.

Molinari, M. and Dawes, W. N. (2006). Review of evolution of compressor design process and future perspectives. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science* 220(6): 761-771.

Oh, H. W., Yoon, E. S., et al. (1997). An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy* 211(2): 331-338.

Özdamar, L. and Demirhan, M. (2000). Experiments with new stochastic global optimization search techniques. *Computers & Operations Research* 27(9): 841-865.

Perdichizzi, A. and Savini, M. (1985). Aerodynamic and geometric optimization for the design of centrifugal compressors. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 6(2): 49-56.

Qiu, X., Anderson, M., et al. (2010). An integrated design system for turbomachinery. *Journal of Hydrodynamics* 22(5): 347-354.

Rodrigues, P. S. B. (1991). *Compressores industriais*. Rio de Janeiro, EDC - Editora Didática e Científica.

Sapiro, L. (1990). *Centrifugal gas compressors basic aero-thermodynamic concepts for selection and performance evaluation*. San Diego, Solar Turbines Inc.

Sassi, C. A. (2010). *Sobre o desempenho de métodos Quase-Newton e aplicações*. Instituto de Matemática, Estatística e Computação Científica - IMECC. São Paulo, Universidade Estadual de Campinas. MSc.: 89.

Sorokes, J. M. and Kuzdzal, M. J. (2010). Centrifugal Compressor Evolution. *39th Turbomachinery Symposium*, Houston.

Swain, E. (2005). Improving a one-dimensional centrifugal compressor performance prediction method. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part a-Journal of Power and Energy* 219(A8): 653-659.

Venkataraman, P. (2009). *Applied optimization with MATLAB programming*. New York, Wiley-Interscience.

Wang, Y., Komori, S., et al. (1996). Design and performance prediction of centrifugal impellers. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part a-Journal of Power and Energy* 210(6): 463-476.

Whitfield, A. and Baines, N. C. (1990). *Design of radial turbomachines*. New York, Longman Scientific & Technical.

Wylen, G. J. W. and Sonntag, R. E. (1976). *Fundamentos da termodinâmica clássica*. São Paulo, Edgard Blücher.

Xu, C. (2007). Design experience and considerations for centrifugal compressor

development. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part G-Journal of Aerospace Engineering* 221(G2): 273-287.

Yang, X. S. (2008). *Nature-Inspired Metaheuristic Algorithms*. Frome, Luniver Press.

Yoon, S. and Baek, J. H. (2001). A sensitivity analysis of centrifugal compressors empirical models. *KSME International Journal* 15(2): 1292-1301.