

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

TESE DE DOUTORADO

**Simulação Numérica de Otimização de Projeto
de Compressores Axiais Utilizando o Método
da Programação Seqüencial Quadrática**

Autor: Francisco de Sousa Júnior

Orientador: Prof. Dr. Rogério José da Silva

Co-Orientador: Prof. Dr. João Roberto Barbosa

Itajubá, Junho de 2007

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

TESE DE DOUTORADO

**Simulação Numérica de Otimização de Projeto
de Compressores Axiais Utilizando o Método
da Programação Seqüencial Quadrática**

Autor: Francisco de Sousa Júnior

Orientador: Prof. Dr. Rogério José da Silva

Co-Orientador: Prof. Dr. João Roberto Barbosa

Curso: Doutorado em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Conversão de Energia

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

Itajubá, Junho de 2007

MG – Brasil

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

S725s

Sousa Júnior, Francisco de

Simulação numérica de otimização de projeto de compressores axiais utilizando o Método da Programação Seqüencial Quadrática / Francisco de Sousa Júnior. -- Itajubá (MG) : [s.n.], 2007.

129 p. : il.

Orientador: Prof. Dr. Rogério José da Silva.

Co-orientador: Prof. Dr. João Roberto Barbosa.

Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Compressor axial. 2. Otimização. 3. Eficiência. I. Silva, Rogério José da, orient. II. Barbosa, João Roberto, co-orient. III. Universidade Federal de Itajubá. IV. Título.

CDU 621.51(043)

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

TESE DE DOUTORADO

**Simulação Numérica de Otimização de Projeto
de Compressores Axiais Utilizando o Método
da Programação Seqüencial Quadrática**

Autor: **Francisco de Sousa Júnior**

Orientador: **Prof. Dr. Rogério José da Silva**

Co-Orientador: **Prof. Dr. João Roberto Barbosa**

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Helder Fernando de França Mendes Carneiro – IEME/ ITA

Prof. Dr. Cleverson Bringhenti – IEME/ITA

Prof. Dr. Sebastião Varella - IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Waldir de Oliveira - IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Waldir de Oliveira - IEM/UNIFEI

Prof. Dr. João Roberto Barbosa - IEME/ITA (Co-Orientador)

Prof. Dr. Rogério José da Silva - IEM/UNIFEI (Orientador)

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha mãe, Maria das Graças de Sousa (“in memoriam”).

Agradecimentos

A realização de uma tese de doutorado apóia-se em teorias, idéias e técnicas que são aprendidas durante a formação para poder assim aprofundar no conhecimento de aspectos pouco conhecidos e desenvolver, no melhor dos casos, novas metodologias. É difícil avaliar quanto tem realmente de aporte pessoal no resultado do trabalho. Mas, sem dúvida, o mais genuinamente próprio é o esforço e dedicação investidos na realização da tese. No entanto, esse esforço e dedicação são compartilhados por todas aquelas pessoas que direta ou indiretamente têm me apoiado durante estes anos.

Nesse sentido agradeço:

À Universidade Federal de Itajubá e ao Instituto Tecnológico de Aeronáutica, pela oportunidade da realização deste trabalho.

Ao meu pai, Francisco, à minha esposa, Mariângela, e minha filha, Marina pelo apoio, paciência e compreensão.

Aos professores Rogério José da Silva, João Roberto Barbosa, Nelson Manzanares e Cleverson Bringhenti, pela atenciosa ajuda e incentivo, transmitindo conhecimentos ao longo deste trabalho e apoiando sempre o desenvolvimento desta tese de Doutorado.

Aos amigos Takachi, Ricardo, Carlos e Ramiro, pela ajuda indispensável durante esta jornada.

Aos funcionários da PRPPG, do DRA e da BIM pela atenção dispensada durante todo o curso.

A CAPES pelo apoio financeiro.

Meus sinceros agradecimentos

Francisco de Sousa Júnior

*“Embora ninguém possa voltar
atrás
e fazer um novo começo,
qualquer um pode começar agora
e fazer um novo fim”*

(Chico Xavier)

Resumo

Esta tese apresenta uma metodologia para otimizar a eficiência no ponto de projeto de compressores axiais de uso aeronáutico ou estacionário. Alguns parâmetros geométricos e aerodinâmicos fundamentais são considerados no processo de otimização. Os métodos de empilhamento dos estágios e da linha média são aplicados para projetar e estimar o desempenho dos compressores axiais. Os cálculos foram realizados considerando a altura média das pás dos rotores e dos estatores. Correlações empíricas foram utilizadas para introduzir os efeitos reais tridimensionais do escoamento. No processo de otimização, aplicou-se o método da Programação Seqüencial Quadrática (PSQ). Partindo-se de um programa computacional existente que calculava a geometria e o desempenho de um compressor axial, um novo programa foi desenvolvido onde a geometria do compressor variava com o objetivo de otimizar a eficiência no ponto de projeto do compressor. Vários compressores axiais de múltiplos estágios foram otimizados. Os resultados demonstraram que o método PSQ é eficiente na busca pelo ponto ótimo, especialmente quando o mesmo está isolado. Isto foi demonstrado quando da aplicação da metodologia visando especificamente elevar a eficiência dos compressores axiais no ponto de projeto. Apesar dos métodos globais serem mais robustos que os métodos de busca local, a aplicação do método PSQ mostrou uma rápida convergência, devido principalmente à disponibilidade e confiabilidade dos dados iniciais de projeto.

Palavras Chave

Otimização, Programação Seqüencial Quadrática, Compressor Axial, Eficiência.

Abstract

SOUSA JR., F. (2007), *Numeric Simulation of Axial Compressors Optimization Project Employing a Sequential Quadratic Program*, Itajubá, 135p. PhD. Thesis - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

This thesis presents a methodology for optimizing the design point efficiency of a multistage axial-flow compressor for aero and stationary application. Some fundamental geometric and aerodynamic parameters are of special concern. The stage-stacking method and mean-line technique is used to design and to estimate the compressors performance. Calculations are carried out at the mean blade height streamline for both rotor and stator. Empirical correlations are used to introduce the 3-D real flow effects. In the optimization process the Sequential Quadratic Programming (SQP) method were employed. Starting from an existent program which the axial compressor geometry and performance were evaluated, a new one was developed where the geometry change in order to optimize the compressor efficiency at the design point. Several axial-flow compressors were optimized. The results have demonstrated that SQP Method is efficient in searching an optimum, especially when it is isolated. This is demonstrated with the application aiming at improvements to the axial-flow compressors efficiencies at the design point. Although the global search methods are more robust than the local ones, application of the SQP method has shown fast convergence, this being credited to the readiness and reliability of the initial values.

Keywords

Optimization, Sequential Quadratic Programming, Axial Compressor, Efficiency.

Sumário

RESUMO.....	II
ABSTRACT	III
SUMÁRIO.....	IV
LISTA DE FIGURAS.....	VIII
LISTA DE TABELAS	XI
SIMBOLOGIA	XII
LETRAS LATINAS	XII
LETRAS GREGAS	XIV
CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO	1
1.1. OS DESAFIOS DOS PROJETISTAS.....	1
1.2. O COMPRESSOR.....	3
1.2.1. O compressor centrífugo	4
1.2.2. O compressor axial	4
1.3. MOTIVAÇÃO DO PRESENTE TRABALHO	5
1.4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
1.5. OBJETIVOS.....	14
1.6. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	15
CAPÍTULO 2. O COMPRESSOR AXIAL.....	16
2.1. INTRODUÇÃO	16
2.2. TEORIA ELEMENTAR	17
2.2.1. O Triângulo de velocidades.....	18
2.2.2. O grau de reação	19

2.2.3.	Rendimentos do compressor axial.....	19
2.3.	PRINCIPAIS PARÂMETROS DE ANÁLISE.....	20
2.3.1.	Número de Mach na entrada.....	20
2.3.2.	Número de Mach na saída.....	21
2.3.3.	Aumento da temperatura ao longo do compressor.....	21
2.3.4.	O carregamento do estágio.....	22
2.3.5.	Deflexão e o fator de difusão.....	22
2.3.6.	Relação de pressão, número de estágios e eixos.....	25
2.3.7.	Relação de diâmetros raiz/ponta da pá (hub/tip ratio).....	25
2.3.8.	Elongamento.....	26
2.3.9.	Velocidade periférica (Tip Speed).....	27
2.3.10.	Velocidade axial, relação de velocidade axial e coeficiente de vazão ..	27
2.3.11.	Canal do compressor.....	28
2.4.	O BLOQUEIO ANULAR.....	28
2.5.	OPERAÇÃO.....	30
2.5.1.	Ponto de projeto.....	30
2.5.2.	Fora do ponto de projeto.....	30
2.6.	CARACTERÍSTICAS.....	31
2.6.1.	O Desempenho.....	37
2.6.2.	As instabilidades.....	39
2.6.3.	Os efeitos da compressibilidade.....	45
2.7.	AS PERDAS.....	47
2.7.1.	Perdas por atrito viscoso (Profile Loss).....	48
2.7.2.	Perdas devido à folga de topo (Tip Clearance Loss).....	50
2.7.3.	Perdas secundárias (Secondary Loss).....	50
2.7.4.	Perdas por ondas de choque (Shock Loss).....	52
2.8.	DADOS GEOMÉTRICOS TÍPICOS.....	54
2.9.	MATERIAIS UTILIZADOS NA FABRICAÇÃO DO COMPRESSOR AXIAL.....	57
2.10.	TENDÊNCIAS NO DESENVOLVIMENTO DE COMPRESSORES AXIAIS.....	58
2.10.1.	Velocidades periféricas maiores.....	58
2.10.2.	Maior aumento da relação de pressão por estágio.....	58
2.10.3.	Maior carregamento aerodinâmico.....	59
2.10.4.	Menor alongamento e maior solidez.....	59
2.10.5.	Melhoria no perfil das pás.....	59

2.10.6.	Melhoria na previsão e controle das perdas.....	59
2.10.7.	Projeto das pás	60
CAPÍTULO 3. O PROJETO DO COMPRESSOR AXIAL		61
3.1.	INTRODUÇÃO	61
3.2.	PERFIS AERODINÂMICOS E TIPOS DE PÁS UTILIZADAS	62
3.3.	CONSIDERAÇÕES DE PROJETO DAS PÁS	66
3.4.	O DESEMPENHO DO ESTÁGIO	70
CAPÍTULO 4. O PROCESSO DE OTIMIZAÇÃO.....		74
4.1.	INTRODUÇÃO	74
4.2.	CONDIÇÕES DE ÓTIMO	76
4.3.	FORMA GERAL DOS ALGORITMOS DE OTIMIZAÇÃO.....	78
4.4.	O MÉTODO DE NEWTON.....	78
4.5.	BUSCA LINEAR.....	80
4.6.	PROBLEMA DE PROGRAMAÇÃO QUADRÁTICA	81
4.7.	PROGRAMAÇÃO SEQUENCIAL QUADRÁTICA (PSQ).....	82
4.7.1.	Implementação do PSQ	84
4.8.	COMPARAÇÃO ENTRE ALGORITMOS.....	85
CAPÍTULO 5. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL.....		87
5.1.	INTRODUÇÃO	87
5.2.	CONSTRUÇÃO DO MODELO DE OTIMIZAÇÃO.....	88
5.3.	FLUXOGRAMA DO PROCESSO DE OTIMIZAÇÃO	90
CAPÍTULO 6. RESULTADOS E ANÁLISES		93
6.1.	INTRODUÇÃO	93
6.2.	FORMULAÇÃO DO PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO	93
6.3.	ANÁLISE DOS VALORES PARA AS VARIÁVEIS DE PROJETO.....	95
6.4.	DADOS DOS COMPRESSORES AXIAIS DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS	96
6.5.	ANÁLISE NO PONTO DE PROJETO	98
6.5.1.	Análise do Compressor Axial (CA-1)	98
6.5.2.	Análise do Compressor Axial (CA-2)	105
6.5.3.	Análise do Compressor Axial (CA-3)	111
6.5.4.	Análise do Compressor Axial (CA-4)	116

6.6.	EFICIÊNCIA E RELAÇÃO DE PRESSÃO	122
CAPÍTULO 7. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES		127
7.1.	CONCLUSÃO	127
7.2.	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	128
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		130

Lista de Figuras

Figura 2.1 - Efeito do aumento da deflexão do fluido.....	23
Figura 2.2 - Distribuição da velocidade axial: (a) 1º estágio, (b) 4º estágio.	29
Figura 2.3 - Curvas características de um compressor axial.	32
Figura 2.4 - Bombeamento e entupimento no compressor axial.	34
Figura 2.5 – Aumento no ângulo de incidência nos últimos estágios.	35
Figura 2.6 – Comportamento do ângulo de incidência nos primeiros e últimos estágios.	35
Figura 2.7 – Rotor e estator na linha média.....	35
Figura 2.8 - Triângulos de velocidades referentes ao no ponto de projeto.....	36
Figura 2.9 - Triângulos de velocidades referentes à condição de bombeamento.	37
Figura 2.10 - Triângulos de velocidades referentes ao ponto de entupimento.	37
Figura 2.11 - Desempenho global do rotor de um compressor axial.....	38
Figura 2.12 - Fenômeno do descolamento rotativo.	40
Figura 2.13 - Oscilações padrão do descolamento rotativo e do bombeamento.	41
Figura 2.14 - Mapa de desempenho de um compressor axial (Descolamento Rotativo).	41
Figura 2.15 - Efeito do número de Mach nas perdas (pás subsônicas).	46
Figura 2.16 - Pás para um fluxo supersônico.	47
Figura 2.17 – Perdas secundárias em um compressor axial (Coppieters, 2003)	52
Figura 2.18 - Configuração da onda de choque normal em uma grade.....	54
Figura 2.19 - Configuração anular do compressor axial com variação da relação de diâmetros raiz/ponta da pá e variação do raio médio.	56
Figura 3.1 - Nomenclatura utilizada nas grades de perfis aerodinâmicos.	63
Figura 3.2 - Comportamento de um perfil subsônico de um compressor axial.....	64

Figura 3.3 - Perfil Naca (65), C4, DCA e supercrítico.....	64
Figura 3.4 - Comportamento de um perfil supercrítico.	65
Figura 3.5 - Deflexão média e perda média de pressão de estagnação para uma forma geométrica fixada (grade).....	68
Figura 3.6 - Curvas de deflexão do ar em função do ângulo de saída do ar tendo o espaçamento/corda como parâmetro.	69
Figura 3.7 - Coeficiente de sustentação e de arrasto de perfil em função do ângulo de incidência.....	71
Figura 3.8 - Coeficiente de sustentação em função do ângulo de saída do ar.	72
Figura 3.9 - Arrasto anular no compressor axial.	72
Figura 3.10 - Perdas secundárias no compressor axial.....	73
Figura 5.1 – Fluxograma do processo de otimização – <i>AFCC Optimized Program</i>	91
Figura 6.1 - Canal do compressor axial (CA-1).	99
Figura 6.2 – Distribuição do aumento de temperatura ao longo do canal do compressor (CA-1).....	100
Figura 6.3 – Relação espaçamento/corda do rotor do compressor (CA-1).	101
Figura 6.4 – Fator de difusão do rotor do compressor (CA-1).....	101
Figura 6.5 – Relação espaçamento/corda do estator do compressor (CA-1).....	102
Figura 6.6 – Fator de difusão do estator do compressor (CA-1).....	103
Figura 6.7 – Coeficiente de perda de pressão total do compressor (CA-1).....	103
Figura 6.8 – Ângulos de incidência do compressor original (CA-1).....	104
Figura 6.9 – Ângulos de incidência do compressor otimizado (CA-1).....	104
Figura 6.10 – Canal do compressor axial (CA-2).....	105
Figura 6.11 - Distribuição do aumento de temperatura ao longo do canal do compressor (CA-2).....	106
Figura 6.12 – Relação espaçamento/corda (rotor) do compressor (CA-2).....	107
Figura 6.13 – Fator de difusão nominal (rotor) do compressor (CA-2).	107
Figura 6.14 – Relação espaçamento/corda (estator) do compressor (CA-2).....	108
Figura 6.15 – Fator de difusão nominal (estator) do compressor (CA-2).	108
Figura 6.16 – Coeficiente de perda de pressão total do compressor (CA-2).....	109
Figura 6.17 – Ângulos de incidência do compressor original (CA-2).....	110
Figura 6.18 – Ângulos de incidência do compressor otimizado (CA-2).....	110
Figura 6.19 – Canal do compressor axial (CA-3).....	111

Figura 6.20 – Distribuição da diferença de temperatura de estagação ao longo do canal do compressor (CA-3).	111
Figura 6.21 – Relação espaçamento/corda (rotor) do compressor (CA-3).	112
Figura 6.22 – Fator de difusão nominal (rotor) do compressor (CA-3).	113
Figura 6.23 – Relação espaçamento/corda (estator) do compressor (CA-3).	114
Figura 6.24 – Fator de difusão nominal (estator) do compressor (CA-3).	114
Figura 6.25 – Coeficiente de perda de pressão total do compressor (CA-3).	115
Figura 6.26 – Ângulos de incidência do compressor original (CA-3).	115
Figura 6.27 – Ângulos de incidência do compressor otimizado (CA-3).	116
Figura 6.28 – Canal do compressor axial (CA-4).	117
Figura 6.29 - Distribuição da diferença de temperatura de estagação ao longo do canal do compressor (CA-4).	117
Figura 6.30 – Relação espaçamento/corda (Rotor) do compressor (CA-4).	118
Figura 6.31 – Fator de difusão nominal (Rotor) do compressor (CA-4).	119
Figura 6.32 – Relação espaçamento/corda (estator) do compressor (CA-4).	119
Figura 6.33 – Fator de difusão nominal (estator) do compressor (CA-4).	120
Figura 6.34 - Coeficiente de perda de pressão total do compressor (CA-4).	120
Figura 6.35 – Ângulos de incidência do compressor original (CA-4).	121
Figura 6.36 – Ângulos de incidência do compressor otimizado (CA-4).	122
Figura 6.37 - Comparação entre as eficiências isentropicas (CA-1).	123
Figura 6.38 – Comparação entre as relações de pressão (CA-1).	123
Figura 6.39 – Comparação entre as eficiências isentrópicas (CA-2).	124
Figura 6.40 – Comparação entre as relações de pressão (CA-2).	124
Figura 6. 41 – Comparação entre as eficiências isentrópicas (CA-3).	125
Figura 6. 42 - Comparação entre as relações de pressão (CA-3).	125
Figura 6. 43 – Comparação entre as efeiciências isentrópicas (CA-4).	126
Figura 6. 44 – Comparação entre as relações de pressão (CA-4).	126

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Variação dos principais parâmetros termodinâmicos num estágio.....	36
Tabela 3.1 - Classificação da pás.....	62
Tabela 6.1 – Parâmetros de projeto para os compressores axiais de múltiplos estágios.	97
Tabela 6.2 – Limites laterais para as variáveis de projeto.....	97
Tabela 6.3 – Valores das restrições de projeto.	97
Tabela 6.4 – Eficiências geradas pelo programa <i>AFCC Optimized Program</i>	98

Simbologia

Letras Latinas

A	matriz dos gradientes das restrições
a/c	alongamento
a_i	gradiente da restrição c_i
B	aproximação da Hessiana
b_0	valor inicial da diagonal da aproximação da hessiana
c	comprimento da corda, vetor das restrições
C	velocidade absoluta do escoamento
C_a	componente axial da velocidade absoluta do escoamento
$c_i(x)$	restrição do problema de otimização
C_L	coeficiente de sustentação
d	direção de busca
DF	fator de difusão
DH	número de “ <i>de Haller</i> ”
dz	distância axial do canal
f(x)	função objetivo
g	gradiente da função objetivo
h	altura da pá
H	hessiana da função objetivo
htr	relação de diâmetros raiz/ponta da pá.
i	incidência

I	matriz identidade
i^*	incidência nominal
$L(x, \lambda)$	função lagrangiana
\dot{m}	fluxo de massa
M_c	número de Mach crítico
M_m	número de Mach máximo
n	número de estágios
N	velocidade rotacional
n_r	número de iteração para reinício da matriz B
P	pressão estática
$P_0 c^2 / 2c_p$	pressão de estagnação
$p(t)$	função unidimensional utilizada na busca linear
$p(x)$	função de penalidade exata
r_i	fator de penalidade
R_s	relação de pressão do estágio
s	espaçamento
s/c	relação espaçamento/corda
t	tamanho do passo (busca linear)
P	temperatura estática
T_0	temperatura de estagnação
T_L	momento da quantidade de movimento tangencial líquida
U	velocidade periférica
v	velocidade
V	velocidade relativa do escoamento
W	hessiana da função lagrangiana
x	vetor das variáveis de projeto
x_i	variável de projeto
x_0	vetor inicial das variáveis de projeto
x_i^l, x_i^u	limite inferior e superior da variável de projeto

Letras Gregas

α	ângulo do escoamento absoluto em relação à componente axial da velocidade
β	ângulo do escoamento relativo em relação à componente axial da velocidade
γ	parâmetro de controle de busca linear
ϕ	coeficiente de vazão
Λ	grau de reação
λ	vetor dos multiplicadores de Lagrange
λ_i	multiplicador de Lagrange da restrição c_i
η_s	eficiência isentrópica do processo
Ψ	coeficiente de carregamento

Capítulo 1.

INTRODUÇÃO

1.1. OS DESAFIOS DOS PROJETISTAS

Os fabricantes de turbinas a gás aeronáuticas estão constantemente competindo entre si para produzir o equipamento que seja sempre o mais eficiente, com o maior empuxo e o mais leve possível. Assim, a pesquisa e desenvolvimento de cada componente da turbomáquina devem ser realizados de forma a buscar constantemente uma elevada eficiência, maior potência de saída e menor peso. A fabricação adequada das pás do compressor é um pré-requisito para se alcançarem tais objetivos (Song, 2003).

A função básica das pás de um compressor são as de fornecer uma deflexão ao escoamento segundo um ângulo pré-determinado. Ao longo deste processo, perdas são geradas (geração de entropia). Assim, o objetivo inicial de se projetar tais pás, deve ser o de se tentar alcançar a deflexão desejada para o escoamento com uma geração mínima de perdas dentro de restrições geométricas que levam em consideração o conjunto de pás de forma a manter a eficiência projetada para o compressor.

Ao contrário de perfis isolados para aplicações externas, as pás das turbomáquinas (incluindo o compressor e a turbina) são utilizadas em conjunto (empalhetadas) denominadas “grades”. As definições das grades e uma descrição

detalhada de sua nomenclatura podem ser encontradas em Cumpsty (1989), Dixon (1975), Saravanamuttoo et al. (2001), Walsh e Fletcher (1998) e Yahya (1983).

O desempenho aerodinâmico das grades de um compressor axial é basicamente determinado por seis parâmetros básicos: a forma das pás, o ângulo de montagem, a solidez, o ângulo de entrada do escoamento, o número de Reynolds e o número de Mach de entrada. Durante o projeto das pás estes parâmetros são calculados previamente como pré-requisitos de projeto do compressor, com exceção da forma das pás.

Tão importante quanto o projeto das pás é como as perdas são geradas. Ao contrário das grades das turbinas onde o fluido de trabalho é acelerado, o gradiente de pressão adverso devido à difusão do escoamento na grade do compressor impõe uma força não favorável à camada limite. Assim, obter uma camada limite fina e/ou controlar a sua separação é uma tarefa difícil, ainda mais que a mesma é o parâmetro principal que causa as perdas aerodinâmicas nas pás. No caso de compressores transônicos ainda há o problema da formação de ondas de choque, e a sua interação com a camada limite torna ainda mais difícil o seu controle.

No projeto das pás, a otimização da distribuição de pressão e velocidade ao longo dos canais, formado pelas pás do compressor, só estará completa se forem levados em consideração os pré-requisitos de desempenho dos estágios e dos mecanismos das perdas. Somente depois dessa fase é que a forma final das pás deverá ser calculada.

O estudo associado à física do fluido é de fundamental importância no caso de se necessitar executar melhorias no projeto das pás. Segundo Denton (1993), a compreensão física do que acontece com o fluido de trabalho, particularmente os mecanismos relacionados às perdas, são essenciais no desenvolvimento das turbomáquinas.

Segundo Wennerstrom, (1990), a tendência no desenvolvimento de compressores axiais é a busca por elevadas relações de pressão e baixo peso, o que requer uma redução do número de estágios e um aumento no carregamento das pás. Entretanto, as velocidades do escoamento relativo às pás também se elevam ocasionando velocidades transônicas e/ou supersônicas para o escoamento nas pás do rotor e condições de escoamento supercrítico nas aletas do estator. Em condições supercríticas

(normalmente número de Mach na entrada da grade entre 0,6 e 1,0, também chamada de velocidade de escoamento de entrada alta-subsônica), as quais são encontradas nas aletas do estator, o escoamento local na passagem das aletas acelera além da velocidade sônica apesar de que a velocidade de escoamento na entrada permanece subsônica. A velocidade supersônica formada na parte frontal da aleta termina com a formação de uma onda de choque normal gerando perdas consideráveis.

Desta forma, fornecer a máxima deflexão possível ao escoamento, mantendo as perdas no nível mínimo é o grande desafio dos projetistas dos compressores.

1.2. O COMPRESSOR

Dentre os três componentes principais da turbina a gás, o compressor, a câmara de combustão e a turbina, o compressor é o componente que consome a maior parte da potência gerada pela turbina a gás. Desta forma, o seu projeto, assim como o conhecimento do seu comportamento, é de suma importância para o desenvolvimento das turbinas a gás. Qualquer ganho de eficiência no seu projeto acarretará numa melhor eficiência de toda a máquina.

O compressor é o componente da turbina a gás responsável pela compressão do ar que é injetado na câmara de combustão onde ocorre o processo de combustão (ar/combustível). Os gases resultantes do processo de combustão são então expandidos na turbina produzindo potência de eixo ou propulsão dependendo da utilização do equipamento.

A compressão do ar pode ser obtida através de dois tipos principais de compressores, o centrífugo (ou radial) e o axial, os quais serão brevemente descritos nos próximos itens.

1.3. O COMPRESSOR CENTRÍFUGO

O compressor centrífugo consiste essencialmente de uma voluta contendo o rotor o qual fornece uma alta velocidade ao fluido e um número fixo de passagens divergentes onde o ar é desacelerado com o conseqüente aumento de sua pressão estática.

O rotor consiste em um disco onde as pás estão dispostas radialmente em um ou em ambos os lados, dependendo se rotor é de simples ou de dupla entrada. As pás formam entre si passagens divergentes.

Um exemplo de difusor é aquele que consiste de aletas dispostas tangencialmente ao rotor. Entre elas formam-se bocais divergentes que convertem a energia cinética do ar em pressão estática. As aletas são dispostas em uma posição de alinhamento com a direção do fluxo de ar que sai do rotor.

1.3.1. O Compressor Axial

Um compressor de fluxo axial consiste em um ou mais estágios, onde cada estágio é composto de um conjunto de pás móveis (rotor) seguido por um outro conjunto de aletas – pás fixas (estator). O processo de compressão ocorre primeiramente no rotor, onde o fluido de trabalho é inicialmente acelerado. O escoamento é então desacelerado pela sua passagem no estator, onde a energia cinética transferida pelo rotor é convertida em aumento da pressão estática (processo de difusão). O processo é repetido em quantos estágios forem necessários para produzir a relação de pressão total requerida.

A relação de pressão do compressor axial por estágio varia normalmente entre 1,1 e 1,3. Nos compressores centrífugos este valor varia entre 4,1 e 5,1. Esta diferença de relação de pressão entre os compressores está relacionada diretamente ao efeito centrífugo, ao processo de difusão e ao ângulo de deflexão das pás do rotor do compressor axial. O fator de difusão e o ângulo de deflexão possuem valores limites que não podem ser ultrapassados (geração de perdas), com uma conseqüência direta na

queda de eficiência e na geração de instabilidades (processo de bombeamento), que na sua forma mais aguda pode levar ao colapso mecânico do equipamento.

1.4. MOTIVAÇÃO DO PRESENTE TRABALHO

Desde o início do desenvolvimento das turbinas a gás, dois grandes obstáculos desafiam os projetistas na busca incessante pelo aumento da eficiência das mesmas, tanto para o uso industrial como para uso aeronáutico:

1. O aumento da temperatura dos gases na entrada da turbina;
2. A operação do compressor e da turbina com elevadas eficiências.

A tentativa de se aumentar a temperatura dos gases na entrada da turbina depende principalmente da pesquisa e desenvolvimento de novos materiais capazes de suportar elevadas temperaturas. A possibilidade de se elevar esta temperatura, por exemplo, de 37°C, acarreta num ganho de potência gerada de aproximadamente 10% com um aumento da eficiência global da máquina em torno de 1,5%, (Boyce, 1995). Entretanto um aumento dessa temperatura demanda um correspondente aumento da relação de pressão, o qual é limitado pela velocidade periférica do rotor que está diretamente relacionado às tensões mecânicas máximas suportáveis pelo material.

No caso de se tentar elevar a eficiência na operação do compressor e da turbina, há a necessidade, principalmente, de se compreender e melhorar o projeto aerodinâmico destes componentes, (Harman, 1981). Desta forma, a melhoria do projeto das pás do compressor e da turbina, que inclui uma análise cuidadosa de seu perfil aerodinâmico, são pontos fundamentais a serem pesquisados no processo de aumento de eficiência destes equipamentos.

A importância da busca pelo aumento da eficiência das turbomáquinas pode ser notada através de dois grandes projetos em andamento, um na Europa e outro nos Estados Unidos. Estes estão relacionados ao projeto de turbinas a gás com capacidade

de se gerar grandes potências, onde o compressor do tipo fluxo axial é o ideal para este objetivo (Saravanamuttoo et al., 2001).

O projeto da comunidade européia (Research Aeronautics, 2005) foi dividido em sete grandes grupos de pesquisa. No grupo relacionado aos compressores axiais destaca-se o EEFAE (Efficient and Environmentally Friendly Aero Engine). Lançado oficialmente em março de 2000 a um custo de 100 milhões de euros é o maior programa relacionado à pesquisa e desenvolvimento de motores aeronáuticos já realizados pela comunidade européia. O objetivo da EEFAE é o de desenvolver uma tecnologia avançada para manter a indústria européia competitiva no fornecimento de motores do tipo turbofan para as próximas gerações de jatos comerciais. Sua plataforma de pesquisa consiste no desenvolvimento de dois motores aeronáuticos com apoio de dezesseis companhias industriais, duas universidades e nove países da comunidade européia.

Um novo projeto de compressor está sendo desenvolvido para produzir relações de pressão maiores do que os atuais com um número menor de estágios. Estudos avançados em aerodinâmica e de fabricação estão sendo utilizados para assegurar que o projeto final obtenha um ótimo desempenho com um baixo custo de fabricação.

O projeto americano (Nasa.UEET, 2005) denominado UEET - The Ultra-Efficient Engine Technology, inclui sete projetos-chaves com o objetivo de desenvolver uma nova tecnologia de propulsão que será utilizada em futuros motores aeronáuticos.

O programa UEET, que é gerenciado pela NASA Glenn Research Center, foi formado em outubro de 1999 a um custo de trezentos milhões de dólares. Além da NASA, cinco grandes companhias americanas fabricantes de turbinas aeronáuticas americanas (GE Aircraft Engines, Pratt & Whitney, Honeywell, Allison/Rolls Royce e Williams International) e dois fabricantes de aeronaves, a Boeing Company e a Lockheed Martin Corporation também participam do projeto.

O projeto-chave relacionado com compressores axiais é o *Highly Loaded Turbomachinery* cujo objetivo é fornecer uma tecnologia para aumentar o desempenho e a eficiência deste componente. A tecnologia a ser desenvolvida deverá fornecer,

principalmente, compressores com peso menor do que os atuais, um menor número de estágios e elevada eficiência.

O desenvolvimento dos projetos citados não deixa dúvida que o aumento da eficiência da turbina a gás passa obrigatoriamente pela busca do aumento da eficiência do compressor axial.

Uma das ferramentas que pode ser utilizada na busca pelo aumento de eficiência dos compressores axiais é a otimização numérica, isto é, tenta-se maximizar a eficiência do compressor sem comprometer a sua operação (estabilidade). A importância desta ferramenta com o objetivo em questão pode ser verificada nos trabalhos descritos no próximo item.

1.5. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Vários trabalhos vêm sendo publicados a respeito das técnicas de otimização de projeto de compressores axiais (subsônicos, transônicos e supersônicos).

Alguns dos principais trabalhos relacionados ao tema desta tese foram analisados com o objetivo principal de mostrar que estudos a respeito da otimização de projeto de compressores axiais, através do uso de recursos computacionais, é uma tendência na pesquisa e desenvolvimento deste tipo de equipamento.

Lim e Chung (1989) desenvolveram um programa de otimização para o projeto de um estágio de um compressor axial aplicando o método baseado no gradiente, onde, em uma única função objetivo, foram analisadas a eficiência e o peso do estágio. No programa foram utilizadas relações termodinâmicas, variáveis geométricas (grade), correlações empíricas e relações de tensões simples. O programa foi aplicado buscando uma eficiência ótima e peso mínimo para o estágio. Numa segunda fase, buscaram fazer um balanço ótimo entre a eficiência (máxima) e o peso (mínimo) do estágio. Verificaram que, para um mesmo diâmetro externo do rotor, o peso do estágio diminui se a solidez e a altura da pá forem reduzidas. Entretanto, a minimização do peso do estágio penaliza a eficiência. A relação de pressão ótima do estágio pode ser obtida se a mesma for considerada como variável de projeto. O ponto ótimo global da relação de

pressão corresponde ao ponto de início do fenômeno de bombeamento. O fator de difusão equivalente foi considerado em todas as simulações realizadas (maximização da eficiência, minimização do peso e o balanceamento entre eficiência e o peso). Verificaram que no caso de compressores supersônicos deve-se tomar um cuidado especial na escolha das variáveis de projeto de forma a tentar minimizar as perdas por choque, pois as mesmas são predominantes sobre as outras formas de perdas. Verificaram também que a solidez da pá possui um ponto ótimo global onde o valor das perdas por choque é mínimo.

Egorov (1992, 1993) propôs um procedimento para determinar os parâmetros geométricos e leis de controle para um conjunto de pás de um compressor axial de sete estágios sendo quatro de geometria variável para diferentes rotações. Os parâmetros geométricos foram otimizados pelo critério da eficiência ótima. O problema foi dividido em dois casos. No primeiro caso, o compressor foi considerado como um componente isolado da turbina a gás, e verificou-se que, através do controle ótimo do conjunto de pás haveria a possibilidade de se aumentar a sua eficiência em aproximadamente 8% (para baixas rotações corrigidas). No segundo caso, o compressor foi considerado como um componente da turbina a gás, e também se verificou que um controle ótimo do posicionamento do conjunto das pás poderia gerar uma economia de 6% no consumo específico de combustível. O processo de programação não-linear foi dividido em dois casos: no primeiro caso, chamado de otimização externa, buscava-se a geometria ótima das pás, e no segundo caso, chamado de otimização interna, à medida que se buscava pela geometria ótima se determinava o posicionamento ótimo de controle para o conjunto de pás. Foi concluído que é conveniente otimizar a geometria de um compressor de geometria variável através do controle de sua eficiência. Verificou também que, quando se utiliza a otimização determinística para se obter a solução ótima, a probabilidade de realização prática do projeto se situava na faixa de 60%, enquanto que na otimização estocástica (probabilística) esse valor era de 100%. Esses valores demonstraram a maior eficiência do método estocástico sobre o determinístico para o caso em questão.

Oakley et al. (1998) apresentaram uma metodologia para solucionar uma classe de problemas de otimização estocástica para sistemas multidisciplinares. O objetivo era o de maximizar o desempenho do compressor axial dentro de uma faixa de condições

de operações enquanto eram satisfeitas as restrições que assegurassem a segurança e a confiabilidade de operação. Foi executado um exemplo numérico onde uma pá (perfil NACA) de um compressor axial foi otimizada considerando problemas aerodinâmicos e estruturais. Para efeito de comparação, os autores utilizaram técnicas de otimização determinística e estocástica. A otimização determinística apresentou bons resultados em uma faixa específica de restrições de projeto. Entretanto, na utilização de tal técnica, ocorreram dúvidas a respeito da veracidade dessas restrições (se irão ou não ocorrer), além disso, as mesmas são altamente variáveis com o tempo, isto é, para cada condição de vôo da aeronave há uma nova condição para as variáveis de projeto. Estes problemas foram solucionados quando foi aplicada a técnica de otimização estocástica. Neste caso, as variáveis de projeto foram admitidas entre limites variáveis considerando a operação do compressor fora do ponto de projeto. Os autores chegaram a conclusão que as técnicas de otimização estocástica apresentam resultados mais confiáveis do que as técnicas de otimização determinística.

Sun e Elder (1998) utilizaram uma metodologia de otimização numérica chamada de SWIFT - Sequential Weight Increasing Factor Technique (Sheela e Ramamoorthy, 1975), para otimizar o ângulo de montagem das pás de estatores variáveis hipotéticos em um compressor axial de sete estágios. Este programa transforma um problema de otimização com restrições em um problema sem restrições incorporando funções de penalidades exteriores para acelerar a convergência. Nos vários casos estudados, verificaram que, em altas rotações ocorre uma deterioração da estabilidade e do desempenho do compressor nos estágios finais, e em rotações parciais nos estágios frontais. Entretanto, com a possibilidade de reposicionamento dos ângulos de montagem das aletas foi possível obter um alto desempenho do compressor tanto na rotação nominal (de projeto) como em rotações parciais, o que ocasionou também em um aumento da faixa de bombeamento.

Koller et al. (2000) e Kuster et al. (2000) desenvolveram um programa para projetar as pás de um compressor axial de alto desempenho para uma turbina a gás estacionária. As pás foram projetadas para velocidades de entrada subsônicas (número de Mach variando entre 0,44 e 0,72), desvio entre 10° e 18° , fator de difusão entre 0,39 e 0,42, número de Reynolds igual a $2,5 \times 10^6$ e solidez entre 1,05 e 1,14. O processo de projeto envolveu o uso combinado de um programa para descrição geométrica do

perfil, e um algoritmo numérico de otimização. O objetivo da otimização era reduzir as perdas sob uma ampla faixa de ângulo de incidência. Para validar os resultados do processo de otimização, assim como avaliar a confiabilidade do processo de projeto, testes foram realizados com seis pás com valor de comprimento de corda de 70 mm e alongamento de 2,4. Utilizaram as condições normais de temperatura e pressão, o que forneceu um valor de número de Reynolds entre 0,7 e $1,1 \times 10^6$ para uma faixa de número de Mach investigado entre 0,4 e 0,85. Como resultados, foram apresentados a distribuição do número de Mach, a perda total de pressão, o desvio do escoamento e o aumento da pressão estática para uma faixa de ângulo de incidência calculada. O desenvolvimento da camada limite também foi investigado. Com a validação dos resultados através de testes experimentais este trabalho mostrou a eficiência das técnicas de otimização.

Massardo e Satta (1990) apresentaram uma metodologia para otimizar o projeto de um estágio de um compressor axial através da análise de uma função objetivo de múltiplas variáveis considerando três seções da pá (raiz, linha média e ponta). A metodologia utilizada envolveu o método quase-Newton e método das penalidades. A função objetivo consistia de três parâmetros: a eficiência, a margem de bombeamento e o peso do estágio. Foram consideradas dez variáveis de projeto admitindo uma geometria fixa. Cada parâmetro da função objetivo foi analisado através da variação de um coeficiente, onde o coeficiente um (1) significava que o parâmetro em questão constava na função objetivo e o coeficiente zero (0) significava que não constava na função objetivo. Com isso, foi possível variar estes coeficientes (entre 0 e 1) e verificar o comportamento dos parâmetros. A conclusão mais importante foi que a eficiência deve aparecer com coeficiente igual a um na função objetivo, independente dos valores dos coeficientes dos outros parâmetros. Verificaram que, se a mesma não aparecer na função objetivo, ocorrerá um decréscimo do seu valor no processo de otimização, qualquer que seja a nova combinação dos outros coeficientes dos parâmetros.

Já Massardo et al. (1990) apresentaram uma técnica para otimizar as pás do rotor de um compressor axial transônico considerando toda a extensão radial da pá. A necessidade de se considerar não três (raiz, linha média e ponta), mas toda a extensão radial da pá, levou os autores a admitir como variáveis de projeto, coeficientes de funções polinomiais que representassem, de maneira contínua, a geometria das pás do

rotor. A metodologia utilizada envolveu o método quase-Newton e das penalidades. Os autores demonstraram a eficiência do método analisando o comportamento do fator de difusão, ângulo de incidência, coeficiente de perda de pressão e o desvio em toda a direção radial das pás do rotor. Os novos valores encontrados demonstraram, de uma maneira geral, melhores resultados do que os valores iniciais de projeto.

Dennis et al. (2000) otimizaram a geometria de um conjunto de perfis dispostos em grade utilizando um algoritmo de otimização estocástico de múltiplos objetivos. Foi demonstrado que é possível projetar um conjunto de pás de uma turbomáquina em que se tenha, ao mesmo tempo, baixos níveis de perdas de pressão, elevado grau de carregamento, reduzido número de pás, e ainda assim preservar algumas das características iniciais do perfil, tais como: os ângulos de entrada e saída do fluido, a vazão em massa, a área de secção da pá e o raio do bordo de fuga.

Chung e Lee (2002) realizaram a otimização das pás de um compressor transônico (NASA rotor 37 desenvolvido nos anos 70 pelo Glenn Research Center) utilizando a análise de escoamento quase-tridimensional. A pá foi dividida em três seções e uma análise paramétrica foi realizada comparando os resultados com o da literatura. A eficiência de cada seção da pá foi otimizada através de duas funções objetivo. A primeira considerava os valores geométricos iniciais da pá, e a segunda os valores da variação da vazão em massa na entrada do compressor que ocorria devido à variação da geometria da pá. Foi verificado que o comportamento do escoamento em um compressor transônico é muito sensível à variação da geometria da pá, e que a restrição relacionada à vazão em massa na entrada do compressor dificulta a realização do processo de otimização. A saída encontrada foi a de anexar essa restrição à função objetivo, o que melhorou os resultados no processo de otimização. Isso demonstrou que, se algumas restrições estão diretamente relacionadas à função objetivo, essas restrições devem ser incorporadas à função objetivo, o que desencoraja o processo de otimização de seguir em direções não viáveis. O método mostrou ser eficiente principalmente através do aumento da eficiência de uma seção da pá através da redução das perdas devido ao choque e à separação do escoamento. Entretanto, na seção próxima da raiz da pá o método não apresentou os resultados esperados, o que levou os autores a sugerir para um trabalho futuro, a utilização de uma análise tridimensional mais detalhada.

Benini e Toffolo (2002) apresentaram um método de otimização para o projeto de vários perfis (grades) para um compressor axial subsônico. O objetivo era maximizar a relação de pressão e minimizar as perdas dentro de uma faixa restrita de operação (variação máxima de 10° no ângulo de incidência). Utilizaram um algoritmo evolutivo para solucionar o problema. A validação do método foi demonstrada através do desenvolvimento de uma nova família de perfis otimizados obtidos inicialmente através dos perfis NACA 65. O desempenho dos novos perfis foi superior tanto no aumento da relação de pressão (de 0,4 a 1,5%) como na redução das perdas (de 14 a 21%) no ponto e fora do ponto de projeto. Nos perfis de alta eficiência, verificaram uma diminuição das perdas causadas pela formação da camada limite (nas superfícies das pás) e pela formação de esteiras.

Oyama e Liou (2002) apresentaram um método de otimização de projeto para um compressor axial de quatro estágios com AGE (aleta guia de entrada). Os autores utilizaram um algoritmo evolutivo (algoritmo genético) em conjunto com um programa que utiliza o método da curvatura da linha de corrente para analisar o desempenho do compressor. O objetivo era maximizar a eficiência isentrópica e a relação de pressão total tendo como parâmetros de projeto a pressão total no bordo de fuga do rotor e a solidez, assim como o ângulo de escoamento no bordo de fuga dos estatores e a solidez. A escolha destes parâmetros de projeto deveu-se ao fato dos mesmos exercerem um impacto direto na eficiência e na relação de pressão do compressor. Um fator de difusão abaixo de 0,55 foi utilizado como restrição, tanto para o rotor como para o estator, com o objetivo de se evitar o descolamento do escoamento. Vários gráficos mostrando o desempenho da eficiência e da relação de pressão em relação aos parâmetros de projeto foram apresentados. Os gráficos demonstraram a eficiência da utilização dos algoritmos evolutivos sobre os métodos baseados no gradiente (determinísticos) quando se necessita otimizar um projeto que apresente problemas com múltiplos objetivos.

Oyama et al. (2002) otimizaram as pás de um compressor axial transônico (rotor NASA 67) utilizando um programa computacional baseado em algoritmo genético (para a otimização das pás) e de um programa computacional utilizando as equações de Navier-Stokes (tridimensional) para a análise de desempenho do mesmo. A função objetivo era a de minimizar a produção de entropia no ponto de projeto. A vazão em

massa e a relação de pressão foram restringidas com uma pequena margem de variação. O novo rotor apresentou uma redução de 19% na produção de entropia e um aumento de 1,78% na eficiência isentrópica, o que demonstrou a eficiência do método de otimização empregado.

Song (2003) utilizou um perfil DCA como base e gerou dois novos perfis otimizados (supercríticos) utilizando a estratégia evolutiva (ES) e um algoritmo genético de função multiobjetivo (MOGA). O objetivo do processo de otimização (ES), utilizado na geração do primeiro perfil, foi o de minimizar as perdas de pressão no ponto de projeto considerando o ângulo de incidência e os parâmetros geométricos como restrições. Já para o segundo perfil, o processo de otimização (MOGA), incluiu a minimização do coeficiente das perdas de pressão e o ângulo de desvio considerando uma faixa de variação do ângulo de incidência. Os perfis otimizados foram projetados considerando um número de Mach na entrada de 0,87, um ângulo de entrada do escoamento de $48,4^\circ$ e um elevado grau de curvatura da pá, em torno de 55° . As pás foram testadas para uma faixa de número de Mach entre 0,61 e 0,95, um ângulo de entrada do fluxo de ar entre $44,4^\circ$ e $50,4^\circ$ e uma faixa de número de Reynolds entre 1,2 e $1,9 \times 10^6$. Os resultados mostraram uma redução das perdas e uma melhor robustez (confiabilidade) para os ângulos de incidência e para os perfis otimizados em condições de fluxo de ar supercrítico (número de Mach $> 0,83$). No ponto de projeto, atingiu-se uma redução de 30% nas perdas. Foi verificado que uma severa separação da camada limite ocorreu na superfície de sucção do perfil base DCA, enquanto que nos perfis otimizados não foi verificado nenhuma separação. Notou-se que a separação da camada limite pode ocorrer ou não em função das diferentes interações entre a onda de choque e a camada limite e entre as diferentes distribuições de pressão ao longo do perfil. Para o perfil base (CDA) ocorreu a coincidência entre uma severa onda de choque com o gradiente de pressão adverso devido a uma elevada curvatura frontal do perfil (a 20% da corda), o que causou a separação da camada limite. Já para os perfis otimizados, a curvatura do perfil foi deslocada para valores entre 30 e 40% da corda, o que resultou numa aceleração mais intensa do escoamento no bordo de fuga do perfil. Esse deslocamento fez com que a onda de choque fosse menos intensa próxima à superfície do perfil, reduzindo os efeitos do gradiente de pressão adverso e favorecendo a não separação da camada limite.

Chen et al. (2004) desenvolveram um programa de otimização para um estágio de um compressor axial subsônico. No programa, a função objetivo principal consistia em maximizar a eficiência, a margem de bombeamento e minimizar o peso do estágio. Foram utilizados fatores de peso (coeficiente binomial) de acordo com a importância dos parâmetros na função objetivo definida pelos autores. Foi utilizado um perfil C5 (Mckenzie) para um exemplo numérico. Os resultados apresentados foram mais satisfatórios quando utilizaram uma função multiobjetivo (três parâmetros) em vez de uma função objetivo (parâmetro único).

1.6. OBJETIVOS

Apesar de o Brasil não possuir indústrias de turbinas a gás, há a necessidade de se formar especialistas em áreas relacionadas à análise de desempenho, assim como a necessidade de se adquirir conhecimentos voltados aos custos de operação e manutenção, os quais são de fundamental importância para as empresas que fazem uso de tais máquinas.

De forma a contribuir com os estudos de otimização em projeto de compressores axiais os objetivos pré-estabelecidos para a presente tese são:

1. Desenvolver uma metodologia de otimização de projeto de compressor axial de múltiplos estágios no ponto de projeto.
2. Inserir esta metodologia num programa de simulação numérica de compressor axial (*AFCC Optimized Program*) de modo que se obtenha a máxima eficiência no ponto de projeto, mas com os parâmetros geométricos e aerodinâmicos dentro de limites pré-estabelecidos de forma a manter a estabilidade do compressor axial;
3. Aplicar esta metodologia em vários compressores axiais analisando os seus desempenhos no ponto de projeto (rotação nominal) com o objetivo de validar a metodologia utilizada.

1.7. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

No Capítulo 2 são apresentados a teoria elementar de funcionamento de compressores axiais de múltiplos estágios, seus principais parâmetros de análise, características relacionadas ao seu desempenho e as instabilidades envolvidas no seu funcionamento. São analisadas também as perdas envolvidas, os dados geométricos típicos de projeto, os materiais envolvidos na sua fabricação assim como as tendências futuras no desenvolvimento de compressores axiais.

No Capítulo 3 é analisado mais especificamente o projeto das pás do compressor axial, perfis aerodinâmicos, tipos de pás utilizadas, assim como suas características de comportamento. Apresentam-se também as ferramentas que são utilizadas para o projeto das pás assim como os parâmetros que devem ser considerados para se analisar o seu desempenho.

No Capítulo 4 é apresentada, em detalhe, a técnica de otimização (Programação Seqüencial Quadrática - PSQ) utilizada neste trabalho, sua formulação e os conceitos matemáticos envolvidos na construção deste algoritmo.

No Capítulo 5 é descrito em forma de fluxograma a implementação do algoritmo PSQ, partindo de um programa inicial de projeto e análise de compressor axial (*AFCC Program*) com o objetivo de facilitar a sua compreensão.

No Capítulo 6 são apresentados os resultados e as análises de quatro estudos de casos quando da utilização do modelo de otimização proposto. O modelo é baseado na descrição dos limites restritivos apresentados nos capítulos anteriores, pois são eles que fornecem o suporte para a construção do modelo.

No Capítulo 7 são apresentadas as conclusões e propostas para trabalhos futuros.

Capítulo 2.

2.1. O COMPRESSOR AXIAL

2.2. INTRODUÇÃO

Um compressor de fluxo axial consiste de um ou mais estágios, cada estágio consistindo de um conjunto de pás móveis (rotor) seguido por um outro conjunto de aletas (estator). O processo de compressão ocorre primeiramente no rotor, onde o fluido de trabalho é inicialmente acelerado e o aumento da velocidade absoluta propicia um aumento da pressão total. O escoamento é então desacelerado pela sua passagem entre as aletas onde a energia cinética transferida pelo rotor é convertida num aumento da pressão estática (processo de difusão). O processo é repetido em quantos estágios forem necessários para produzir a relação de pressão total requerida.

O escoamento num compressor axial estará sempre sujeito a um gradiente de pressão adverso, e quanto maior a relação de pressão, maior a dificuldade em se projetar o compressor.

Existe no processo de difusão uma tendência natural do escoamento de se descolar das paredes do canal entre as pás, que é divergente, revertendo sua direção, e

assim, seguir no sentido contrário ao gradiente negativo de pressão. Se o processo de difusão é muito rápido há a formação de vórtices que causam uma transformação de parte da energia cinética em energia interna e, como consequência, uma redução no aumento de pressão útil desejada. Um ângulo de divergência reduzido poderia solucionar este problema, mas isso acarretaria em um longo canal divergente resultando num aumento de perdas por atrito. Assim, devido a este limite no processo de difusão, limita-se também o aumento de pressão por estágio no compressor.

Outro ponto relacionado aos compressores axiais diz respeito ao projeto das pás. Essas devem ser projetadas segundo as leis da aerodinâmica e através de dados experimentais. A utilização de dados experimentais possui o objetivo de se tentar reduzir ao mínimo possível as perdas geradas nos perfis assim como garantir uma margem de bombeamento segura.

O bombeamento é um fenômeno muito comum neste tipo de compressor principalmente se a relação de pressão for elevada. Este fenômeno ocorre, para o caso de perfis isolados, quando a diferença entre a direção do fluxo e o ângulo da pá (ângulo de incidência) se torna excessivo.

2.3. TEORIA ELEMENTAR

Normalmente, o fluido de trabalho em um compressor de fluxo axial é o ar, mas para o caso de ciclos de turbinas a gás fechados outros gases podem ser utilizados como o hélio ou o dióxido de carbono.

Assumindo que o processo é adiabático, toda a potência absorvida pelo compressor é absorvida no rotor, e o estator apenas transforma a energia cinética em um aumento de pressão estática com a temperatura de estagnação mantida constante.

O aumento da pressão de estagnação ocorre inteiramente no rotor. Na prática, haverá uma pequena queda na pressão de estagnação no estator devido ao atrito do fluido. Perdas também irão ocorrer no rotor e o aumento da pressão de estagnação será menor do que se fosse obtida numa compressão isentrópica com a mesma potência de entrada.

Em outras palavras, verifica-se que as pás do rotor convertem a potência de eixo em aumento de entalpia do escoamento na forma de um aumento da temperatura estática e da velocidade absoluta. No estator, a transferência de trabalho ou de calor é considerada desprezível quando comparada com a potência de eixo envolvida, gerando-se apenas perdas devido ao atrito e a turbulência. No estator o fluido sofre apenas o processo de difusão com a transformação da velocidade pelo aumento da pressão estática.

O atrito entre o fluido e as pás faz do processo de compressão um processo irreversível e, portanto, com aumento de entropia.

Obter somente a potência de entrada no estágio do compressor axial através de relações termodinâmicas não é suficiente para se projetar as pás. Para este propósito é necessário relacionar a potência de entrada com os triângulos de velocidades do estágio.

Na análise bidimensional, considera-se que o escoamento se localiza no plano tangencial do raio médio com uma velocidade periférica. Nesta aproximação a velocidade do escoamento terá duas componentes, uma axial e outra tangencial. Esta simplificação é razoável para os últimos estágios do compressor onde a altura das pás é pequena e a velocidade radial do escoamento pode ser considerada desprezível, no ponto de projeto. Entretanto, na parte frontal do compressor as pás são mais longas, e a velocidade radial da pá não é mais constante. Neste caso, se a intenção é obter um estudo mais detalhado do comportamento da velocidade na direção radial, uma análise tridimensional deve ser considerada.

2.3.1.O Triângulo de Velocidades

Os triângulos de velocidades são formados pelas componentes das velocidades do escoamento na entrada e saída das grades que definem um estágio, isto é, do rotor e do estator. No projeto das máquinas de fluxo, os triângulos de velocidades são usados para auxiliar na definição das formas das pás. Uma descrição detalhada sobre os triângulos de velocidades pode ser encontrada em Cumpsty (1989), Dixon (1975) Saravanamuttoo et al., (2001), Walsh e Fletcher (1998) e Yahya (1983).

2.3.2. O Grau de Reação

O grau de reação (Λ) fornece uma medida de quanto o rotor contribui para o aumento da pressão estática no estágio. É um parâmetro de projeto que possui uma grande influência na eficiência do estágio.

Um grau de reação menor que 50% é obtido quando o aumento da pressão estática é maior no estator do que no rotor. Isso faz com que a pá do estator trabalhe sobrecarregada. Esta não é uma condição desejável, pois a tendência da camada limite de se separar da superfície da pá aumenta significativamente, o que pode causar uma redução (perda) considerável de pressão de estagnação e, como consequência mais grave, uma redução da eficiência do estágio.

Uma maneira de se reduzir a sobrecarga no estator é dividir o aumento da pressão estática igualmente no rotor e no estator ($\Lambda = 50\%$), reduzindo então a tendência da camada limite de se separar da superfície da pá.

Para o caso de $\Lambda > 50\%$ o aumento da pressão estática no rotor é maior que no estator. Entretanto, deve-se atentar que a limitação no desempenho de cada estágio (trabalho máximo permissível por estágio) é dependente, dentre outros fatores, do número de Mach. Se os efeitos do número de Mach pudessem ser desconsiderados (ondas de choque), o aumento permissível da temperatura por estágio poderia ser obtido através do aumento do grau de reação.

Como exemplo, os máximos valores de temperatura e eficiência para um estágio de um compressor subsônico podem ser atingidos se o número de Mach for próximo a 0,7 e o grau de reação em torno de 50% (Dixon, 1975).

2.3.3. Rendimentos do Compressor Axial

Segundo Walsh e Fletcher (1998), a eficiência isentrópica é definida como o trabalho específico ou o aumento total da temperatura ideal para uma dada relação de pressão pela condição real. O termo isentrópico está relacionado a um processo adiabático e reversível, ou seja, tanto o calor transferido como o atrito estão excluídos.

A eficiência politrópica é definida como a eficiência isentrópica de um estágio infinitesimal no processo de compressão de tal forma que seu valor será sempre constante ao longo do processo. Compressores com o mesmo nível tecnológico de fabricação, carga média por estágio e liberdade no projeto geométrico, tal como a área frontal, terão a mesma eficiência politrópica independentemente da relação de pressão.

A eficiência isentrópica diminui à medida que a relação de pressão se eleva para uma mesma eficiência politrópica. A eficiência politrópica refere-se ao fato de que a temperatura de entrada nos estágios finais do compressor é maior que nos estágios frontais e, conseqüentemente, mais trabalho de entrada é necessário para sustentar a mesma relação de pressão. O valor da eficiência politrópica se eleva à medida que as dimensões e tecnologia disponível para projeto e fabricação do compressor axial aumentam.

2.4. PRINCIPAIS PARÂMETROS DE ANÁLISE

Os parâmetros geométricos e aerodinâmicos a serem comentados a seguir estão diretamente ou indiretamente relacionados ao processo de otimização, ou seja, estão relacionados à função objetivo, às variáveis de projeto e aos limites laterais implementados no programa computacional.

2.4.1. Número de Mach na Entrada

Para motores aeronáuticos, o uso de valores elevados para o número de Mach na entrada do motor, com a intenção de minimizar a área frontal, conduz a valores elevados de velocidade relativa na ponta das pás dos primeiros estágios. Isso faz com que a eficiência diminua nesses estágios, pois à geração de perdas devido a formação de ondas de choque. Valores entre 0,4 e 0,6 para número de Mach médio na entrada do compressor são aceitáveis. Valores maiores que estes são utilizados para motores aeronáuticos supersônicos.

Valores de número de Mach relativo na ponta da pá se situam entre 0,9 (valor conservativo) e 1,3 (valor ambicioso). Este último valor requer um alto grau de difusão, pois reduz a condição de escoamento supersônico para subsônico. Entretanto, nesta transformação, perdas de pressão serão geradas. Pode-se utilizar as pás guias variáveis (PGV's) na entrada do compressor para reduzir a geração de perdas de pressão.

2.4.2. Número de Mach na Saída

Um baixo número de Mach na saída do compressor beneficia o sistema de combustão. No caso de compressores axiais industriais, o valor para o número de Mach na saída deve ser em torno de 0,4. Para aplicações aeronáuticas o valor do número de Mach na saída deve ser em torno de 0,35, idealmente 0,25.

2.4.3. Aumento da Temperatura ao Longo do Compressor

Segundo McKenzie (1997), uma vez obtido o aumento total de temperatura no compressor torna-se necessário verificar o seu aumento por estágio. A princípio, poderia dividir a temperatura total pelo número de estágios e obter o aumento médio da temperatura. Mas, devido às grandes variações de incidência que o primeiro e último estágio (chamados de estágios críticos) do compressor sofrem é aconselhável que nesses estágios o aumento da temperatura seja abaixo da temperatura média, ou seja, reduzir o seu carregamento. Além disso, o primeiro estágio do rotor apresenta um carregamento elevado na sua raiz devido ao raio reduzido e a baixa velocidade periférica nesse local.

Desta forma, foi incorporado, tanto no programa *AFCC* (Tomita, 2003) como no programa *AFCC Optimized*, uma subrotina que tem como objetivo controlar a distribuição de temperatura nestes estágios críticos. Este controle é feito através de uma variável definida como fator de distribuição de temperatura de estagnação (*weight_k*).

2.4.4.O Carregamento do Estágio

Walsh e Fletcher (1998) definem o carregamento como a medida de quanto trabalho é demandado pelo compressor ou estágio. A eficiência do compressor ou do estágio melhora à medida que o carregamento diminui, entretanto será necessário aumentar o número de estágios para manter a relação de pressão desejada.

Com exceção dos motores aeronáuticos supersônicos, o carregamento ao longo da linha média do compressor axial deve-se situar entre 0,25 e 0,50. O menor valor está relacionado aos compressores de baixa relação de pressão de múltiplos estágios. Para motores supersônicos admitem-se valores iguais ou acima de 0,7, pois se aceita uma redução da eficiência em relação a vantagem obtida pela diminuição do número de estágios (redução do peso do compressor).

Na raiz do primeiro estágio do rotor, onde se tem o menor valor para a velocidade periférica, é onde se encontra o maior carregamento do compressor.

De forma a se obter uma taxa de difusão aceitável admitem-se valores de carregamento por estágio entre 0,6 (valor conservativo) e 0,9 (valor ambicioso).

2.4.5.Deflexão e o Fator de Difusão

Segundo Saravanamuttoo et al. (2001), para a maioria dos estágios dos compressores axiais podem-se assumir, com uma pequena margem de erro, que o valor da velocidade periférica U é o mesmo na entrada e saída da pá do rotor para qualquer linha de corrente. Neste caso, os triângulos de velocidades podem ser convenientemente desenhados conforme Figura 2.1.

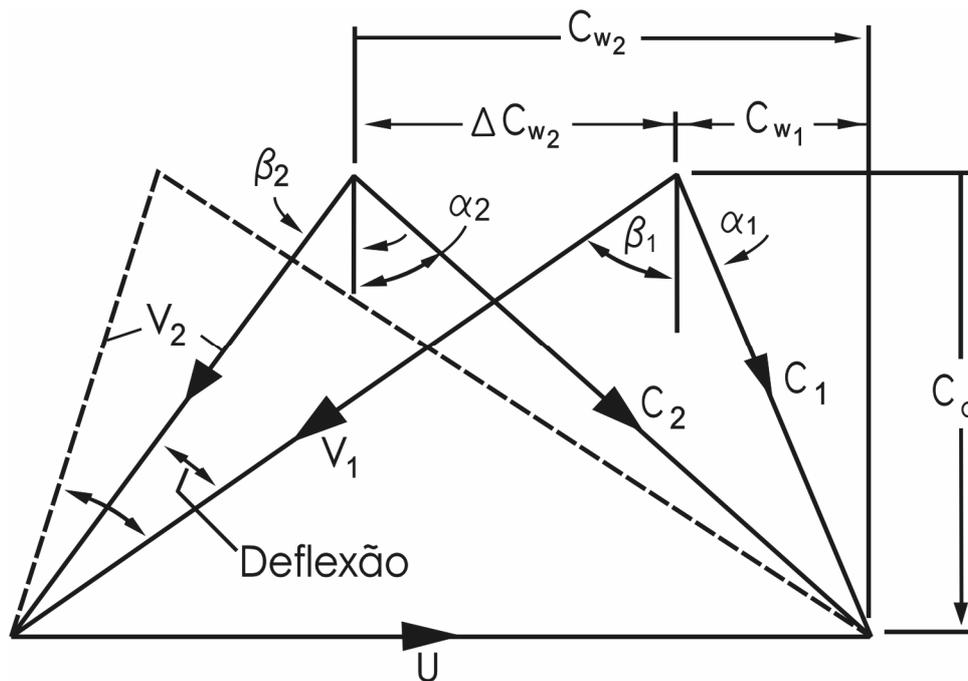


Figura 2.1 - Efeito do aumento da deflexão do fluido.

A quantidade de deflexão requerida pelo rotor está demonstrada pelas direções dos vetores das velocidades relativas do escoamento V_1 e V_2 . A mudança na velocidade circunferencial é dada por ΔC_w . Considerando um valor fixo para β_1 , verifica-se que aumentando a deflexão através da redução de β_2 acarreta uma redução em V_2 . Em outras palavras, uma alta deflexão do fluido implica numa alta taxa de difusão.

O método inicial de projeto para avaliar a máxima difusão permissível é fornecido pelo número de “de Haller”, que é definido como sendo a relação V_2/V_1 . O limite para esta relação é que a mesma seja maior ou igual a 0,72. Qualquer valor abaixo de 0,72 implicará na geração maior de perdas. Normalmente, o número de “de Haller” é utilizado somente como uma aproximação inicial de projeto. Como critério final de avaliação da máxima difusão permissível utiliza-se o fator de difusão (DF) que é um fator mais elaborado. Na sua forma mais básica, o fator de difusão reflete o efeito da relação espaçamento/corda e das velocidades relativas na entrada e saída das pás do rotor conforme equação a seguir.

$$DF = 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{\Delta C_w}{2V_1} \frac{s}{c} \quad (2.1)$$

O fluido de trabalho quando passa por um aerofólio irá acelerar quando a superfície do mesmo for convexa (lado de sucção), e em uma pá estacionária, aumentará a queda na pressão estática. Na superfície côncava (lado de pressão) o fluido irá desacelerar. A máxima velocidade na superfície de sucção ocorrerá entre 10 e 15% da corda a partir do bordo de ataque da pá, e decrescerá constantemente até que a velocidade de saída seja alcançada (Saravanamuttoo et al., 2001).

As perdas no conjunto das pás surgem primeiramente pelo crescimento da camada limite nas superfícies de sucção e de pressão das pás. Estas camadas se unem no bordo de saída da pá formando uma esteira a qual aumenta a queda local da pressão de estagnação. Camada limite mais espessa, a qual resulta em maiores perdas, ocorrem em regiões onde há uma mudança rápida de velocidade, ou seja, em regiões com um alto gradiente de velocidade. Estas regiões estão localizadas na superfície de sucção da pá.

Segundo Saravanamuttoo et al. (2001), testes realizados em várias geometrias de uma seção particular de aerofólios tipo NACA, considerando número de Mach máximo local subsônico ou supersônico (baixos valores), apresentaram os seguintes resultados: Na região da raiz do rotor e nos estatores as perdas por atrito não são afetadas pela variação do fator de difusão até um valor em torno de 0,6. Entretanto, na região da ponta da pá, as perdas aumentam rapidamente para valores de fator de difusão acima de 0,4. Logo, para valores de fator de difusão acima de 0,6 (raiz) e 0,4 (ponta da pá) haverá um aumento das perdas por atrito a qual acarretará numa diminuição da eficiência do estágio e conseqüentemente do compressor.

O grande mérito do fator de difusão é que ele permite impor um limite para a máxima deflexão do ar através de um cálculo simples, bastando para isso apenas construir os triângulos de velocidades e escolher a relação espaçamento/corda.

2.4.6. Relação de Pressão, Número de Estágios e Eixos

A relação de pressão a ser obtida para um dado número de estágios é governada por vários fatores. O mais importante é o de satisfazer a margem de bombeamento em rotações parciais com a melhor eficiência possível.

Nos estágios frontais de um compressor o escoamento pode descolar em baixas rotações. Quanto maior o número de estágios e a relação de pressão por estágio, pior é este efeito. Para tentar reduzir os efeitos deve-se utilizar de artifícios como compressores com geometria variável, válvulas de sangria ou dividir o compressor em vários eixos.

Quanto maior a relação de pressão global, para um dado número de estágios e consequentemente carregamento, menor será a eficiência.

Dividir o compressor em dois carretéis possui algumas vantagens. Uma relação de pressão maior pode ser obtida com um número menor de estágios, o que causa uma redução da utilização da geometria variável. Elevando-se a velocidade periférica nos últimos estágios se permite que os mesmos tenham um valor reduzido de carregamento, aliviando assim as perdas causadas por elevadas relações de diâmetros raiz/ponta da pá, ou seja, perdas devido à folga na ponta das pás.

2.4.7. Relação de Diâmetros Raiz/ponta da Pá (Hub/Tip Ratio)

Quanto maior o valor da relação de diâmetros raiz/ponta da pá, mais influente se torna a folga nas pontas das pás (tip clearance) devido à menor altura das mesmas. Isto contribui para um aumento das perdas chamadas de “tip clearance”, acarretando uma redução da eficiência e da margem de bombeamento. Além disto, o projeto dos estágios frontais se torna complicado (problemas de montagem, espaçamento entre as pás, etc.).

Para valores reduzidos da relação de diâmetros raiz/ ponta da pá, mais longas serão as pás o que poderá contribuir para um aumento considerável das perdas secundárias.

Outro problema diz respeito à tensão centrífuga. Como a mesma é função do quadrado da relação de diâmetros raiz/ponta da pá, uma relação muito reduzida elevará a valores proibitivos (críticos) da tensão centrífuga (Saravanamuttoo et al., 2001).

Assim, para se tentar minimizar estes problemas, testes realizados demonstraram que o valor para essa relação deve-se situar preferencialmente em torno de 0,4 para os primeiros estágios e 0,8 para os últimos estágios do compressor axial. Alguns compressores aeronáuticos admitem valores acima de 0,65 para os estágios frontais. Para compressores de elevada relação de pressão admite-se valores de 0,92 para os estágios finais.

2.4.8. Elongamento

O alongamento é definido como sendo a altura da pá pela sua corda na linha média.

Segundo Walsh e Fletcher (1998), se o peso do compressor for um parâmetro importante de projeto (caso dos motores aeronáuticos) um alto valor de alongamento é desejável, pois o compressor se torna mais compacto. Entretanto, esta decisão acarretará uma redução da margem de bombeamento e um número maior de pás, o que aumentará os custos de fabricação do compressor. Além disso, problemas de vibração e de estabilidade mecânica das pás devido ao seu longo comprimento poderão comprometer o seu funcionamento. Mesmo que os problemas mecânicos sejam resolvidos, o desempenho aerodinâmico limita a eficiência do compressor em valores menores que 80% além de reduzir a margem de bombeamento e o carregamento (Wennerstron, 1989).

Segundo Wennerstron (1989), compressores com relações de aspecto igual ou menor que 2 são considerados de baixo alongamento; igual ou maiores que 4 de alto alongamento. Walsh e Fletcher (1989) sugerem valores entre 1,5 e 3,5.

2.4.9. Velocidade Periférica (Tip Speed)

Segundo Saravanamuttoo et al. (2001), esta velocidade está relacionada com a tensão centrífuga máxima que o material utilizado na fabricação das pás e do disco pode suportar. Esta tensão é mais acentuada (crítica) nas pás frontais, pois são mais longas que as pás finais. Ela depende da geometria, material e da temperatura com que o compressor opera.

Para pás de titânio em compressores de baixa pressão, podem-se obter velocidades periféricas na ordem de 500 m/s. Para compressores de alta pressão com discos de ligas de níquel nos últimos estágios, velocidades periféricas em torno de 400 m/s podem ser alcançadas. Velocidades periféricas em torno de 350 m/s não apresentam problemas mais severos em relação à tensão centrífuga.

2.4.10. Velocidade Axial, Relação de Velocidade Axial e Coeficiente de Vazão

Para se obter um alto desempenho de uma turbina a gás é necessário uma alta velocidade axial para fornecer uma alta taxa de fluxo de ar por unidade de área frontal. Entretanto, a velocidade axial do compressor é limitada por razões aerodinâmicas.

A velocidade axial é normalmente mantida constante ao longo do compressor. Consequentemente, a área anular do compressor diminui ao longo do mesmo devido ao aumento da densidade. Já o número de Mach axial reduz devido ao aumento da temperatura.

Normalmente, nos compressores axiais industriais a velocidade axial é de aproximadamente 150 m/s, enquanto que para motores aeronáuticos (avançados) podem-se obter velocidades de aproximadamente 200 m/s (Saravamamuttoo et al., 2001).

A taxa de velocidade axial, isto é, a relação da velocidade axial na entrada pela velocidade axial na saída do compressor deve se situar em torno da unidade com o objetivo de reduzir o carregamento axial das pás do compressor.

O coeficiente de vazão deve se localizar entre 0,5 e 0,75. Valores maiores que 0,75 aumentam o número de Mach e conseqüentemente a possibilidade de se gerar perdas causadas por ondas de choque.

2.4.11. Canal do Compressor

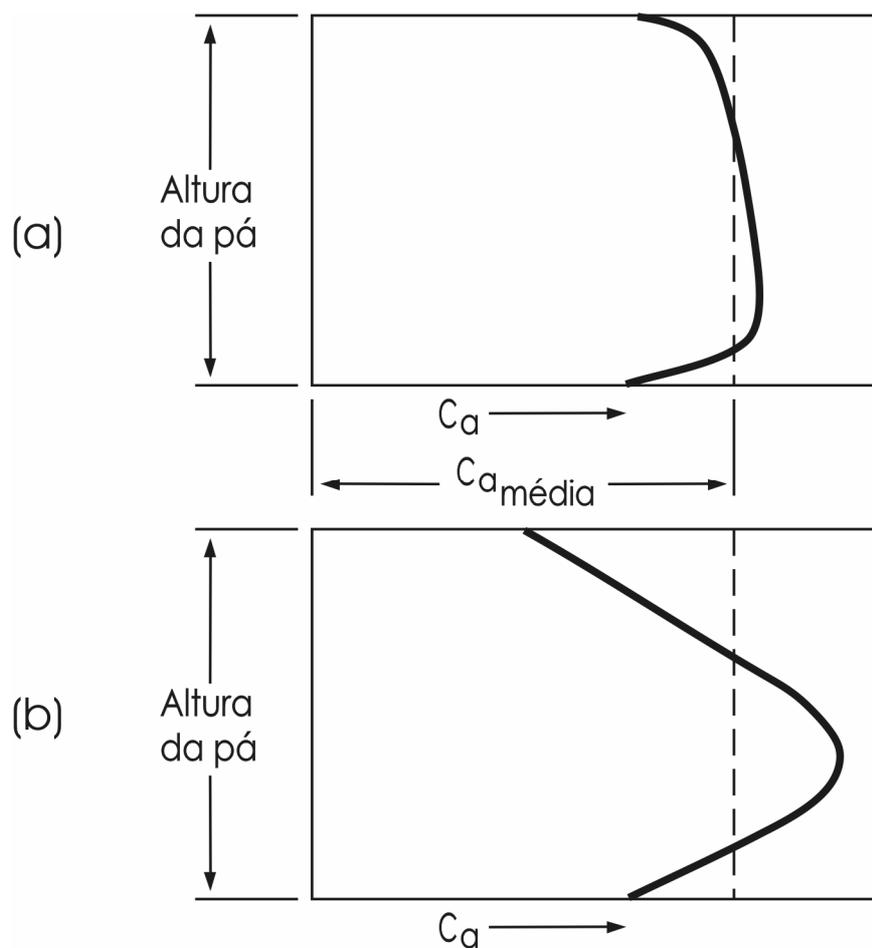
A passagem do fluxo de ar na seção meridional forma o canal axial. Esse canal possui uma grande influência no desempenho do compressor e, por isso, seu projeto deve ser executado com o maior rigor possível.

Em unidades industriais utiliza-se com maior freqüência o canal do tipo diâmetro interno constante (CID), pois permite que os discos do rotor sejam do mesmo diâmetro, reduzindo assim os custos de fabricação.

Segundo Saravamamuttoo et al., 2001, com o objetivo de diminuir o peso e o tamanho do compressor, e conseqüentemente de todo o motor de uso aeronáutico, o canal do tipo diâmetro externo constante (COD), Figura (2.19), é comumente utilizado, uma vez que esse tipo de canal resulta em um número menor de estágios.

2.5. O BLOQUEIO ANULAR

Devido ao gradiente de pressão adverso, a camada limite ao longo do canal anular do compressor se torna cada vez mais espessa à medida que o escoamento caminha para os estágios seguintes. A principal conseqüência deste efeito é a redução da área disponível para o escoamento. Essa redução faz com que a velocidade axial na altura média das pás seja mais acentuada que na sua base e ponta, aumentando à medida que o fluxo de ar caminha para os estágios subseqüentes. Normalmente, este pico de velocidade axial se torna estável a partir do quarto estágio. Figura 2.2.



Fonte: Saravanamuttoo et al. (2001).

Figura 2.2 - Distribuição da velocidade axial: (a) 1º estágio, (b) 4º estágio.

Velocidade axial elevada na altura média da pá causa um ângulo de incidência local negativo e reduz o trabalho realizado pelo estágio. Essa correção poderia ser compensada por um alto ângulo de incidência na base e na ponta da pá onde a velocidade axial é menor, mas a formação da camada limite nas paredes anulares, o gradiente de pressão adverso e a folga na ponta das pás impedem essa compensação, ou seja, a energia necessária para recuperar o trabalho realizado é deficitária.

O escoamento ao longo do compressor é extremamente complexo. Combinações de sucessivas acelerações e desacelerações com mudanças na sua direção tangencial, os efeitos da folga na ponta das pás, fazem com que o cálculo do crescimento da camada limite se torne extremamente complexo. Desta forma, se utiliza de um fator empírico de correção baseada em testes experimentais.

2.5.1. Operação

2.5.2. Ponto de Projeto

O ponto de projeto é a condição onde se espera que a eficiência dos componentes e, conseqüentemente, de toda a máquina seja máxima. Desta forma, o ponto de projeto deve ser escolhido na condição aonde a máquina venha a operar o maior período possível.

Segundo Saravamamuttoo et al., 2001, o problema de se projetar um compressor de maneira precisa está em solucionar os problemas relacionados ao escoamento ao longo do compressor. Os cálculos são realizados através das leis fundamentais da dinâmica dos fluidos e da termodinâmica. Além disso, os valores devem ser passíveis de serem operados utilizando-se de recursos computacionais para analisar o comportamento do compressor.

2.5.3. Fora do Ponto de Projeto

Segundo Saravanamuttoo et al. (2001), o desempenho fora do ponto de projeto é definido como o desempenho do compressor em condições onde o fluxo de massa e a rotação são diferentes daquelas que foram previamente projetadas (ponto de projeto). O compressor não apresentará a mesma eficiência se variar a rotação ou o fluxo de massa do escoamento para uma posição distante do ponto de projeto.

Se o compressor possuir certas características tais como pás guias de entrada (PGE's), estatores variáveis (EV's), sangria ou múltiplos eixos, características estas utilizadas em conjunto ou individualmente, a faixa de trabalho do compressor fora do ponto de projeto será aumentada. Desta forma, a eficiência e a relação de pressão fora do ponto de projeto poderão ser corrigidas para cada nova condição de funcionamento do compressor.

2.5.4. Características

O desempenho de um compressor axial depende da pressão e da temperatura ambiente, o que torna necessário o uso da análise dimensional para que uma curva característica seja representativa em qualquer condição ambiente.

De acordo com Saravanamuttoo et al. (2001), os grupos adimensionais que descrevem as características de um compressor são:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} : \text{relação de pressão de estagnação} \quad (2.2)$$

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} : \text{relação de temperatura de estagnação} \quad (2.3)$$

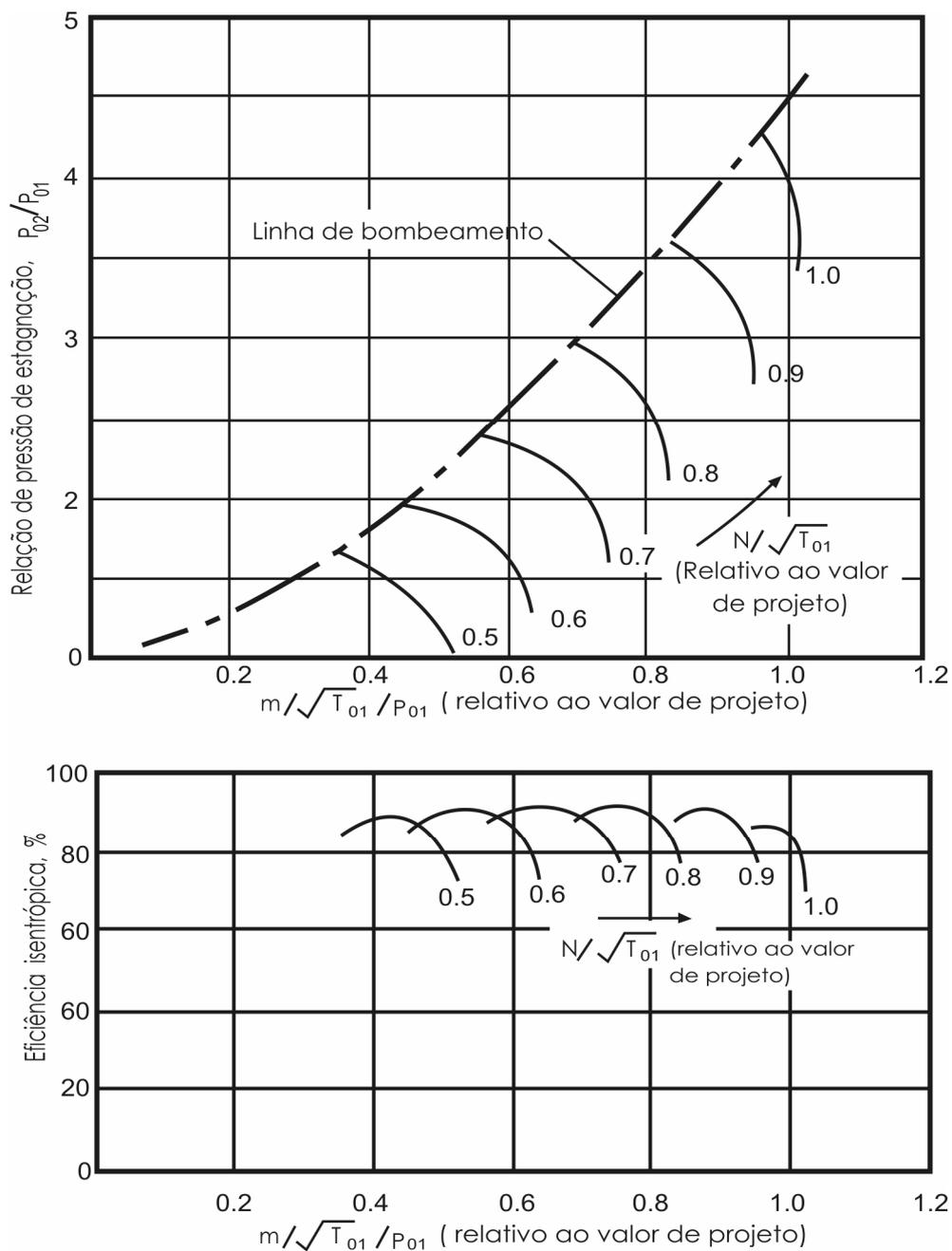
$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{P_{01}} : \text{vazão em massa corrigida} \quad (2.4)$$

$$\frac{N}{\sqrt{T_{01}}} : \text{rotação corrigida} \quad (2.5)$$

A Figura 2.3 apresenta as curvas características de um compressor axial hipotético. Nota-se que o desempenho dos compressores axiais possui uma grande dependência da rotação corrigida (Dixon, 1975).

O limite inferior de vazão em massa corrigida para cada rotação corrigida é representado pela curva traço-ponto, chamada de linha de bombeamento (*surge line*). Esta é formada pelos pontos de bombeamento (*surging*) para cada rotação. O bombeamento é um fenômeno de instabilidade que ocorre quando a vazão em massa é inferior a um valor mínimo e está associado à propagação do descolamento do escoamento ao longo dos estágios do compressor.

Por outro lado, se a vazão em massa aumentar além de certo limite, ocorre o entupimento (*choking*). Este fenômeno está associado à máxima vazão em massa que o compressor pode admitir, para uma dada rotação.



Fonte: Saravanamuttoo et al. (2001).

Figura 2.3 - Curvas características de um compressor axial.

Normalmente, os pontos de bombeamento são atingidos pouco antes que as curvas alcancem seu ponto máximo, e é nessa região que se encontra o ponto de operação de projeto do compressor. Desta forma, verifica-se que a faixa de operação do compressor axial é muito restrita, restringindo-se ainda mais quando se incorpora ao compressor, a turbina propriamente dita.

Cada série de estágios que compõe o compressor axial possui suas próprias características. Essas características são similares às características gerais do compressor, mas possuem valores de relação de pressão bem menores.

O fluxo de massa de ar ao longo do compressor está limitado pelo entupimento nos vários estágios e, sob certas condições, o entupimento pode ocorrer nos primeiros ou nos últimos estágios.

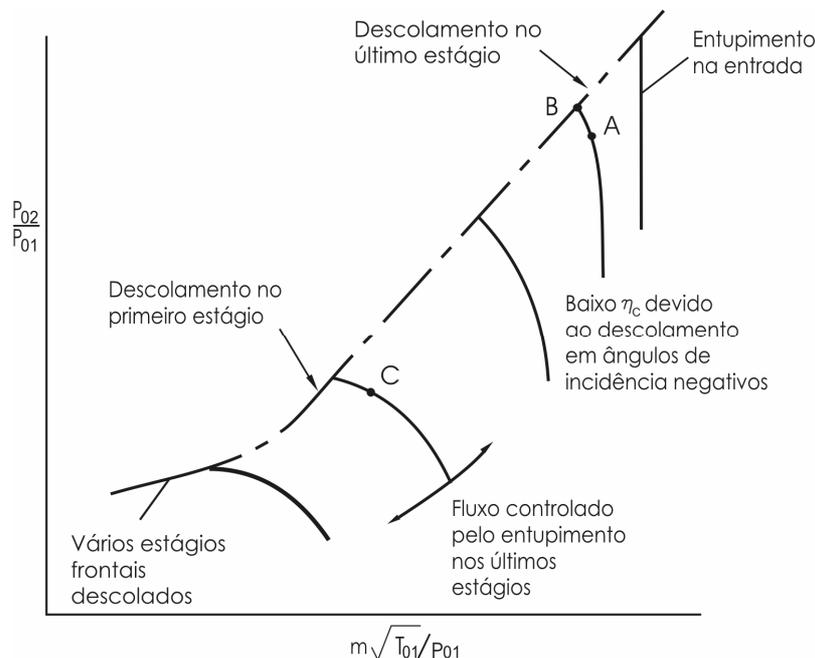
Segundo Saravanamuttoo et al. (2001), se um compressor axial é projetado para trabalhar com velocidade axial constante, a área necessária deve ser progressivamente reduzida, pois a densidade do ar aumenta ao longo do compressor. A área anular necessária para cada estágio será determinada pelas condições de projeto, e se houver qualquer outra condição de operação, essa área fixa resultará em uma variação da velocidade axial através do compressor.

Quando o compressor está trabalhando em rotação menor que a de projeto, a relação de pressão será menor que a do valor de projeto e ocorrerá um aumento menor da temperatura. O efeito da redução da densidade do ar será o de aumentar a velocidade axial do fluido nos estágios finais do compressor onde, eventualmente, o entupimento irá ocorrer, limitando o fluxo de massa de ar. Assim, em baixas rotações, o fluxo de massa de ar ao longo do compressor será determinado pelo entupimento nos seus estágios finais. À medida que a rotação aumenta a densidade do ar ao longo dos estágios também aumenta até atingir o valor de projeto, e os estágios finais do compressor poderão passar toda massa de ar proveniente dos estágios iniciais. Entretanto, pode ocorrer o entupimento nos estágios iniciais do compressor.

A região de entupimento, no mapa do compressor, pode ser identificada pela porção praticamente vertical das linhas de rotação corrigida conforme mostra a Figura 2.4. Assim, nenhum aumento de massa corrigida no compressor é possível, uma vez que o número de Mach em algumas seções do mesmo alcançou a unidade. Neste caso, diz-se que houve entupimento (*choke*).

Em relação ao ângulo de incidência, quando o compressor está trabalhando no ponto de projeto, todos os estágios estão operando com seu coeficiente de vazão corretamente e, conseqüentemente, com os valores dos ângulos de incidência também corretos. Se o ponto de projeto for movido ao longo de uma curva de rotação corrigida

constante, em direção à linha de bombeamento ($A \rightarrow B$), verifica-se que a densidade na saída do compressor aumentará devido ao aumento da relação de pressão, mas o fluxo de massa apresentará uma pequena redução. Esses dois efeitos combinados irão fazer com que a velocidade axial nos últimos estágios reduza, causando um aumento do ângulo de incidência, Figura 2.5. Um pequeno aumento do ângulo de incidência causará um descolamento na pá. Assim, nota-se que o bombeamento em altas rotações ocorre devido ao descolamento nos últimos estágios.

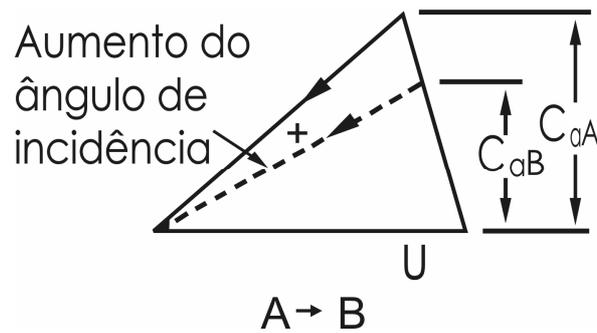


Fonte: Saravanamuttoo et al. (2001).

Figura 2.4 - Bombeamento e entupimento no compressor axial.

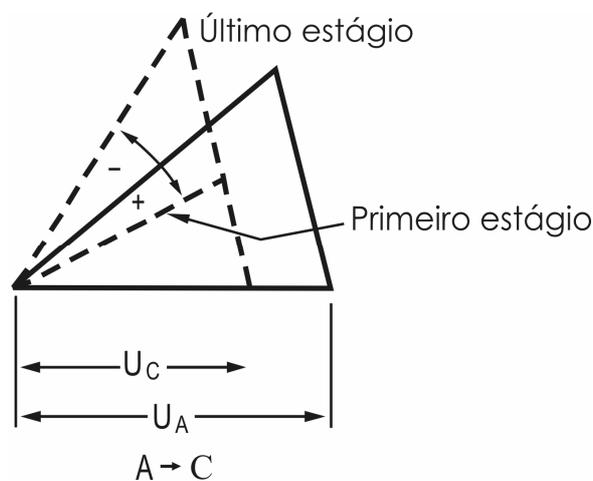
Se a rotação é reduzida para uma outra linha de operação ($A \rightarrow C$), o fluxo de massa geralmente reduz mais rapidamente do que a rotação, e o conseqüente efeito é a redução da velocidade axial na entrada do compressor causando um aumento do ângulo de incidência no primeiro estágio, Figura 2.6.

Já nos últimos estágios do compressor a velocidade axial aumentará devido a menor relação de pressão e densidade, fazendo com que o ângulo de incidência diminua. Assim, nota-se que o bombeamento em baixas rotações ocorre devido provavelmente ao descolamento nos primeiros estágios do compressor.



Fonte: Saravanamuttoo et al. (2001).

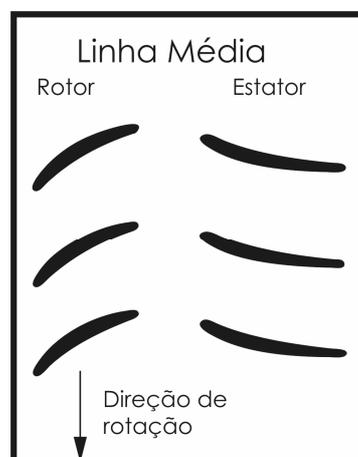
Figura 2.5 – Aumento no ângulo de incidência nos últimos estágios.



Fonte: Saravanamuttoo et al. (2001).

Figura 2.6 – Comportamento do ângulo de incidência nos primeiros e últimos estágios.

A Figura 2.7 apresenta uma secção de pás de rotor e estator na linha média, e a Tabela 2.1 as variações dos principais parâmetros termodinâmicos nesta secção.



Fonte: Walsh e Fletcher (1998).

Figura 2.7 – Rotor e estator na linha média.

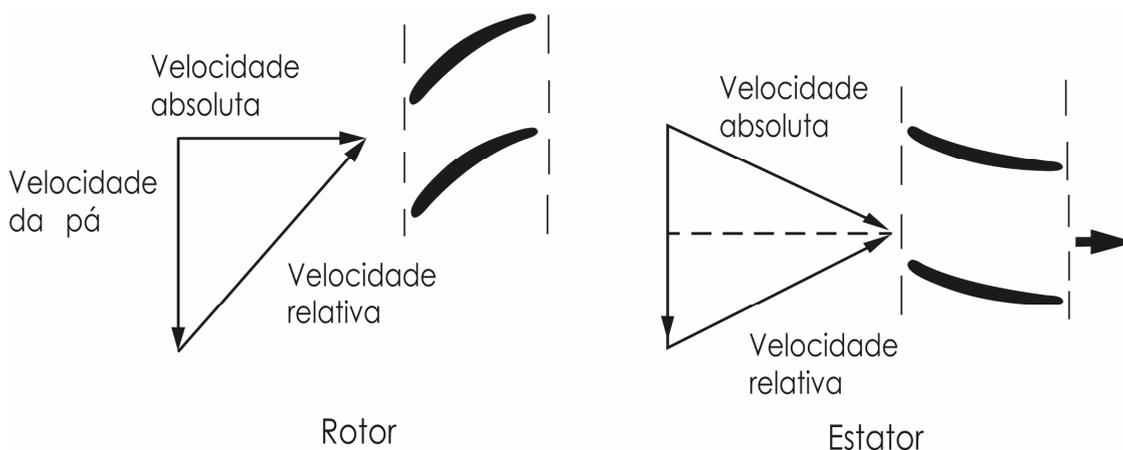
Tabela 2.1 – Variação dos principais parâmetros termodinâmicos num estágio.

Processo Termodinâmico		
	Rotor	Estator
Pressão Estática	Aumenta	Aumenta
Pressão Total	Aumenta	Pequena diminuição
Temperatura Estática	Aumenta	Aumenta
Temperatura Total	Aumenta	Constante
Velocidade Relativa	Diminui	-
Velocidade Absoluta	Aumenta	Diminui
Entalpia	Aumenta	Constante
Densidade	Aumenta	Aumenta

Fonte: Walsh e Fletcher (1998).

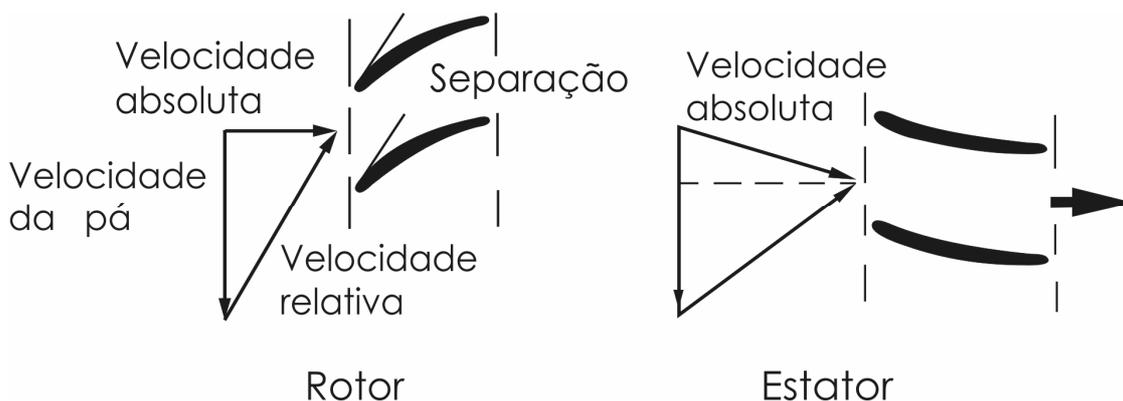
A Figura 2.8 apresenta mais claramente o comportamento das velocidades absoluta e relativa nos triângulos de velocidades (linha média) no ponto de projeto. Segundo Walsh e Fletcher (1998), nos estatores, os ângulos de entrada e saída das aletas coincidem com os ângulos do escoamento absoluto de entrada e saída do ar, e nos rotores, os ângulos da pá coincidem com os ângulos do escoamento relativo na entrada e saída do ar.

A Figura 2.9 apresenta os triângulos de velocidades próximos à condição de bombeamento. A velocidade axial diminui devido à diminuição do fluxo de ar. As pás do rotor entram no processo de bombeamento com a separação do fluxo de ar da superfície de sucção da pá devido ao elevado grau de incidência positivo nas pás do rotor.



Fonte: Walsh e Fletcher (1998).

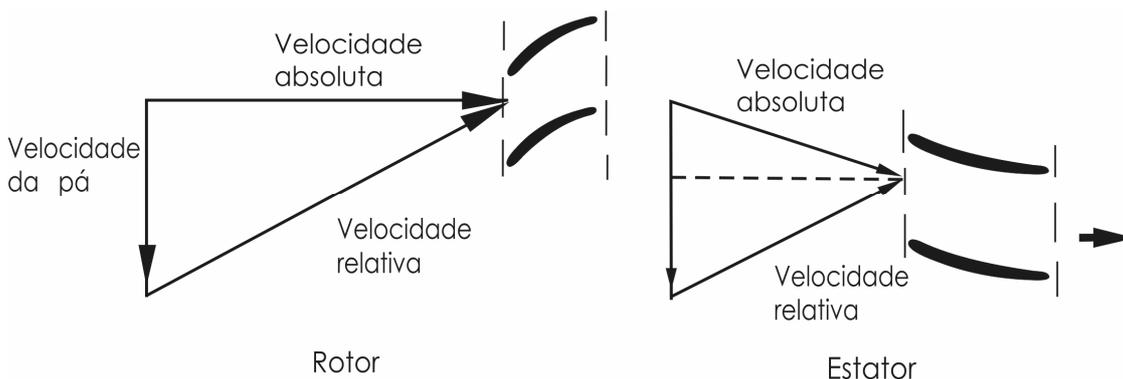
Figura 2.8 - Triângulos de velocidades referentes ao no ponto de projeto.



Fonte: Walsh e Fletcher (1998).

Figura 2.9 - Triângulos de velocidades referentes à condição de bombeamento.

A Figura 2.10 apresenta os triângulos de velocidades próximos da condição de entupimento. A velocidade axial aumenta devido ao aumento do fluxo de ar. O fluido no canal do rotor entra no processo de entupimento devido ao aumento do grau de incidência negativo nas pás do rotor.



Fonte: Walsh e Fletcher (1998).

Figura 2.10 - Triângulos de velocidades referentes ao ponto de entupimento.

2.5.5.O Desempenho

A Figura 2.11 apresenta o desempenho de um rotor de um compressor axial de baixa velocidade de estágio único. O compressor possui uma relação de diâmetros raiz/ponta da pá de 0,5 com um diâmetro externo de 0,932 m. O compressor possui pás guia de entrada, velocidade axial na entrada de 29 m/s, coeficiente de vazão de 0,56 e coeficiente de aumento de pressão de 0,486. As pás são do modelo NACA série 65 (Lakshminarayana, 1996).

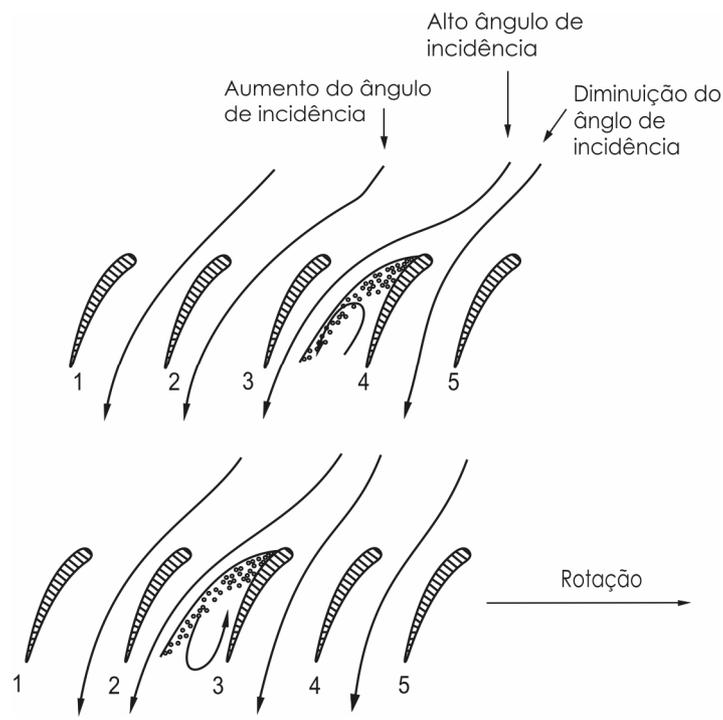
Normalmente, no projeto de compressores axiais existe uma margem suficiente de trabalho ($\Delta\phi$) localizado entre o ponto de início do descolamento (D) e o ponto de operação (C).

2.5.6.As Instabilidades

Uma operação eficiente para o compressor com rotação constante encontra-se à direita da linha de bombeamento. Um compressor axial de múltiplos estágios operando com rotação corrigida constante começa a entrar na linha de bombeamento quando sua relação de pressão atinge abruptamente seu valor máximo. A linha de bombeamento denota o limite de operação estável do compressor. Esse limite pode ser alcançado reduzindo o fluxo de massa corrigido (com uma válvula reguladora) enquanto a rotação corrigida é mantida constante.

Uma operação instável do compressor é caracterizada por uma severa oscilação do escoamento através do mesmo. Verifica-se também um aumento no nível de ruído, indicado por uma pulsação do escoamento e de uma vibração mecânica. Normalmente, existe um número pequeno de frequências superpostas que predominam quando do aumento desse ruído. As frequências mais baixas são comumente associadas com a ressonância do tipo Helmholtz para o escoamento através do compressor. As frequências mais altas ocorrem devido ao descolamento rotativo e são da mesma ordem da velocidade de rotação da pá.

O fenômeno do descolamento rotativo, Figura 2.12 ocorre quando existe uma não uniformidade no escoamento ou na geometria dos canais. Neste caso há uma quebra do escoamento entre os canais fazendo com que o mesmo seja defletido a um ângulo de incidência reduzido no canal anterior e a um ângulo de incidência elevado no canal posterior. Isso acarreta o descolamento do escoamento no canal posterior resultando numa redução do ângulo de incidência no canal onde tinha ocorrido a quebra do escoamento. O canal onde ocorreu a quebra do escoamento se recupera, mas o descolamento passou agora para o canal posterior. Esse processo então se repete onde o descolamento passa de canal para canal.



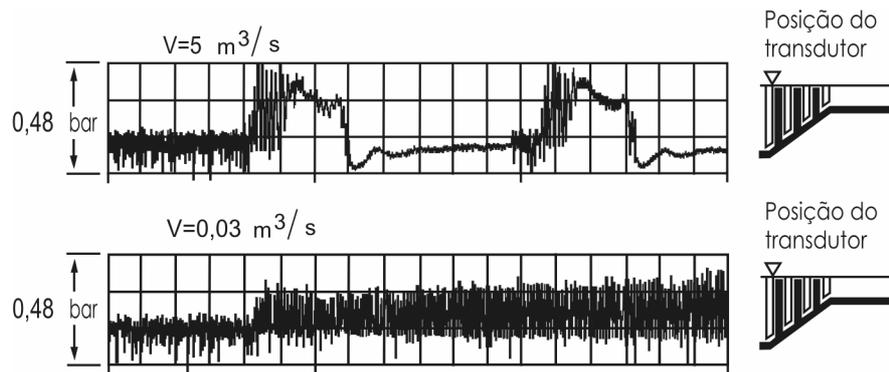
Fonte: Lakshminarayana (1996)

Figura 2.12 - Fenômeno do descolamento rotativo.

O sentido de rotação do descolamento rotativo é o contrário da rotação das pás do compressor. A velocidade de propagação do descolamento rotativo se encontra entre 50 e 70% da velocidade tangencial da pá.

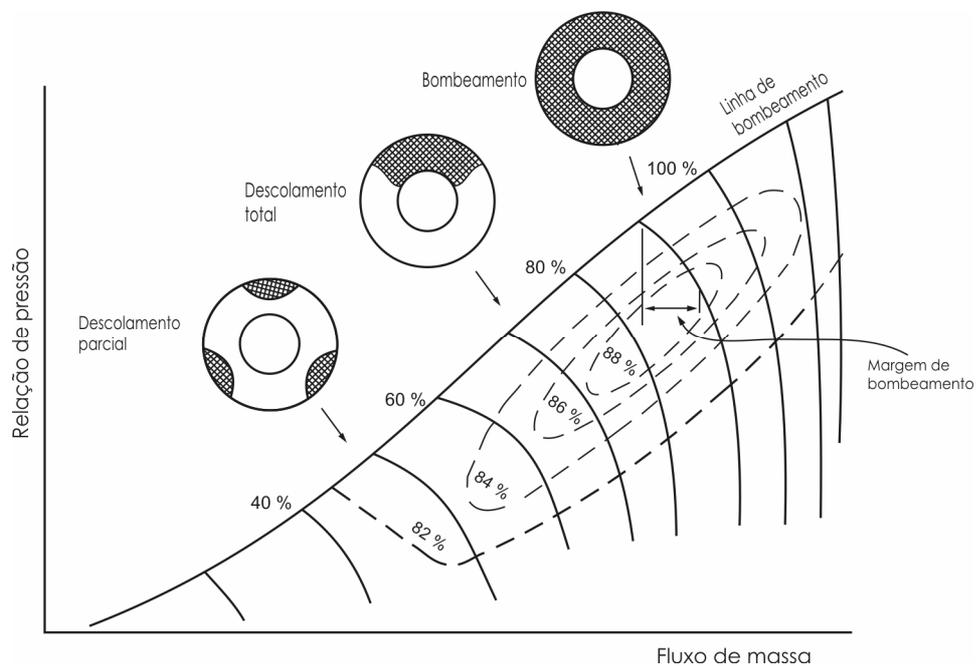
Lakshminarayana (1996) verificou que um compressor com uma vazão de saída de $5 \text{ m}^3/\text{s}$ apresentou um descolamento rotativo intermitente (indicado por rápidas oscilações) seguido do bombeamento, Figura 2.13. Neste caso, tanto o descolamento rotativo como o bombeamento podem aparecer. Quando o compressor estava operando com uma baixa vazão de saída ($0,03 \text{ m}^3/\text{s}$) notou-se que somente o fenômeno do descolamento rotativo aparecia. De uma maneira geral, concluiu-se que o descolamento rotativo aparece numa frequência muito maior do que a frequência do bombeamento.

A Figura 2.14 apresenta um mapa de desempenho de um compressor aeronáutico típico e as várias fases do descolamento rotativo.



Fonte: Lakshminarayana (1996)

Figura 2.13 - Oscilações padrão do descolamento rotativo e do bombeamento.



Fonte: Lakshminarayana (1996)

Figura 2.14 - Mapa de desempenho de um compressor axial (Descolamento Rotativo).

O descolamento rotativo parcial geralmente se encontra nos estágios frontais do compressor com elevadas relações de aspecto e baixas rotações. Normalmente, o descolamento rotativo aparece durante a decolagem ou na partida do motor quando o escoamento é baixo e o ângulo de incidência é elevado. O descolamento total, ou seja, em toda a pá, ocorre numa faixa média de velocidade e seu efeito é muito mais danoso para o compressor.

As células de descolamento rotativo se estendem por todo o compressor levando ao *stress* vibratório (ressonância) se a frequência do descolamento rotativo coincidir

com a frequência natural das pás. Entretanto, este efeito ocorre somente em picos de carga e, a princípio, numa condição normal de operação, o compressor não deve atingir este ponto. Mas se este pico acontecer, ocorrerá uma redução dos valores da relação de pressão e de escoamento na câmara de combustão, o que pode causar uma parada temporária do motor. Apesar da capacidade do motor de se religar rapidamente, essa é uma situação que deve ser evitada ao máximo numa situação normal de operação.

O descolamento rotativo carrega e descarrega cada pá com uma frequência que está relacionada principalmente com a rotação do compressor. Essa frequência pode estar perto da frequência natural de vibração das pás e por isso deve ser analisada com precisão. Segundo Dixon (1975), vários casos de falhas nas pás devido à ressonância induzida pelo descolamento rotativo já foram reportados normalmente com sérias conseqüências para o compressor.

Além da análise de vibração feita por Lakshminarayana (1996), é possível distinguir entre o bombeamento e o descolamento rotativo através da instabilidade que ocorre na massa total de escoamento que passa pelo compressor. A característica do descolamento rotativo é que o escoamento através do compressor é constante com o tempo. O descolamento rotativo simplesmente redistribui circunferencialmente o escoamento ao longo do compressor. Já o bombeamento, envolve uma oscilação axial da massa total do escoamento (alteração da massa), condição esta altamente prejudicial na operação eficiente do compressor.

Segundo Harman (1981) existem três formas de descolamento: o individual, o flutuante e o profundo, também chamado de estagnação de altitude (caso mais severo).

O descolamento individual da pá é caracterizado pelo desenvolvimento de grandes regiões de separação do escoamento, ou em zonas de baixo escoamento na esteira de cada pá.

O descolamento flutuante é uma oscilação que ocorre em elevados ângulos de incidência e está associado com o descolamento individual das pás.

O descolamento profundo (ou estagnação de altitude) envolve uma condição de grande redução de fluxo de massa do escoamento e de relação de pressão o que pode

levar a um superaquecimento da turbina a gás e, conseqüentemente, uma falha em todo o motor.

Tanto o bombeamento como o descolamento profundo são conhecidos apenas como descolamentos. Qualquer operação do compressor nestas condições pode resultar numa ruptura de uma ou de várias pás.

Estes fenômenos podem ocorrer em qualquer condição de rotação de operação do compressor. Podem aparecer também quando ocorrer uma partida quente (*hot start*) do motor, fenômeno esse que acontece quando a taxa de fornecimento de combustível for excessiva.

Já o ponto de entupimento representa a máxima vazão em massa que se pode passar pelos canais do compressor para uma dada rotação. Assim, para aumentar a vazão em massa é necessário aumentar a rotação de operação.

Segundo Hellmich e Seume (2004), além do fenômeno do descolamento rotativo, a literatura mais recente cita três outros fenômenos de distorção do escoamento e de instabilidades do escoamento nos compressores que podem ocorrer. São eles:

- Instabilidades Rotativas (RI);
- Ruído de folga de ponta de pá (TCN);
- Ressonância Acústica (AR)

As instabilidades rotativas (RI) são separações periódicas do escoamento que ocorrem no rotor sem que o fenômeno do bloqueio do canal apareça. Estas instabilidades aparecem na forma de um pico de frequência larga e achatada no espectro de frequência do sinal da pressão (estática), e tem a característica de ser maior que a frequência da velocidade do rotor.

O ruído de folga de ponta de pá (TCN) é similar ao fenômeno das instabilidades rotativas, mas é causada pela reversão do escoamento que ocorre na ponta da pá do rotor e é fortemente dependente do valor dessa folga.

A ressonância acústica (AR) rotativa causa um elevado e estreito pico no espectro de sinal da pressão (estática) em certas frequências de ressonância. As frequências de ressonâncias são frequências naturais determinadas pela geometria do compressor, as quais podem ser excitadas através da separação do escoamento, interação entre o rotor e o estator, pelo ruído causado pela folga na ponta da pá ou por vórtices no bordo de saída das pás.

A ressonância rotativa é um fenômeno que ocorre somente se a carga aerodinâmica do compressor for elevada, isso porque as condições de ressonância só ocorrem se o diâmetro do compressor for elevado e o número de Mach do escoamento médio for reduzido.

Próximo ao limite de estabilidade do compressor (linha de bombeamento), a redução do número de Mach do escoamento médio desloca a frequência de ressonância e a fase de velocidade (do escoamento) para a frequência harmônica do rotor. Dessa forma, elevadas pressões das ondas acústicas bloqueiam certos canais no rotor o qual conduz ao bombeamento rotativo do compressor.

Segundo Harman (1981), uma mudança súbita da condição normal de operação induz ao surgimento do descolamento. O compressor, então, não consegue mais sustentar a relação de pressão a qual devia estar operando (ponto de projeto), o que pode conduzir o compressor ao bombeamento.

Uma rápida mudança do fluxo de massa conduz a um comportamento intermitente do bombeamento resultando em uma violenta oscilação de pressão e de propagação de ondas de pressão, tendo como conseqüência final uma falha mecânica de todo o sistema de compressão.

O bombeamento pode ocorrer de modo silencioso ou como um grande estrondo. Ele irá danificar as pás do rotor torcendo-as até que as mesmas toquem os estatores que, dentre outras conseqüências mais graves, pode fazer com que as chamas da câmara de combustão apareçam na parte frontal do motor.

As causas que podem levar ao mal funcionamento do compressor incluem uma incorreta montagem das pás e aletas, impacto de objetos estranhos, falha mecânica individual de algum componente ou falha humana na operação do equipamento.

No caso de objetos estranhos, o seu impacto no compressor pode induzir antecipadamente ao aparecimento do descolamento rotativo e do bombeamento, o que diminui a margem de segurança (margem de bombeamento) do compressor.

Assim sendo, pode-se dizer que um dos principais objetivos do projetista de compressores axiais é o de aumentar a margem de bombeamento, isto é, aumentar a diferença do fluxo de massa do escoamento entre a condição de eficiência máxima e do ponto de bombeamento.

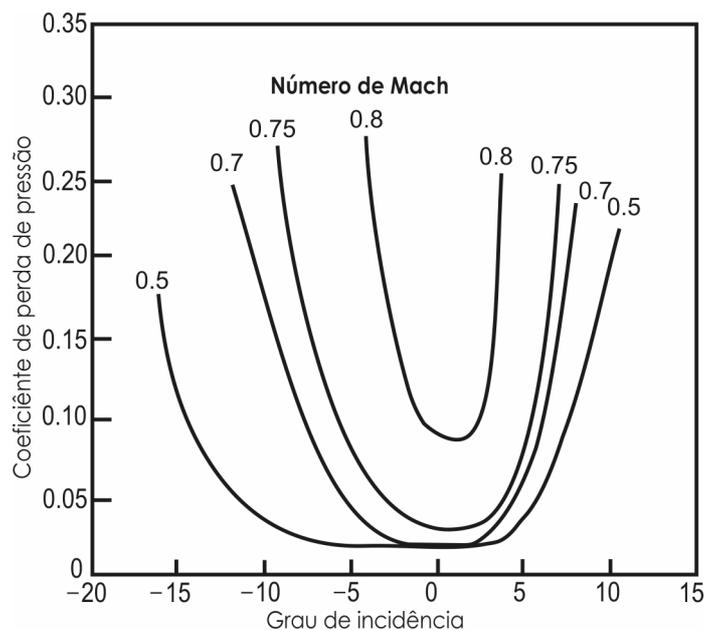
Uma das maneiras de se aumentar ou mesmo manter a margem de bombeamento é através da utilização das pás guia de entrada (PGE's) em conjunto ou não com os estatores de geometria variável (EV's). Esses dispositivos têm a capacidade de alterar o ângulo de incidência do escoamento à medida que o mesmo se aproxima da região de bombeamento fazendo então com que a faixa de bombeamento se alargue ou se mantenha constante.

2.5.7. Os Efeitos da Compressibilidade

Segundo Saravanamuttoo et al. (2001), os efeitos da compressibilidade estão diretamente relacionados ao número de Mach. O número de Mach crítico (M_c) se refere a uma velocidade onde qualquer valor acima dela acarretará no aparecimento de perdas que anularão o efeito do aumento de pressão, cessando assim o processo de difusão da pá.

O número de Mach máximo (M_m) corresponde à valores limites que o compressor pode operar. Em compressores subsônicos com ângulo de incidência de zero grau (teste em grades) os valores para este número de Mach variam entre 0,7 e 0,85. A Figura 2.15 apresenta o coeficiente de perda de pressão e a variação do ângulo de incidência para vários valores de número de Mach (pás subsônicas).

À medida que o número de Mach aumenta o nível das perdas aumenta substancialmente e a faixa do ângulo de incidência para a qual as perdas são aceitáveis reduz drasticamente. Isto significa que o desempenho do compressor na condição de operação fora do ponto de projeto pode ser afetado seriamente.



Fonte: Lakshminarayana (1996)

Figura 2.15 - Efeito do número de Mach nas perdas (pás subsônicas).

A faixa do ângulo de incidência para número de Mach 0,8, por exemplo, é muito estreita, o que mostra que um compressor com este tipo de perfil não pode ser utilizado no caso de se operar com número de Mach próximo ou até maior que a unidade.

Os efeitos da compressibilidade aparecem de forma crítica na parte frontal (primeiros estágios) do compressor onde a temperatura de entrada e, conseqüentemente, a velocidade do som é menor.

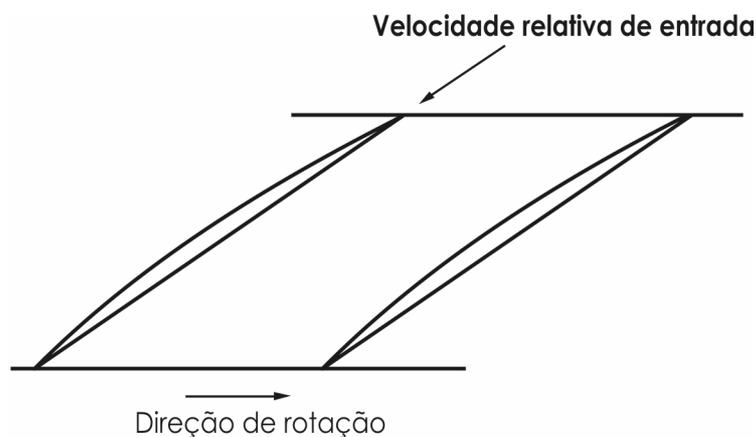
Normalmente, o número de Mach é supersônico e crescente ao longo do perfil da pá do rotor e atinge seu valor máximo (pico) logo após o bordo de entrada da pá, entre 10 e 15% da corda. Esse valor máximo está relacionado com a velocidade relativa na ponta da pá do rotor e é um importante valor tanto do ponto de vista das perdas causadas pelas ondas de choque como pelo nível de ruído. Já no estator o número de Mach normalmente é maior na sua base, diminuindo ao longo da direção radial.

Análises realizadas em vários compressores mostraram que as perdas para condições subsônicas são bem correlacionadas com base no fator de difusão, mas são significativamente elevadas para condições transônicas (velocidades supersônicas na ponta da pá e sônica em sua base). Para estas condições, além das perdas causadas pela

onda de choque, um aumento na relação espaçamento/corda (redução da solidez) também contribui para um rápido aumento das mesmas.

Nos turbofans de alta relação de by-pass a velocidade na ponta das pás é significativamente elevada ($M = 1,4$ a $1,6$) apesar de sua velocidade de rotação ser baixa em relação aos motores a jato. Nestes casos, utiliza-se um perfil de pá especial com valor reduzido para o ângulo de arqueamento, Figura 2.16, diferentemente de perfis de secção tipo aerofólio.

Para manter as perdas por choque em um nível aceitável é necessário providenciar uma difusão supersônica para um número de Mach em torno de 1,2 antes do choque normal na entrada da passagem. Uma difusão supersônica necessita de uma diminuição da área de passagem do escoamento. Isto pode ser obtido de duas maneiras, tanto pelo decréscimo da área anular do compressor, como também fazendo com que o lado da sucção da pá seja ligeiramente côncavo. Ambos os métodos podem ser utilizados em conjunto.



Fonte: Lakshminarayana (1996)

Figura 2.16 - Pás para um fluxo supersônico.

2.6. AS PERDAS

Segundo Denton (1993), as perdas podem ser classificadas basicamente em três categorias:

- Perdas por atrito viscoso (*Profile Loss*);
- Perdas devido à folga de topo (*Tip Leakage Loss*).
- Perdas secundárias (*Secondary Loss*);

Entretanto, já é reconhecido atualmente que os mecanismos de geração destas perdas não são independentes, o que dificulta a identificação exata das mesmas.

Para completar a lista de Denton (1993), foi incluído no presente trabalho um outro tipo de perda que é característico de escoamentos transônicos e supersônicos: as perdas por onda de choque.

Com exceção das perdas por onda de choque, a magnitude das perdas, depende do tipo de máquina e de detalhes geométricos das pás, principalmente do alongamento e da folga da ponta da pá (rotor e estator). Entretanto, em muitas máquinas elas são comparáveis em magnitude, cada uma sendo responsável normalmente por um terço do total das perdas quando as ondas de choque não estão presentes.

2.6.1. Perdas por Atrito Viscoso (Profile Loss)

Segundo Denton (1993), as perdas por atrito viscoso ou perda bidimensional estão relacionadas com as características da camada limite que se formam nas superfícies de sucção e de pressão das pás, desconsiderando as extremidades das mesmas (raiz e ponta da pá). Normalmente, as perdas devido à formação da esteira no bordo de saída (*wake loss*) são consideradas como parte integrante das perdas por atrito viscoso.

O desenvolvimento da camada limite em uma superfície de um perfil é basicamente função de três fatores:

- Gradiente de velocidades na superfície;
- Número de Reynolds com base na corda;
- Nível de turbulência do escoamento livre a montante (entrada do compressor).

O gradiente de velocidade está associado ao ângulo de incidência e à geometria do perfil, visto que, se o ângulo de incidência aumenta, a camada limite fica mais espessa. Números de Mach elevados, acima de 0,3 (para compressores subsônicos), conduzem ao surgimento dos efeitos de compressibilidade do escoamento e, a partir de um valor crítico, levam ao aparecimento de ondas de choque.

Denton (1993) mostra que a superfície de sucção da pá é dominante na geração deste tipo de perdas, aumentando numa proporção maior à medida que se eleva a velocidade do fluido nessa superfície. Uma das maneiras de minimizá-las é tentar manter a camada limite em regime laminar na maior extensão das superfícies da pá possível.

A extensão laminar da camada limite está relacionada diretamente com o valor do número de Reynolds, do nível de turbulência e da distribuição detalhada da velocidade na superfície de sucção.

A rugosidade das pás é um parâmetro importante que também influi na geração das perdas, principalmente, se o regime de trabalho do compressor é turbulento.

Os estágios com alto grau de reação possuem uma alta velocidade na superfície de sucção o que contribui para o aumento destas perdas e conseqüentemente a diminuição da eficiência do estágio.

À medida que a velocidade de entrada do escoamento se aproxima da condição sônica, as perdas aumentam rapidamente. O pico de velocidade do escoamento na superfície de sucção das pás está bem acima do que na entrada do compressor, alcançando velocidades sônicas quando o número de Mach na entrada estiver em torno de 0,7. Um aumento maior que 0,7 acarretará num aumento do número de Mach sônico na superfície de sucção causando um rápido aumento da velocidade axial.

Normalmente, as condições sônicas são interrompidas através do aparecimento de uma onda de choque. Assim, um elevado número de Mach na entrada do compressor causará perdas devido à formação das ondas de choque e possivelmente a uma separação da camada limite que, em conjunto, contribuirão para um rápido aumento das perdas.

Segundo Denton (1993), as pás de compressores especialmente projetadas para velocidades supersônicas reduzem esse aumento de perdas através de uma modificação em sua geometria. Estas são bem finas (estreitas) e possuem um ângulo de arqueamento bem reduzido de tal forma que o valor do pico do número de Mach na superfície de sucção não seja tão maior do que o número de Mach na entrada do compressor. Isto faz com que as perdas por onda de choque possam ser toleradas até certo valor de número de Mach na entrada do compressor, normalmente em torno de 1,4. A partir deste valor a formação da onda de choque poderá descolar a camada limite na superfície de sucção.

2.6.2. Perdas Devido à Folga de Topo (Tip Clearance Loss)

As perdas devido à folga de topo aparecem nas pontas das pás do rotor e do estator. Existe uma interação muito forte entre este tipo de perda e as perdas devido à interação das pás com a camada limite na raiz e ponta das pás do compressor (*End-Wall Loss*). Neste caso, os métodos de previsão de perdas não fazem distinção entre elas.

2.6.3. Perdas Secundárias (Secondary Loss)

As perdas secundárias são geradas basicamente de três formas:

- Através da interação das pás e aletas com a camada limite nas superfícies da raiz e ponta da pás (*End-Wall Losses*);
- Pelo escoamento através da folga da ponta das pás e aletas (*Tip Clearance Losses*);
- Pela interação entre os diversos vórtices formados na região da união das pás com a raiz e o escoamento principal.

Segundo Denton (1993) existe uma dificuldade em separar as perdas devido à interação das pás com a camada limite, na raiz e na ponta das pás (*End-Wall Loss*) das perdas por atrito viscoso (*Profile Loss*) e das perdas por fuga de escoamento (*Tip*

Leakage Loss). Neste caso, o título de perdas secundárias pode se referir a qualquer tipo de perda que não esteja claramente identificada.

Nos métodos matemáticos de previsão de perdas existe também outra dificuldade que é a de separar as “perdas devido à interação das camadas-limite nas pás com a camada limite na raiz e na parede do compressor (*End-Wall Losses*)” das “perdas por fuga de escoamento (*Tip Leakage Losses*)”. Nestes casos, os modelos matemáticos não fazem distinção entre elas.

A Figura 2.17 apresenta a formação de alguns vórtices que causam as perdas secundárias.

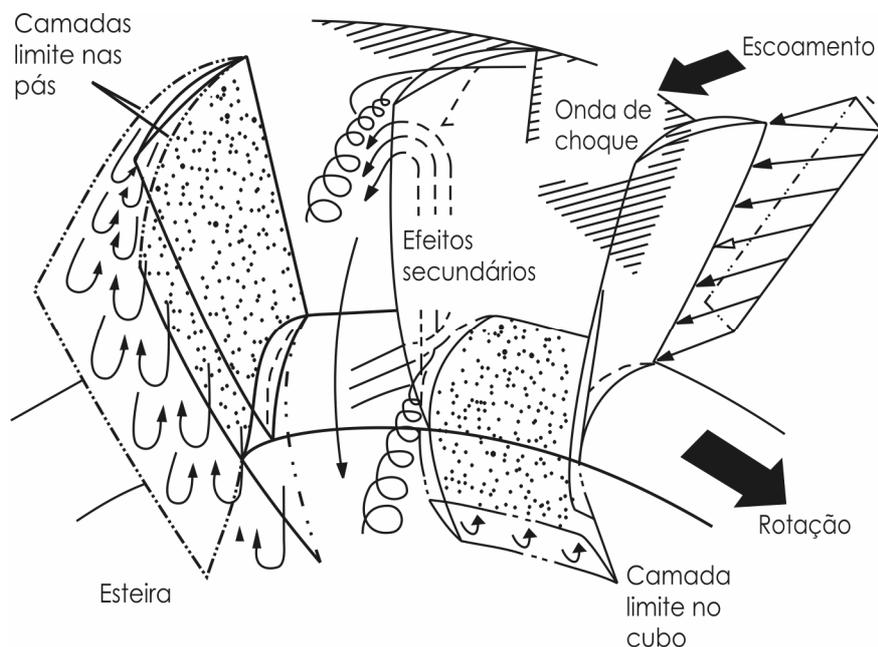
As perdas secundárias possuem componentes que são os mais difíceis de serem compreendidos e previstos, razões pelas quais todos os métodos de previsão, para estes tipos de perdas, são até hoje baseados em relações empíricas e correlações, em alguns casos com pouquíssima base teórica. Normalmente, se utilizam métodos numéricos computacionais para prever estas perdas.

Segundo Denton (1993), as perdas secundárias estão relacionadas à espessura da camada limite formada a montante da superfície do canal anular formado pela carcaça e raiz da pá e, pelo valor do arqueamento da pá. Um arqueamento de pá bem reduzido tende a reduzir as perdas secundárias, entretanto a espessura da camada limite aumenta. O fato de o escoamento estar sendo desacelerado faz com o que a parte do escoamento que está próximo à carcaça e a raiz da pá apresente uma tendência de se separar, o que causa um grande efeito no fator de bloqueio (aumento).

Várias tentativas vêm sendo experimentadas para se tentar reduzir os fluxos secundários e as perdas na carcaça e na raiz da pá dos compressores axiais. Lakshminaryana (1996) reportou um caso onde uma redução de 10% das perdas secundárias foi alcançada através da modificação tanto do ângulo de montagem (alterando o ângulo de incidência do escoamento) como do arqueamento da pá (alterando a curvatura do escoamento).

Segundo Wennerstrom (1989), a camada limite nas paredes do compressor (raiz e ponta da pá) aumenta à medida que o alongamento aumenta conduzindo a um bombeamento antecipado do rotor e do estator inicialmente nestes locais e depois

podendo se propagar por todo o compressor. No caso de uma redução do alongamento, haverá uma tendência de aumento das perdas secundárias.



Fonte: (Coppieters, 2003).

Figura 2.17 – Perdas secundárias em um compressor axial (Coppieters, 2003)

2.6.4. Perdas por Ondas de Choque (Shock Loss)

Um aumento na velocidade relativa na entrada do compressor resulta em um aumento da temperatura e pressão no compressor. Quando o número de Mach relativo se torna maior que a unidade, o comportamento qualitativo e quantitativo do escoamento se altera substancialmente. Ondas de choques são formadas no bordo de ataque ou dentro do canal, resultando num elevado aumento da temperatura estática, da pressão de estagnação e das perdas devido ao efeito viscoso do escoamento.

Nos compressores atuais, o número de Mach na entrada do compressor é sempre subsônico. Como a velocidade periférica U é função do raio, a velocidade da pá é sempre maior na ponta. Com a tendência atual de se tentar obter elevadas velocidades periféricas das pás, o número de Mach relativo pode alcançar a condição supersônica na ponta da pá do rotor, enquanto que a velocidade do escoamento próxima a raiz da pá se mantém subsônico.

Nos compressores transônicos, o número de Mach relativo é menor que a unidade próxima ao raio interno do rotor (raiz da pá), e maior que a unidade próxima ao seu raio externo (ponta da pá). Isto acontece especialmente em compressores que possuem um elevado valor de alongamento ou uma baixa relação de diâmetros raiz/ponta de pá.

Em alguns compressores compactos de baixo alongamento podem ocorrer casos onde todo o escoamento, da raiz até a ponta da pá apresenta velocidade supersônica. Esses são chamados de compressores supersônicos.

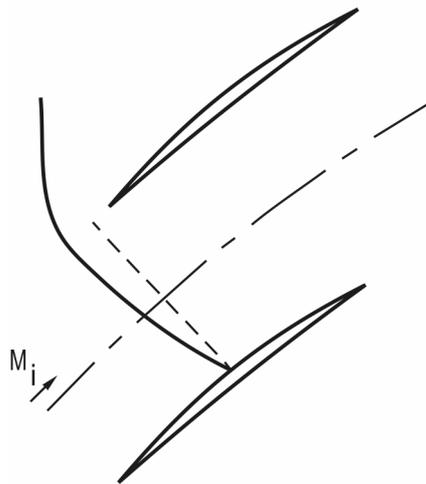
Aperfeiçoamentos no projeto das pás vêm sendo realizados com o objetivo de minimizar os efeitos causados pelas ondas de choque. Os projetos que apresentam os melhores resultados são aqueles baseados em aerofólios de difusão controlada (CDA) e no conceito de projeto de aerofólios livres de choque. Com isto uma alta eficiência pode ser alcançada.

Em alguns experimentos, números de Mach em torno de 2,4 para a velocidade de escoamento ao longo da pá já foram alcançados. Estes valores estão sendo possíveis de serem alcançados principalmente devido a uma cuidadosa escolha do alongamento e um estudo detalhado da variação radial do perfil da pá.

Segundo Lakshminarayana (1996), as perdas por ondas de choque se elevam com o aumento do número de Mach. Em velocidades transônicas, as perdas e o escoamento são extremamente sensíveis à geometria dos bordos de ataque e de fuga das pás. Foi observado que as perdas são mínimas quando o bordo de fuga é mais “arredondado”, mas que aumentam substancialmente à medida que se eleva a sua espessura mantendo a mesma forma “arredondada”.

A configuração típica das ondas de choque, utilizada em várias correlações, admite uma única onda de choque normal na seção de entrada do canal formado pelas pás (Figura 2.18).

Segundo Coppieters (2003), devido à formação da camada limite, e conseqüente aceleração do escoamento no canal, admite-se a formação de uma segunda onda de choque localizada na saída do canal.



Fonte: (Coppieters, 2003).

Figura 2.18 - Configuração da onda de choque normal em uma grade.

A região das pontas das pás é o local onde se apresentam as maiores perdas causadas por ondas de choque (quando houver) devido ao elevado número de Mach relativo assim como pelo próprio comportamento complexo do escoamento nessa região (folga na ponta da pá, camada limite e gradiente de pressão adverso).

2.7. DADOS GEOMÉTRICOS TÍPICOS

Os perfis das pás para compressores subsônicos e supersônicos diferem significativamente. O perfil das pás de um compressor subsônico é similar ao perfil das asas de um planador ou de uma aeronave leve, com espessura máxima variando de 0,1 a 0,15 do comprimento da corda, enquanto que as pás de um compressor transônico usualmente consistem de dois arcos circulares.

A posição do ponto de arqueamento máximo influi na característica do arrasto e no comportamento de operação do compressor. Para um baixo valor de a/c (em torno de 0,4), as pás serão tolerantes a uma ampla faixa de ângulo de incidência e as grades que utilizam essas pás deixam de passar uma grande massa de escoamento sem que ocorra o efeito do entupimento (operação adequada para os estágios finais do compressor). Já para os estágios frontais são considerados valores adequados em torno

0,6, com as vantagens de valores elevados tanto para o carregamento como para o número de Mach, antes que o arrasto cresça inapropriadamente.

O valor do grau de reação dos compressores subsônicos situa-se entre 50 e 60% no diâmetro médio. Os compressores aeronáuticos transônicos que possuem pás guia de entrada (PGE's) são projetados para operarem com um ângulo de incidência em torno de zero. Isso requer um alto valor para o grau de reação com conseqüente formação de ondas de choque nas passagens.

Compressores que trabalham com gases mais leves, hélio, por exemplo, utilizam um baixo grau de reação para reduzir a velocidade e a tensão centrífuga nas pás.

O arqueamento da pá é escolhido de tal maneira a assimilar o máximo possível as condições reais de comportamento do escoamento. A escolha mais comum para simplificar o cálculo do escoamento recai sobre o método do escoamento de vórtice médio, calculado a partir do método do escoamento livre de vórtice e do método do grau de reação constante. Dessa maneira, projetam-se as pás do rotor e do estator com um arqueamento e uma variação do grau de reação moderados da raiz até a ponta da pá.

Um alto valor para alongamento ($h/c > 3$) produz uma alta relação sustentação/arrasto e uma alta eficiência do compressor. Um valor elevado h/c implica num baixo valor de “ c ” o que gera um compressor de menor dimensão, rígido e mais leve. Entretanto, na prática, tais pás estão mais propensas a falhas devido à vibração causada por excitações mecânicas ou flutuações aerodinâmicas. O valor de “ h ” é calculado em função da vazão em massa, do raio médio e do valor da velocidade axial ou do número de Mach.

Os compressores aeronáuticos atuais alcançam uma robustez e um alto desempenho utilizando baixo alongamento (de 1 a 2,5) e elevada velocidade axial.

Uma corda mais longa permite um espaçamento maior entre as pás, um número menor de pás e, conseqüentemente, um custo mais reduzido. A exceção está nos ventiladores de uso aeronáutico que possuem valores de corda menores.

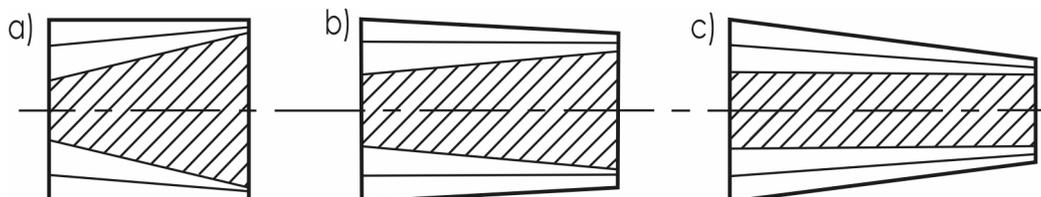
A relação de diâmetros raiz/ponta da pá ou relação de raio afeta o desempenho do compressor de várias formas. Um baixo valor da relação de diâmetros raiz/ponta da pá permite um pequeno diâmetro global para uma dada massa de escoamento. Entretanto, com o aumento da altura da pá elevam-se os problemas do equilíbrio radial do escoamento. Se a corda também for aumentada para tentar manter-se constante o alongamento, as perdas aerodinâmicas geradas também irão aumentar. Para compressores de múltiplos estágios, o menor valor para o alongamento no primeiro estágio se situa entre 0,4 e 0,5.

Na saída dos compressores, as perdas devido à formação da camada limite e à folga na ponta das pás se tornarão excessivas se o alongamento aumentar acima de 0,92, o que resulta numa perda de eficiência do compressor. A queda da eficiência começa a ser notada à medida que o alongamento aumenta para valores a partir de 0,85.

O desempenho do compressor também é dependente da variação do raio médio anular. Três casos podem ser observados, Figura 2.19.

- a) Raio externo constante;
- b) Raio médio constante;
- c) Raio interno constante.

Para uma dada taxa de redução de área do compressor, a configuração (a) fornece pás mais curtas nos últimos estágios do que a configuração (c), e deve possuir, necessariamente, menos estágios se a relação de diâmetros raiz/ponta da pá do último estágio não exceder 0,92. Entretanto, a configuração (c) pode gerar uma relação de pressão maior, apesar de que o trabalho de entrada de cada estágio pode ser penalizado devido à redução da velocidade média da pá.



Fonte: (Harman, 1981).

Figura 2.19 - Configuração anular do compressor axial com variação da relação de diâmetros raiz/ponta da pá e variação do raio médio.

Segundo Harman (1981), se o número de Mach for reduzido de 0,5 para 0,25 ao longo do compressor e se o alongamento for igual a 0,92 na saída do mesmo, a configuração do tipo (a) estará restrita a uma relação de pressão de 14; a configuração (b) a uma relação de pressão que pode chegar a 24; e a configuração (c) a uma relação de pressão que pode exceder a 50.

2.8. MATERIAIS UTILIZADOS NA FABRICAÇÃO DO COMPRESSOR AXIAL

Segundo Harman (1981), usualmente os materiais utilizados na fabricação das pás dos compressores axiais incluem combinações de fibra de carbono, alumínio, titânio, aço e ligas de níquel. Estes materiais estão listados em ordem crescente de peso e da habilidade em suportar altas temperaturas. Os últimos três materiais são os mais comuns. Além disso, na fabricação do rotor pode-se utilizar cada um desses materiais em seqüência de modo a suportar o aumento de temperatura ao longo do compressor.

As pás em fibra de carbono possuem uma alta relação resistência/peso, mas não podem suportar impactos contínuos de chuva, granizo ou de objetos estranhos. As pás de alumínio operam com muito sucesso, apesar de serem facilmente propensas a danos causados pela erosão, fricção ou impacto de partículas sólidas. As pás de titânio são amplamente utilizadas nos estágios frontais de motores aeronáuticos devido a sua dureza, resistência e leveza, mas estão propensas a uma falha rápida por fadiga causada pela vibração. As pás de aço são mais seguras, entretanto são mais pesadas, enquanto que as de liga de níquel são utilizadas onde se têm temperaturas acima de 700 K.

O aço é geralmente utilizado na fabricação dos eixos e dos discos do rotor, mas para motores aeronáuticos pode-se utilizar o titânio nos estágios frontais e ligas de níquel nos estágios finais. Os eixos e os discos também são projetados para suportar a fadiga cíclica, apesar de que alguns materiais em titânio são sensíveis à fluência assim como à fadiga. O tempo de exposição que os eixos e discos permanecem sob uma alta tensão, assim como o número de ciclos de tensão, são parâmetros importantes que devem ser considerados no projeto dos mesmos.

O material utilizado nas pás do estator pode ser o mesmo do rotor, entretanto utiliza-se com mais frequência o aço.

Os problemas de tensão são diferentes, pois não envolve cargas centrífugas, e as longas pás são normalmente soldadas na parede interna do compressor evitando-se assim falhas devido à vibração.

A carcaça do compressor pode ser de vários materiais fundidos, entre eles, o magnésio, alumínio, aço ou ferro, ou então fabricado em titânio ou aço. A escolha do material é influenciada principalmente pela conveniência da relação peso/custo, que depende da aplicação do motor.

2.9. TENDÊNCIAS NO DESENVOLVIMENTO DE COMPRESSORES AXIAIS

Lakshminarayna (1996) fornece um sumário das tendências para o desenvolvimento futuro dos compressores axiais.

2.9.1. Velocidades Periféricas Maiores

A tendência é aumentar o número de Mach na ponta da pá assim como aumentar o número de Mach na entrada do compressor. Entretanto, o sucesso desse projeto invariavelmente envolve a troca da maior eficiência pelo aumento de pressão.

2.9.2. Maior Aumento da Relação de Pressão por Estágio

Para o caso de uma turbina a gás estacionária, a vantagem de se aumentar a relação de pressão por estágio é que se reduz o peso e o coeficiente de arrasto do compressor, resultando numa melhora no consumo específico de combustível. A tendência é de se aumentar a relação de pressão acima de 2 ao mesmo tempo em que se mantém uma elevada eficiência.

2.9.3. Maior Carregamento Aerodinâmico

A busca por um elevado carregamento aerodinâmico sem separar a camada limite sempre será um objetivo de um projetista de compressor axial. Controlando a transição (pico de velocidade na superfície de sucção), a extensão da camada limite a sua separação (através de uma escolha apropriada do perfil da pá e da distribuição de pressão) e o fator de difusão (e , conseqüentemente, o coeficiente de aumento de pressão) o compressor poderá ser melhorado.

2.9.4. Menor Elongamento e Maior Solidez

Uma menor elongamento faz com que os compressores de uso aeronáutico alcancem um maior carregamento, maior eficiência, e um maior aumento na faixa de descolamento/bombeamento. Além disso, compressores com baixo elongamento são mais robustos mecanicamente. Com a tendência do uso de aerofólios de difusão controlada (CDA) e de elevada relação de pressão, a solidez (inverso da relação espaçamento/corda) em compressores aeronáuticos aumentou em mais de 40% nos últimos 40 anos, de 1 para 1,4.

2.9.5. Melhoria no Perfil das Pás

A tendência de projeto de pás inclui a utilização específica de um aerofólio ao invés de utilizar um modelo padronizado. Isto fornece um efetivo controle do gradiente de pressão ao longo da corda e do comportamento da camada limite, elevando-se assim substancialmente o coeficiente de carregamento e de pressão.

2.9.6. Melhoria na Previsão e Controle das Perdas

Vários meios vêm sendo utilizados na identificação das fontes das perdas principalmente os relacionados ao seu controle e redução devido à formação da camada limite e num melhor entendimento do comportamento viscoso do fluido ao

longo do mesmo. As tentativas para se alcançar estas melhorias passam por técnicas analíticas, melhoria no projeto das pás e de técnicas de redução de perdas.

2.9.7. Projeto das Pás

A tendência atual é marcada pela busca de altas relações de pressão e baixo peso, o que requer uma redução no número de estágios e um aumento no carregamento aerodinâmico das pás. Consequentemente, a velocidade relativa do escoamento nas pás do rotor vem sendo elevada, podendo alcançar velocidades transônicas e supersônicas alcançando condições de escoamento supercrítico nas pás do estator.

Em condições de fluxo supercrítico (número de Mach subsônico elevado), encontrada nas pás dos estatores, o valor do número de Mach na entrada do compressor se localiza entre 0,6 e 1,0, mas o escoamento local na passagem da pá acelera além da velocidade sônica. A parte supersônica que ocorre na porção frontal da pá do rotor é normalmente definida como passagem de choque normal. Além da velocidade elevada do escoamento, outro requisito para as modernas pás dos estatores é uma alta curvatura para o escoamento.

Manter as perdas no menor valor possível é o grande desafio no projeto das modernas pás dos estatores. Estas perdas referem-se às perdas de perfil, isto é, as causadas por atrito viscoso (incluindo as geradas pela camada limite e pela esteira formada a jusante da pá) e as formadas devido ao choque. Assim, o objetivo do projetista é o de tentar controlar a camada limite de modo que a mesma seja a mais fina possível e não apresente descolamento enquanto se evita a geração de ondas de choque, ou pelo menos se tente diminuir o comprimento do choque e a interação choque/camada limite.

Este tipo de controle está contido no desenvolvimento do perfil de pá DCA, mas somente para valores de número de Mach até 0,8. Acima deste número as perdas se elevam abruptamente, pois se aumentado a velocidade e a deflexão do escoamento, o descolamento da camada limite se torna inevitável. Desta forma, conseguir uma alta deflexão do escoamento em uma condição supercrítica acaba sendo um grande desafio para o projetista no que diz respeito ao projeto das pás dos estatores.

Capítulo 3.

O PROJETO DO COMPRESSOR AXIAL

3.1. INTRODUÇÃO

Segundo Sun e Elder (1998), a metodologia convencionalmente aplicada ao projeto de compressores axiais está baseada em testes experimentais. A metodologia proposta neste trabalho, o qual inclui a otimização numérica, é a de tentar obter resultados ótimos para parâmetros fundamentais a partir de dados geométricos e aerodinâmicos de compressores axiais existentes, através da utilização de ferramentas computacionais, ou seja, uma combinação da parte numérica com dados experimentais.

As pás de compressores axiais (rotor e estator) podem ser projetadas para diversas aplicações dependendo da necessidade e aplicação da turbomáquinas. As pás podem ser classificadas como: pás subsônicas, pás transônicas e pás supersônicas. Também podem ser classificadas de pás de elevada/baixa deflexão baseada no ângulo de curvatura da pá/fluido. A Tabela 3.1 resume a classificação das pás (Song, 2003).

Tabela 3.1 - Classificação da pás.

Categoria	Entrada	Passagem	Saída	Aplicação
I	Subsônica	Subsônica	Subsônica	Rotor, Estator
II*	Subsônica	Transônica	Subsônica	Rotor, Estator
III	Supersônica	Transônica	Subsônica	Rotor
IV	Supersônica	Transônica	Supersônica	Rotor
		Rotor	Estator	Nota
Deflexão do Escoamento/Curvatura da Pá		Baixo	Elevado	Normalmente, mas não necessário.

* Normalmente chamada de condição de fluxo supercrítico.

Fonte: Song (2003)

Para se projetar as pás de um compressor axial é necessário fazer uso da teoria aerodinâmica assim como de dados experimentais (se disponíveis). Deve-se ater também em tentar reduzir os diversos tipos de perdas e reduzir ao mínimo possível os problemas de descolamento que podem ocorrer nas pás, especialmente se a relação de pressão é elevada.

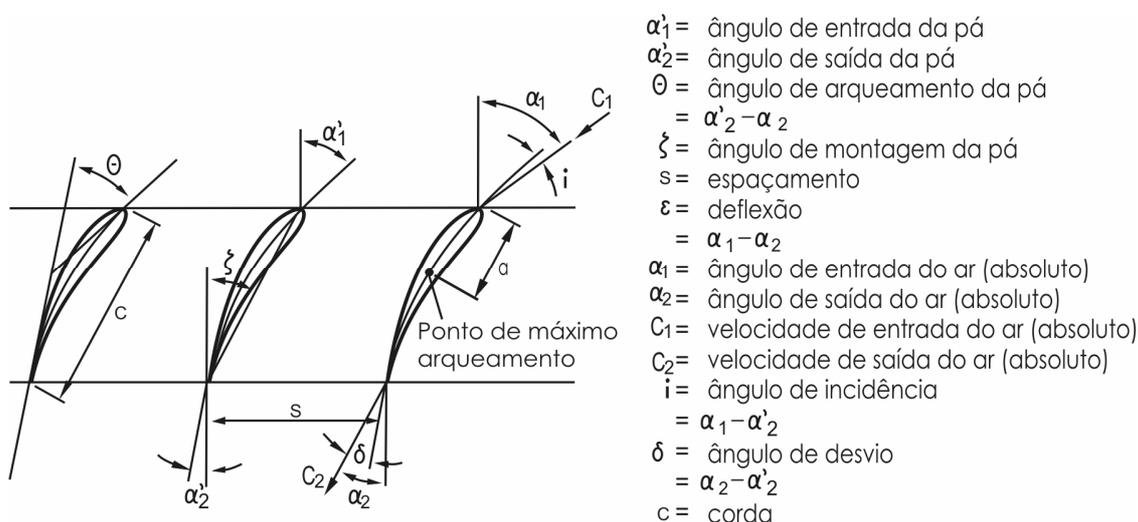
3.2. PERFIS AERODINÂMICOS E TIPOS DE PÁS UTILIZADAS

As grades são formadas por arranjos de pás retas construídas com certo tipo de perfil. A nomenclatura utilizada no presente trabalho está apresentada na Figura 3.1.

As pás dos compressores axiais possuem um perfil aerodinâmico porque desta forma se consegue alcançar o aumento de pressão desejado de forma mais eficiente. As superfícies das pás são projetadas de tal forma que o escoamento apresente um comportamento que gere o mínimo possível de perdas e o máximo possível de aumento de pressão.

O tipo de perfil utilizado nos compressores axiais depende da sua aplicação e da faixa de número de Mach desejada. É possível especificar as pás para o compressor axial de diversas maneiras. A maneira tradicional é basear os perfis em famílias de perfis já desenvolvidas: NACA série 65, série C (para número de Mach abaixo de 0,8)

ou DCA (Double Circular Arc) conhecidos também como pás biconvexas que são perfis para condições transônicas (n° de Mach entre 0,8 e 1,2), as quais não se parecem com os perfis tradicionais aerodinâmicos (aerofólio em forma de asa). As pás subsônicas, por exemplo, usualmente possuem linhas de esqueleto na forma de arcos circulares, arcos parabólicos ou a combinação de ambos.



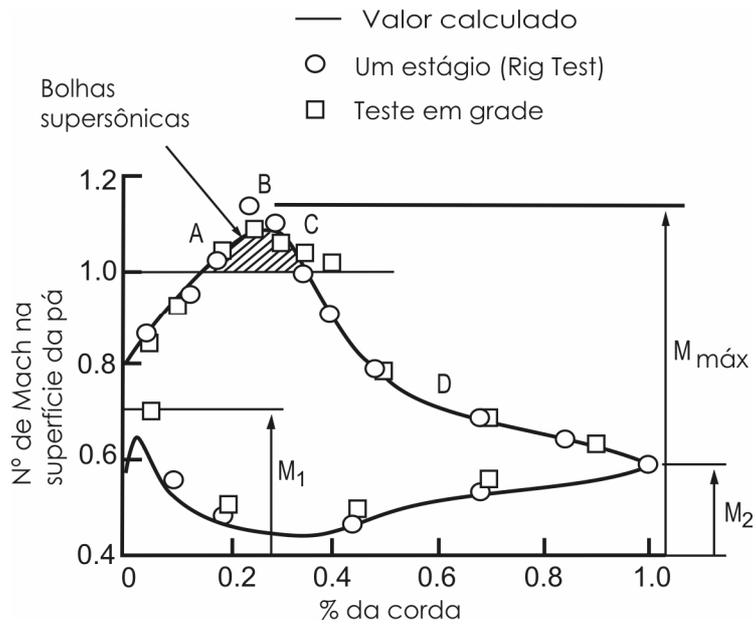
Fonte: Saravanamuttoo et al. (2001).

Figura 3.1 - Nomenclatura utilizada nas grades de perfis aerodinâmicos.

A máxima espessura do perfil da série C4 se encontra a 30%, da NACA série 65 a 40% e da série DCA a 50% da corda. O perfil da série C4 possui um bordo de ataque mais espesso e da série DCA mais fino. Esta diferença possui uma grande influência na distribuição da velocidade em torno das pás.

O comportamento de um perfil subsônico de um compressor axial pode ser observado na Figura 3.2.

Nota-se que na superfície de pressão da pá o fluxo é desacelerado (a pressão é aumentada), e na superfície de sucção o fluxo é acelerado rapidamente até o ponto B. Após o ponto B, o fluxo é desacelerado até o nível de pressão da superfície de pressão, isto para que no bordo de saída a pressão em ambas as superfícies sejam aproximadamente iguais.

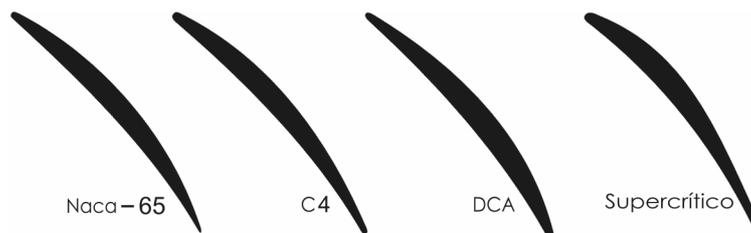


Fonte: (Lakshminarayana, 1996).

Figura 3.2 - Comportamento de um perfil subsônico de um compressor axial.

No ponto C a desaceleração ocorre sem formação de ondas de choque e no ponto D a difusão é controlada para evitar a separação da camada limite.

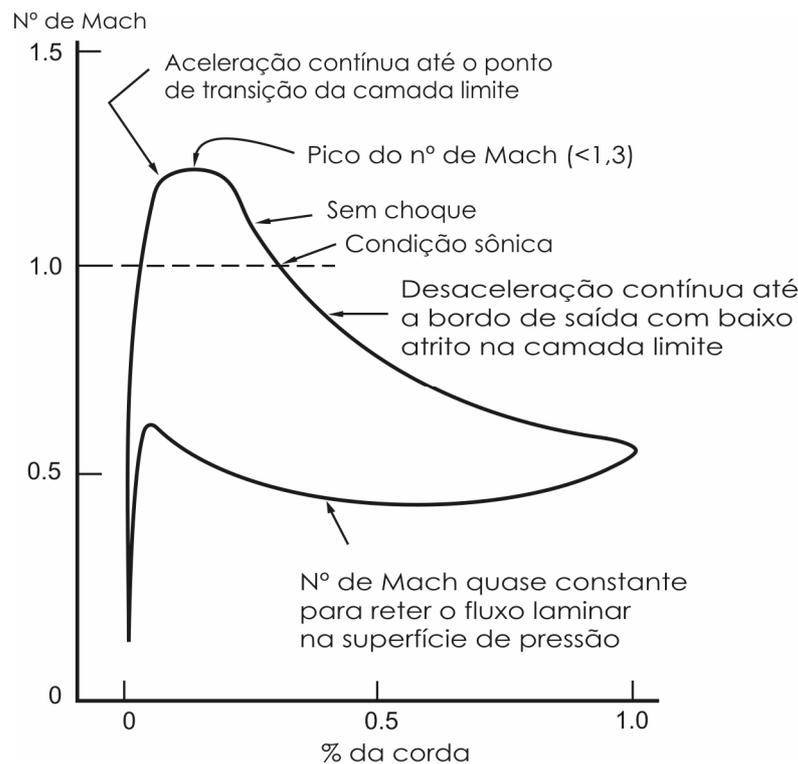
Recentemente, com o objetivo de se obter um escoamento operando em velocidades supersônicas, mas sem ondas de choque, foram desenvolvidos os perfis chamados de supercríticos ou de difusão, Figura 3.3.



Fonte: (Cumpsty, 1989).

Figura 3.3 - Perfil Naca (65), C4, DCA e supercrítico.

A Figura 3.4 apresenta um diagrama do comportamento do perfil supercrítico.



Fonte: (Cumpsty, 1989).

Figura 3.4 - Comportamento de um perfil supercrítico.

Partindo do bordo de ataque, o escoamento na superfície de sucção acelera continuamente com o objetivo de manter a camada limite laminar até o ponto onde um grande gradiente de pressão adverso se inicia o que pode causar uma rápida transição do fluxo. Na superfície de pressão, a velocidade é mantida aproximadamente constante para também manter o escoamento laminar. O perfil da pá supercrítica permite que não se formem ondas de choque quando da desaceleração supersônica do escoamento, ou seja, o gradiente de pressão adverso se inicia de forma severa e depois se enfraquece gradualmente. O gradiente de pressão na superfície de sucção é escolhido de forma a evitar a separação da camada limite turbulenta.

Lakshminarayna (1996) comparou a distribuição de pressão dos perfis NACA série 65, C4 e DCA, todos eles com valores diferentes de espessura. As conclusões obtidas são muito específicas e não devem ser generalizadas, entretanto fornece uma boa orientação como critério de seleção dos perfis das pás.

- Os perfis NACA série 65 forneceram um maior aumento de pressão;

- Tanto o perfil NACA série 65 como C4, os quais são amplamente utilizados nos primeiros estágios dos compressores axiais, sofrem com baixas pressões na superfície de pressão próximo do bordo de ataque. Uma aceleração e desaceleração repentina não são condições desejáveis do ponto de vista do crescimento da camada limite;
- O perfil DCA possui uma distribuição de pressão bem melhor do que o perfil NACA série 65 e C4, mas o pico de sucção está próximo ao bordo de ataque e o gradiente de pressão adverso no lado da sucção em direção ao bordo de saída é muito extenso. Estas características também são indesejáveis do ponto de vista da separação da camada limite, pois a mesma pode ocorrer antes do bordo de saída.

Desta forma, na seleção de um perfil para um compressor axial, os seguintes itens devem ser verificados:

- A distribuição do carregamento e do coeficiente de sustentação, os quais afetam diretamente o aumento de pressão;
- A localização e a magnitude do pico de velocidade na superfície de sucção, parâmetros que controlam o crescimento da camada limite no lado da sucção;
- A seleção de um perfil que evite a separação e reduza o crescimento da camada limite;
- Um perfil que forneça uma distribuição de pressão suave na superfície de pressão, evitando desta forma uma aceleração e desaceleração repentina próximo ao bordo de ataque.

3.3. CONSIDERAÇÕES DE PROJETO DAS PÁS

Uma vez determinado os ângulos de distribuição do ar, os quais fornecerão o trabalho requerido para cada estágio, tornar-se necessário converter os mesmos em ângulos de distribuição das pás, e assim obter a sua geometria. As exigências mais importantes para o conjunto de pás do compressor axial são:

- Que as mesmas deflitam o ar com o ângulo exigido, tanto pelo rotor como pelo estator;
- Que executem o processo de difusão com eficiência ótima, ou seja, com perda mínima de pressão de estagnação.

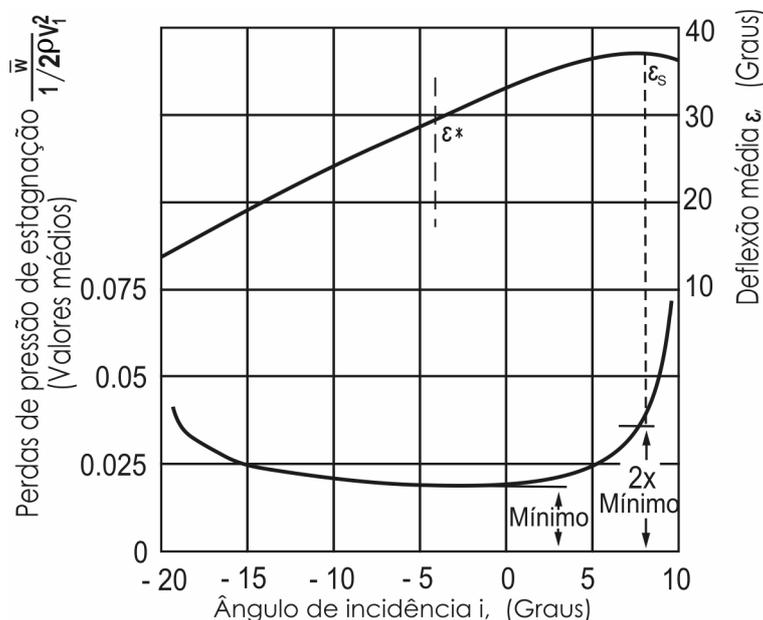
Com respeito à primeira exigência, o ar não deixa a pá com o ângulo na direção indicada de forma exata (o ângulo médio do escoamento não acompanha o ângulo da pá), e no segundo caso, os ângulos de entrada das pás devem ser similares com o objetivo de tentar minimizar as perdas.

Na definição do ângulo da pá, deve-se notar que o compressor irá operar sob uma grande faixa de rotações e de relações de pressão e, em condições de operação diferentes do ponto de projeto, tanto a velocidade do fluido como a rotação da pá poderá variar resultando numa mudança nos ângulos do fluido. Logo, para se obter o melhor desempenho do compressor sob uma faixa de operação, não é o melhor caminho fazer com que o ângulo de entrada das pás seja igual ao ângulo de entrada do fluido (Saravanamuttoo et al., 2001).

O número de variáveis envolvidas na geometria das pás de um compressor é muito grande. Para amenizar este problema estão disponíveis para o projetista as correlações experimentais resultantes de testes em túneis de vento, tanto para uma pá como para um conjunto de pás (grades). No caso de correlações para uma única pá, há a necessidade de se aplicar fatores empíricos no seu projeto (correlações pouco utilizadas). Já para o caso das pás dispostas em grades, as complicações mecânicas são bastante reduzidas e as condições de escoamento bidimensionais obtidas em túneis de seções retangulares simplificam bastante a interpretação dos resultados (correlações mais utilizadas).

Os testes em grades mostram que a variação das perdas de pressão de estagnação (valores médios) e a deflexão média ($\bar{\varepsilon}$) podem ser expressas em função do ângulo de incidência (i), Figura 3.5. Esta perda total de pressão média permanece praticamente constante sob uma grande faixa de variação do ângulo de incidência, aumentando rapidamente quando o ângulo de incidência apresenta um alto valor positivo ou

negativo. Nesses extremos, o fluxo de ar que passa pelas pás se descola. A deflexão média ($\bar{\varepsilon}$) aumenta com o aumento do ângulo de incidência, alcançando seu valor máximo na região de ângulo de incidência onde ocorre o descolamento.



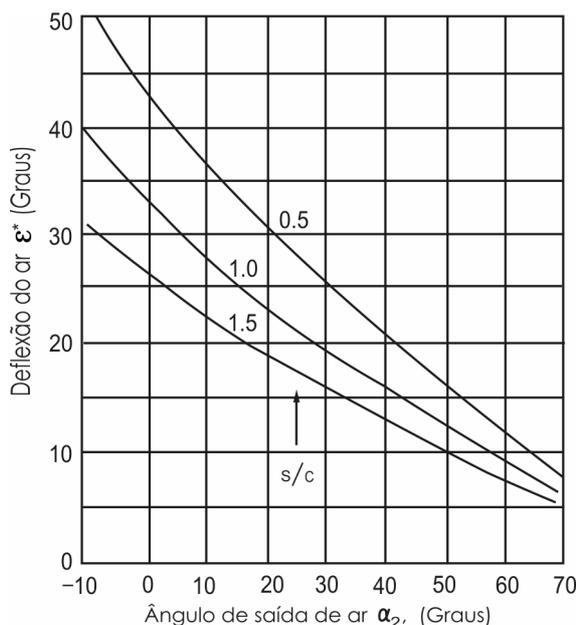
Fonte: Saravanamuttoo et al. (2001).

Figura 3.5 - Deflexão média e perda média de pressão de estagnação para uma forma geométrica fixada (grade).

Em condições reais de operação, as pás do compressor irão operar indubitavelmente numa faixa de ângulos de incidência que estará fora do ponto de projeto. Nessas regiões, os ângulos de incidência devem se situar idealmente na porção achatada da curva.

Normalmente, o ângulo de deflexão nominal (ε^*) é igual a 0,8 do ângulo de deflexão de bombeamento (ε_s). Como é difícil decidir o exato ponto onde o ângulo de incidência de bombeamento está, admite-se, baseando-se em dados experimentais, que o mesmo ocorra quando as perdas alcançarem duas vezes o seu valor mínimo.

O valor do ângulo da deflexão nominal (ε^*) é dependente principalmente da relação espaçamento/corda (s/c) e do ângulo de saída (α_2). Com isso, pode-se obter as curvas apresentadas na Figura 3.6, onde a deflexão nominal está em função do ângulo de saída do ar tendo a relação espaçamento/corda (s/c) como parâmetro.



Fonte: Saravanamuttoo et al. (2001).

Figura 3.6 - Curvas de deflexão do ar em função do ângulo de saída do ar tendo o espaçamento/corda como parâmetro.

Esse conjunto de curvas é importante, pois uma vez fixadas duas variáveis a terceira é determinada diretamente no gráfico.

A determinação do comprimento da corda (c) dependerá do espaçamento (s), o qual é dependente da quantidade de pás que formará o conjunto. Uma vez escolhido esse número, o alongamento (h/c) da pá deverá ser considerado devido ao seu efeito nas perdas secundárias. Deve-se notar que no cálculo do comprimento da corda do primeiro estágio, além das considerações aerodinâmicas utilizadas, os danos causados por objetos estranhos (*Foreign Object Damage – FOD*) também devem ser analisados para o caso de motores aeronáuticos.

O ângulo de entrada da pá (α'_1) é determinado pelo ângulo de entrada do ar (α_1), e normalmente assume-se como sendo zero grau com o objetivo de se ter $\alpha'_1 = \alpha_1$. Entretanto, o ângulo de saída de pá (α'_2) não pode ser determinado pelo ângulo de saída do ar (α_2) até que o ângulo de desvio ($\delta = \alpha_2 - \alpha'_2$) tenha sido determinado. Idealmente α_2 deveria ser igual a α'_2 , mas na prática existe um desvio que ocorre devido à resistência do ar em defletir de acordo com o ângulo definido pela pá. Uma análise das relações entre os ângulos de saída do ar e da pá mostra que suas diferenças

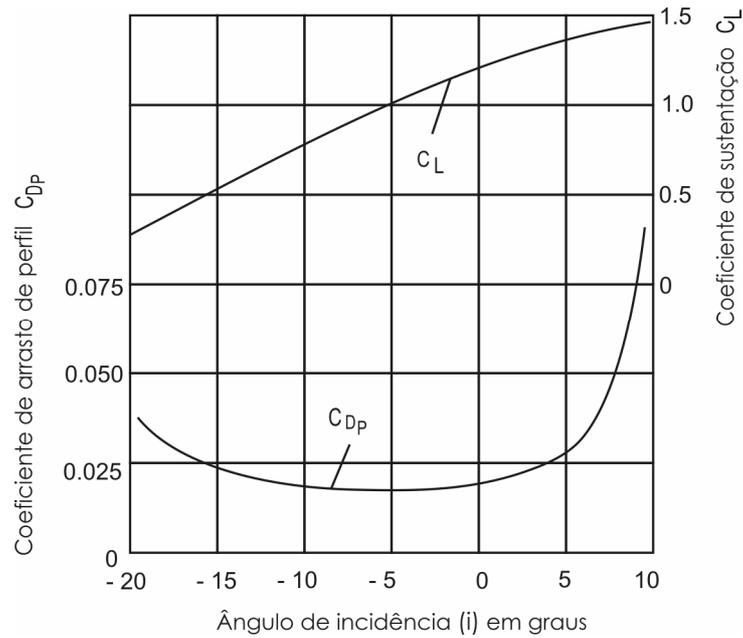
são dependentes, principalmente do ângulo de montagem da pá, da relação s/c , da forma da linha de arqueamento da seção da pá e do próprio ângulo de saída do ar.

Segundo Saravanamuttoo et al. 2001, uma vez calculado os principais ângulos, é possível esboçar o perfil da pá, tendo em mente que, uma vez fixado o espaçamento no diâmetro médio através da escolha do número de pás, o espaçamento em todos os outros raios já estará determinado. Como a relação s/c é obtida pela deflexão do ar (Figura 3.6), o comprimento da corda em qualquer ponto do raio será determinado pelo espaçamento. Assim, um completo desenho da pá pode ser visualizado, e a tensão na mesma pode ser precisamente avaliada, assim como o fator de difusão de cada estágio. O valor do fator de difusão é uma excelente aproximação para verificar o carregamento aerodinâmico do compressor.

3.4. O DESEMPENHO DO ESTÁGIO

Depois de completado o projeto de todos os estágios, torna-se necessário verificar o desempenho dos mesmos, principalmente em relação à eficiência, a qual para cada valor de trabalho fornecido indicará a relação de pressão final. Essa eficiência é dependente do coeficiente total de arrasto para cada conjunto de pás.

A Figura 3.7 apresenta os valores dos coeficientes de sustentação (C_L) e de arrasto de perfil (C_{Dp}) em função da variação do ângulo de incidência (i). A Figura 3.8 apresenta o coeficiente de sustentação (C_L) em função do ângulo de saída do ar (α_2).

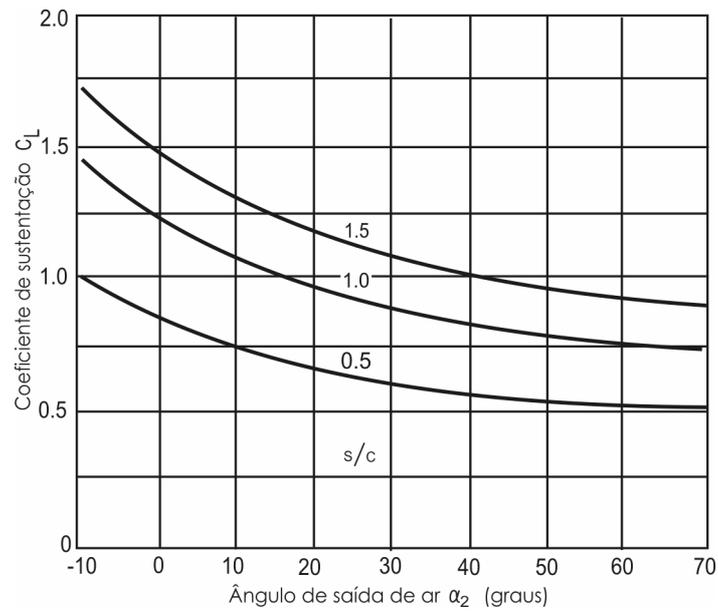


Fonte: Saravanamuttoo et al. (2001).

Figura 3.7 - Coeficiente de sustentação e de arrasto de perfil em função do ângulo de incidência.

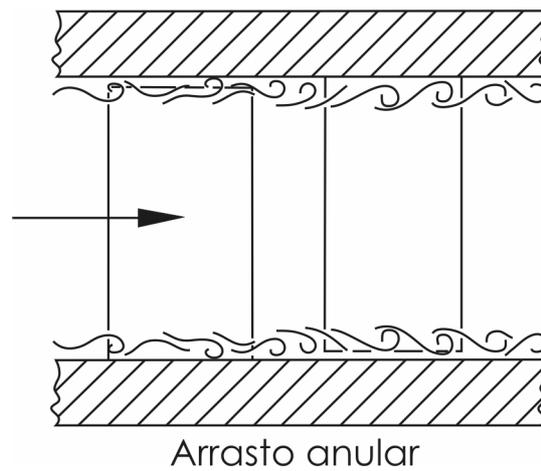
Antes que estes coeficientes sejam calculados, dois fatores adicionais devem ser levados em consideração: o efeito adicional do arrasto devido às paredes anulares do compressor e as perdas secundárias devido aos vórtices na saída das pás e na folga de topo, Figura 3.9 e Figura 3.10 respectivamente.

As perdas secundárias exercem uma grande influência no desempenho do compressor, e a sua magnitude é da mesma ordem das perdas de perfil das pás, e são muito influenciadas pela folga de topo, a qual deve ser mantida num valor mínimo, normalmente entre 1 e 2% da altura da pá.



Fonte: Saravanamuttoo et al. (2001).

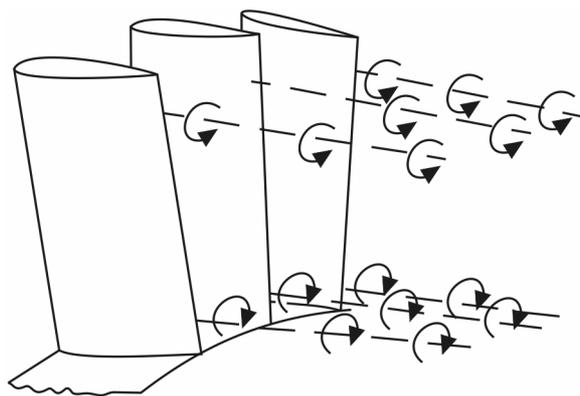
Figura 3.8 - Coeficiente de sustentação em função do ângulo de saída do ar.



Fonte: Saravanamuttoo et al. (2001).

Figura 3.9 - Arrasto anular no compressor axial.

As perdas devido ao arrasto anular são naturalmente dependentes do conjunto das pás, onde sua influência aumenta à medida que as pás se tornam menores em relação ao comprimento da corda.



Perdas secundárias

Fonte: Saravanamuttoo et al. (2001).

Figura 3.10 - Perdas secundárias no compressor axial.

Após o cálculo dos coeficientes de arrasto, o coeficiente de perda pode ser determinado, assim como o aumento teórico de pressão no estágio e, finalmente, a eficiência do estágio.

Capítulo 4.

O PROCESSO DE OTIMIZAÇÃO

4.1. INTRODUÇÃO

O objetivo deste capítulo é apresentar os conceitos de Programação Matemática (PM) necessários à compreensão do processo de otimização de forma a discutir o algoritmo de otimização (Programação Seqüencial Quadrática – PSQ) efetivamente utilizado neste trabalho. Um tratamento mais detalhado da teoria e dos algoritmos de PM pode ser encontrado em Nash e Sofer (1996) e Vanderplaats (1984).

Segundo Parente Jr. (2000), depois de terminada a fase de concepção de um determinado projeto, passa-se à fase de dimensionamento, onde se busca determinar todas as grandezas que descrevem o sistema. Estas grandezas são chamadas de variáveis de projeto. Um conjunto de valores destas variáveis define uma configuração ou simplesmente um projeto. Um projeto, para ser viável, tem que atender a certo conjunto de restrições impostas por razões de eficiência, peso, segurança, utilização, fabricação, etc.

A caracterização da qualidade de um projeto é feita através de uma função das variáveis de projeto chamada função objetivo. Um projeto melhor é atingido sempre que se consegue uma redução no valor desta função. O projeto ótimo é aquele que, dentre todos os projetos viáveis, possui o menor custo.

O processo tradicional de dimensionamento se baseia na habilidade e na experiência do projetista para fazer a determinação dos valores das variáveis de projeto. Trata-se de um processo lento, trabalhoso e que nem sempre chega a resultados satisfatórios, principalmente no caso de problemas com um grande número de variáveis. Por isso, o desenvolvimento de técnicas matemáticas e computacionais que ajudem nesse processo tem uma grande importância.

A Programação Matemática é a disciplina que estuda a minimização de funções em problemas com ou sem restrições. Matematicamente, estes problemas são enunciados como:

$$\begin{aligned}
 &\text{minimizar} && f(x) && x \in \mathcal{R}^n \\
 &\text{sujeito a} && c_i(x) = 0 && i = 1 \dots l \\
 &&& c_i(x) \leq 0 && i = l+1 \dots m \\
 &&& x_i^l \leq x_i \leq x_i^u && i = 1 \dots n
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

Onde x é um ponto do \mathcal{R}^n sobre o qual são impostos os limites mínimos e máximos (restrições laterais), $f(x)$ é a função a ser minimizada e as funções $c_i(x)$ representam as restrições de igualdade e desigualdade. Assume-se que tanto a função objetivo quanto as restrições são funções contínuas no \mathcal{R}^n . Em geral, elas são funções não-lineares e implícitas das variáveis x que definem o problema.

Um ponto que satisfaça todas as restrições é denominado um ponto viável e o conjunto de todos os pontos que satisfaçam todas as restrições é conhecido como região viável. Uma restrição de desigualdade define uma fronteira que divide o \mathcal{R}^n em uma região viável e outra inviável. Quando um ponto está sobre esta fronteira, a restrição é dita ativa; quando um ponto está no interior da região viável, a restrição está inativa e, quando um ponto está fora desta região, a restrição está violada.

O modelo de projeto ótimo baseado na equação (4.1) é bastante geral, permitindo sua aplicação em problemas de diversas áreas da engenharia e será aplicado na tese em questão.

4.2. CONDIÇÕES DE ÓTIMO

Um ponto x é um mínimo local de f se existe uma vizinhança deste ponto na qual todos os pontos possuem valores de f maiores ou iguais ao valor de f em x . Um ponto é dito mínimo global se todos os pontos da região viável possuírem valores f maiores ou iguais ao valor de f em x .

Sejam, $g = \nabla f$ o gradiente e $H = \nabla^2 f$ a matriz Hessiana da função objetivo. Do cálculo diferencial, as condições de primeira e segunda ordem para que um ponto x^* seja um ponto de mínimo local são:

$$\begin{cases} g^* = 0 \\ d^T H^* d \geq 0, \quad \forall d \neq 0 \end{cases} \quad (4.2)$$

Ou seja, o gradiente deve ser nulo e a Hessiana deve ser positiva definida. Estas condições indicam que não existe nenhuma direção de decréscimo em x^* .

No caso de problemas com restrições, as condições acima não são adequadas para caracterizar um ponto de mínimo, pois nestes problemas é necessário garantir que não exista nenhuma direção viável de decréscimo em x^* . Assim, surge a necessidade de definição das variáveis duais ou multiplicadores de Lagrange. De posse destas novas variáveis é possível definir condições de ótimo para problemas restritos semelhantes às condições (4.2).

Sendo a função lagrangiana definida como:

$$L(x, \lambda) = f(x) + \sum_{i=1}^l \lambda_i c_i(x), \quad (4.3)$$

a condição de estacionaridade para problemas apenas com restrições de igualdade é dada por:

$$\nabla L(x^*, \lambda^*) = \begin{bmatrix} \nabla_x L \\ \nabla_\lambda L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g^* + \sum_{i=1}^l \lambda_i^* a_i^* \\ c_i^* \end{bmatrix}, \quad (4.4)$$

onde a_i são os gradientes das restrições. Na equação (4.4), a primeira linha mostra que o gradiente da função objetivo deve ser uma combinação linear dos gradientes das restrições e a segunda linha implica na viabilidade da solução.

A generalização da equação (4.4) para problemas com restrições de igualdade e desigualdade é dada pelas condições necessárias de primeira ordem:

$$\begin{cases} \nabla_x L(x^*, \lambda^*) = 0 \\ c_i(x^*) = 0 & i = 1 \dots l \\ c_i(x^*) \geq 0 & i = l+1 \dots m \\ \lambda_i^* \geq 0 & i = l+1 \dots m \\ \lambda_i^* c_i(x^*) = 0 & \forall i \end{cases} \quad (4.5)$$

Estas condições são conhecidas como condições de Kuhn-Tucker. A última equação é chamada de condição de complementaridade, pois ela implica que uma restrição inativa tem multiplicador nulo e uma restrição ativa tem multiplicador diferente de zero. A condição de segunda ordem exige que

$$d^T W^* d \geq 0, \quad \forall d \neq 0 \quad (4.6)$$

onde

$$W = \nabla_{xx}^2 f + \sum_{i=1}^m \lambda_i \nabla_{xx}^2 c_i \quad (4.7)$$

é a Hessiana da função lagrangiana em relação a x .

4.3. FORMA GERAL DOS ALGORITMOS DE OTIMIZAÇÃO

Os algoritmos de programação não-linear são procedimentos iterativos em que novos pontos x são gerados a partir do ponto corrente x_0 através da equação:

$$x = x_0 + td \quad (4.8)$$

Assim, os algoritmos podem ser divididos em duas etapas principais: a primeira etapa é a determinação da direção de busca d e a segunda é a avaliação do parâmetro escalar t que representa o tamanho do passo a ser dado ao longo da direção de busca. A partir da equação (4.8), diversos algoritmos podem ser construídos utilizando diferentes técnicas para a determinação da direção de busca e do tamanho do passo.

Os algoritmos de PM podem ser classificados de acordo com a ordem das informações utilizadas para a determinação da direção de busca. Desta forma, um algoritmo é dito de primeira ordem se utilizar apenas os gradientes da função objetivo e das restrições para calcular a direção de busca. Por outro lado, se o algoritmo utiliza informações sobre as Hessianas destas funções, então ele é dito de segunda ordem.

4.4. O MÉTODO DE NEWTON

Este método é bastante utilizado na solução de problemas de otimização sem restrições. A idéia básica do método é fazer uma expansão da função objetivo em série de Taylor até a segunda ordem:

$$f(x_0 + d) = f(x_0) + d^t g + \frac{1}{2} d^t H d \quad (4.9)$$

Nota-se que a equação acima é função apenas de d , uma vez que o ponto x_0 é conhecido. A minimização da equação (4.9) é feita aplicando-se a condição necessária de primeira ordem:

$$\nabla f(x_0 + d) = g + Hd = 0 \quad (4.10)$$

Se H for não-singular, então, esta equação permite a determinação da direção de busca d :

$$d = -H^{-1}g \quad (4.11)$$

Além disso, se H for uma matriz positiva definida, então d é uma direção de decréscimo, pois:

$$g^t d = -g^t H^{-1} g < 0 \quad (4.12)$$

O método de Newton é muito eficiente, pois possui convergência quadrática. Entretanto, em um grande número de problemas reais, o cálculo da Hessiana a cada iteração é um processo bastante complexo e computacionalmente de alto custo, inviabilizando a sua aplicação.

Os métodos Quase-Newton surgiram para resolver esse problema sem perder as boas propriedades de convergência do método de Newton. Nesses métodos, uma aproximação da Hessiana (ou de sua inversa) é construída a partir dos valores dos gradientes ao longo das iterações. Esses métodos, dos quais o BFGS é o mais popular, possuem convergência superlinear e são amplamente utilizados na solução de problemas de otimização.

4.5. BUSCA LINEAR

Após a determinação da direção de busca d , é necessário calcular o tamanho do passo a ser dado nessa direção, a fim de obter o novo vetor das variáveis de projeto. O tamanho do passo é calculado fazendo-se uma minimização da função unidimensional p definida através da equação:

$$p(t) = f(x_0 + td) \quad (4.13)$$

A partir desta definição, pode-se verificar que:

$$p(0) = f(x_0) \quad (4.14)$$

e

$$p'(0) = \left. \frac{\partial f(x)}{\partial x} \frac{df(x)}{dt} \right|_{t=0} = g^t d \quad (4.15)$$

onde p' indica a derivada em relação a t .

A busca linear pode ser exata ou aproximada, dependendo do método utilizado para a minimização. A busca aproximada é uma forma mais moderna, na qual o objetivo é determinar t de forma que f apresente certo nível de decréscimo, segundo um critério preestabelecido como:

$$p(t) \leq f(x_0) + t\gamma d^t g, \quad \gamma \in (0,1) \quad (4.16)$$

De acordo com esta equação, o parâmetro γ controla o tamanho do passo. Assim, um valor pequeno de γ permite a utilização de passos maiores e a utilização de um valor maior de γ força a utilização de passos pequenos.

Uma forma bastante popular de busca linear é fazer uma aproximação quadrática de p e calcular t como o mínimo desta aproximação, verificando se a equação (4.16) é satisfeita. Se isto não ocorrer, então a aproximação é atualizada utilizando o novo ponto e o processo é repetido.

4.6. PROBLEMA DE PROGRAMAÇÃO QUADRÁTICA

Um problema de programação quadrática (PPQ) é aquele em que a função objetivo é quadrática e as restrições são lineares. Desta forma, um PPQ pode ser formulado matematicamente como:

$$\begin{aligned} \text{minimizar} \quad & g^t x + \frac{1}{2} x^t H x \\ \text{sujeito a} \quad & a_i^t(x) = b_i \quad i = 1 \dots l \\ & a_i^t(x) \leq b_i \quad i = l+1 \dots m \end{aligned} \tag{4.17}$$

Sendo H uma matriz positiva definida, o problema quadrático é convexo e pode-se garantir a existência de um único mínimo local. Outra característica importante é que existem algoritmos específicos para resolver este problema. Estes algoritmos têm a vantagem de terminar em um número finito de passos e de detectar os casos em que o problema não tem solução.

A solução deste problema pode ser obtida em três etapas bem definidas:

1. As restrições de igualdade são eliminadas diminuindo-se o número de variáveis independentes para $n-1$. Obtém-se, então, um problema de programação quadrática só com restrições de desigualdade (problema padrão).
2. O problema quadrático reduzido é transformado em um Problema Linear Complementar (PLC), que pode ser resolvido através de métodos de pivoteamento.
3. Recupera-se a solução para o espaço original com o cálculo das variáveis eliminadas na primeira etapa, obtendo-se os valores de x e λ .

4.7. PROGRAMAÇÃO SEQÜENCIAL QUADRÁTICA (PSQ)

Os algoritmos de programação seqüencial quadrática (PSQ) são, no momento, os mais utilizados para a solução de problemas de programação não-linear. Uma apresentação completa do algoritmo utilizado neste trabalho pode ser encontrada em Nash e Sofer (1996) e Vanderplaats (1984).

O método de PSQ pode ser considerado como o resultado da aplicação do método de Newton à minimização da função lagrangiana do problema. Este fato pode ser demonstrado considerando o problema:

$$\begin{array}{ll} \text{minimizar} & f(x) \\ \text{sujeito a} & c_i(x) = 0 \end{array} \quad (4.18)$$

cuja função lagrangiana é dada por:

$$L(x, \lambda) = f(x) + \sum_{i=1}^l \lambda_i c_i(x) \quad (4.19)$$

Aplicando o método de Newton, descrito anteriormente, pode-se determinar $d = x - x_0$ e $\nabla\lambda = \lambda - \lambda_0$:

$$\begin{bmatrix} \nabla_{xx} L & \nabla_{\lambda x} L \\ \nabla_{x\lambda} L & \nabla_{\lambda\lambda} L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d \\ \Delta\lambda \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \nabla_x L \\ \nabla_\lambda L \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

Finalmente, substituindo-se as derivadas indicadas e agrupando-se alguns termos, chega-se à equação:

$$\begin{bmatrix} W & A^t \\ A & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d \\ \lambda \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} g \\ c \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

onde A é a matriz dos gradientes das restrições.

Por outro lado, escrevendo-se as condições de Kuhn-Tucker do PPQ:

$$\begin{array}{ll} \text{minimizar} & g^t d + \frac{1}{2} d^t W d \\ \text{sujeito a} & c + A^t d = 0 \end{array} \quad (4.22)$$

pode-se verificar que estas condições correspondem exatamente à equação (4.21). Desta forma, pode-se concluir que cada iteração da solução do problema original é idêntica à solução do PPQ obtido pela linearização das restrições e pela expansão quadrática de f em torno de x_0 . Contudo, a matriz Hessiana que deve ser utilizada nesta expansão é a da função lagrangiana e não a da função objetivo. Este fato permite a consideração das curvaturas das restrições, tornando a formulação mais eficiente. Na prática, para evitar a necessidade de calcular a Hessiana da função lagrangiana, o método BFGS modificado por Powell (Nash and Sofer, 1996) é utilizado para construir uma aproximação desta matriz.

Em problemas em que todas as restrições são de igualdade, a direção de busca e os multiplicadores de Lagrange podem ser obtidos pela solução do sistema de equações lineares gerado pelo método de Newton, como mostrado em (4.21). Entretanto, o mesmo não ocorre para o caso de restrições de desigualdade, em que seria necessário resolver um sistema de inequações. Para superar este problema pode-se resolver o problema geral de PM da seguinte maneira:

$$\begin{array}{ll} \text{minimizar} & f(x) \\ \text{sujeito a} & c_i(x) = 0 \quad i = 1 \dots l \\ & c_i(x) \leq 0 \quad i = l+1 \dots m \end{array} \quad (4.23)$$

definindo uma direção de busca d e uma nova estimativa dos multiplicadores de Lagrange λ através da solução do PPQ:

$$\begin{aligned}
\text{minimizar} \quad & \mathbf{g}^t \mathbf{d} + \frac{1}{2} \mathbf{d}^t \mathbf{W} \mathbf{d} \\
\text{sujeito a} \quad & \mathbf{c}_i + \mathbf{a}_i^t \mathbf{d} = 0 \quad i = 1 \dots l \\
& \mathbf{c}_i + \mathbf{a}_i^t \mathbf{d} \leq 0 \quad i = l+1 \dots m
\end{aligned} \tag{4.24}$$

cujos métodos de solução foram discutidos anteriormente.

Após a determinação da direção de busca, o algoritmo utiliza como função objetivo na busca linear, a função de penalidade exata (p). Esta função é definida pela equação:

$$p(\mathbf{x}) = f(\mathbf{x}) + \sum_{i=1}^l r_i |\mathbf{c}_i(\mathbf{x})| + \sum_{i=l+1}^m \max[\mathbf{c}_i(\mathbf{x}), 0] \tag{4.25}$$

onde os fatores de penalidade r_i são tais que $r_i \geq \lambda_i$.

4.7.1. Implementação do PSQ

O algoritmo descrito necessita de um ponto inicial \mathbf{x}_0 e de uma matriz B simétrica e positiva definida, que seja uma aproximação de W . O algoritmo pode ser dividido nos seguintes passos:

1. Obter os vetores \mathbf{d} e λ no ponto \mathbf{x}_0 , a partir da solução do subproblema de programação quadrática definido pela equação (4.24).
2. Verificar os critérios de parada do algoritmo:

$$\begin{cases} |\mathbf{g}^t \mathbf{d}| \leq \text{tol}_1 \\ \max(\mathbf{c}_i) \leq \text{tol}_2 \end{cases} \tag{4.26}$$

onde o primeiro critério representa a variação da função objetivo na direção \mathbf{d} e o segundo critério verifica explicitamente o valor da restrição mais violada.

3. Fazer a busca linear, utilizando a função $p(x)$ definida em (4.25), sobre a direção d , determinando o tamanho do passo t e o novo ponto x .
4. Atualizar a matriz B , que é uma aproximação da Hessiana da função lagrangiana, através do método BFGS modificado.
5. Fazer x igual a x_0 e retornar ao passo 1.

Nesta implementação, a aproximação inicial da Hessiana da função lagrangiana é avaliada através da equação:

$$B = b_0 I \quad (4.27)$$

onde b_0 é um parâmetro definido pelo usuário do algoritmo. A aproximação construída pelo método BFGS é função do caminho percorrido pelo algoritmo de otimização. Assim, para obter uma aproximação de qualidade é necessário descartar a influência dos pontos muito distantes do ponto corrente. Em termos de implementação, isto é realizado através do recálculo periódico da matriz através da equação anterior. O número de iterações entre o recálculo da matriz B é controlado pelo parâmetro n_r , também definido pelo usuário do algoritmo.

4.8. COMPARAÇÃO ENTRE ALGORITMOS

Não existe algoritmo de otimização que seja o melhor para todos os problemas, visto que cada um tem suas vantagens e desvantagens. Na solução de problemas práticos, é vantajoso dispor de vários algoritmos, devendo-se estudar qual o mais adequado para o problema em questão.

Uma vantagem dos algoritmos PSQ é que é possível utilizar pontos iniciais viáveis ou inviáveis. Obviamente, quando a convergência for atingida o ponto final será viável. O problema é que não se pode afirmar o mesmo sobre os pontos intermediários. Desta forma, se a convergência não for atingida, o ponto final nem sempre pode ser utilizado. Mas, de acordo com Nash e Soffer (1996) os algoritmos

baseados em PSQ estão entre os mais robustos e eficientes, motivo pelo qual foi escolhido para ser utilizado na tese em questão.

Capítulo 5.

IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL

5.1. INTRODUÇÃO

Uma grande quantidade de variáveis (geométricas, aerodinâmicas e termodinâmicas) está envolvida no projeto de um compressor axial de múltiplos estágios. Na busca de parâmetros ótimos de desempenho, independente da função objetivo, o comportamento destas variáveis ao longo do projeto pode alterar substancialmente o comportamento final do compressor. É esta busca pelas variáveis ótimas de desempenho que se baseia o problema de otimização apresentado neste trabalho.

A escolha do algoritmo ideal de otimização depende das propriedades da função objetivo. Um algoritmo de busca global se justificaria caso não houvesse nenhuma informação inicial sobre a geometria, dados aerodinâmicos e termodinâmicos, etc. do compressor. Entretanto, no presente trabalho, tais dados estão disponíveis ou serão gerados através do programa de computador *AFCC Program* (Tomita, 2003). Sendo assim, optou-se por um algoritmo de busca local (PSQ). Portanto, não será possível afirmar se o ótimo local encontrado é também ótimo global. Mas, se houver resultados que venham a melhorar o desempenho do compressor sem comprometer as restrições

iniciais pré-estabelecidas os mesmos poderão ser considerados como aceitáveis, independentes de serem valores globais ou locais.

5.2. CONSTRUÇÃO DO MODELO DE OTIMIZAÇÃO

Conforme descrito no capítulo anterior, qualquer problema de otimização envolve a identificação de três parâmetros básicos: as variáveis de projeto, a função objetivo e as restrições.

As variáveis de projeto são pré-selecionadas e podem assumir valores independentes no processo de projeto. Os outros dados são fornecidos no início do problema ou podem ser expressos em função das variáveis de projeto.

No presente trabalho, os seguintes parâmetros geométricos foram definidos como variáveis de projeto: a relação de diâmetros raiz/ponta da pá e a relação espaçamento/corda dos rotores e estatores. A escolha de tais parâmetros se deve ao fato de os mesmos serem de fácil identificação na fase inicial de projeto, além disso, são adimensionais e representam as dimensões básicas da máquina.

A função objetivo, na sua forma mais geral, representa o parâmetro que se deseja otimizar. Segundo Massardo e Satta (1990), para os compressores axiais aeronáuticos, o peso, a eficiência e a margem de bombeamento são os parâmetros mais importantes a serem considerados na função objetivo e que, qualquer que seja o parâmetro ou parâmetros escolhidos, a eficiência deve ser considerada, pois a mesma está diretamente relacionada com as perdas. Sendo assim, maximizar a eficiência, em um determinado ponto de projeto indicado aleatoriamente, foi definida como função objetivo.

Como restrições foram escolhidas o fator de difusão, a altura das pás (rotor e estator) e as dimensões axiais do canal, pois os mesmos influem diretamente na estabilidade do compressor e na sua viabilidade de fabricação (Saravanamuttoo et al., 2001, e Walsh e Fletcher, 1998). A mesma técnica aqui apresentada pode ser aplicada ao estudo de outros parâmetros de projeto, como a distribuição do carregamento dos estágios e os ângulos de montagem das grades dos rotores e estatores.

Para manter o peso inicial do compressor, através da manutenção das dimensões iniciais do seu canal, foi criado um fator que controla a distribuição da temperatura de estagnação ao longo do mesmo carregando ou descarregando os estágios críticos (frontais e finais). Alterando-se este fator é possível também alterar as dimensões do canal. Apesar desta alteração nas dimensões do canal possa ser realizada simplesmente fixando-se a relação raiz/ponta da pá no início do processo de otimização, a possibilidade de carregar e descarregar os estágios críticos verificando a influência da distribuição da temperatura de estagnação ao longo do compressor se mostrou mais relevante.

A linha de bombeamento pode ser alterada através do reposicionamento das pás guias de entrada (PGE) e dos estatores variáveis (ES's). Este reposicionamento pode ser verificado através da análise do comportamento das curvas (mapas) do compressor fora do ponto de projeto.

De forma a introduzir o modelo de otimização corretamente, algumas considerações devem ser previamente definidas. O primeiro objetivo no projeto de um compressor axial deve ser o de gerar uma geometria que forneça a relação de pressão e o fluxo de massa no ponto de projeto para cada estágio do compressor. A relação de pressão, o fluxo de massa e a velocidade de rotação devem ser obtidos segundo critérios aerodinâmicos e mecânicos com um nível aceitável de eficiência termodinâmica, margem de bombeamento e com um peso reduzido, este último para o caso de motores aeronáuticos (Massardo e Satta, 1990).

Assim sendo, o projeto do compressor axial deve apresentar características geométricas que demonstrem uma estabilidade de operação aerodinâmica e mecânica, incluindo uma margem de bombeamento adequada e uma eficiência termodinâmica aceitável para qualquer condição de operação. Tais pontos foram considerados no programa inicial de projeto do compressor axial (AFCC Program) desenvolvido por Tomita (2003), o qual serviu de base para o desenvolvimento do programa de otimização (AFCC Optimized Program) utilizado na tese em questão.

Partindo-se, então, de um projeto inicial, a configuração otimizada do novo compressor deve no mínimo, a princípio, maximizar a eficiência mantendo o mesmo peso inicial sem comprometer os parâmetros geométricos e termodinâmicos.

No caso da relação de pressão, quanto maior for esta relação maior será o nível das perdas e conseqüentemente menor será a eficiência. O próprio fator de difusão poderá apresentar uma tendência de se aproximar do seu valor limite pré-estabelecido o que comprometeria a estabilidade do compressor. Assim sendo, tentar aumentar a eficiência de um compressor tentando manter a sua relação de pressão inicial fixa é um risco, pois tanto o algoritmo de otimização pode não convergir como o nível das perdas pode alcançar valores proibitivos.

5.3. FLUXOGRAMA DO PROCESSO DE OTIMIZAÇÃO

A Figura 5.1 apresenta o diagrama de blocos básico do programa de otimização de projeto do compressor axial (*AFCC Optimized Program*).

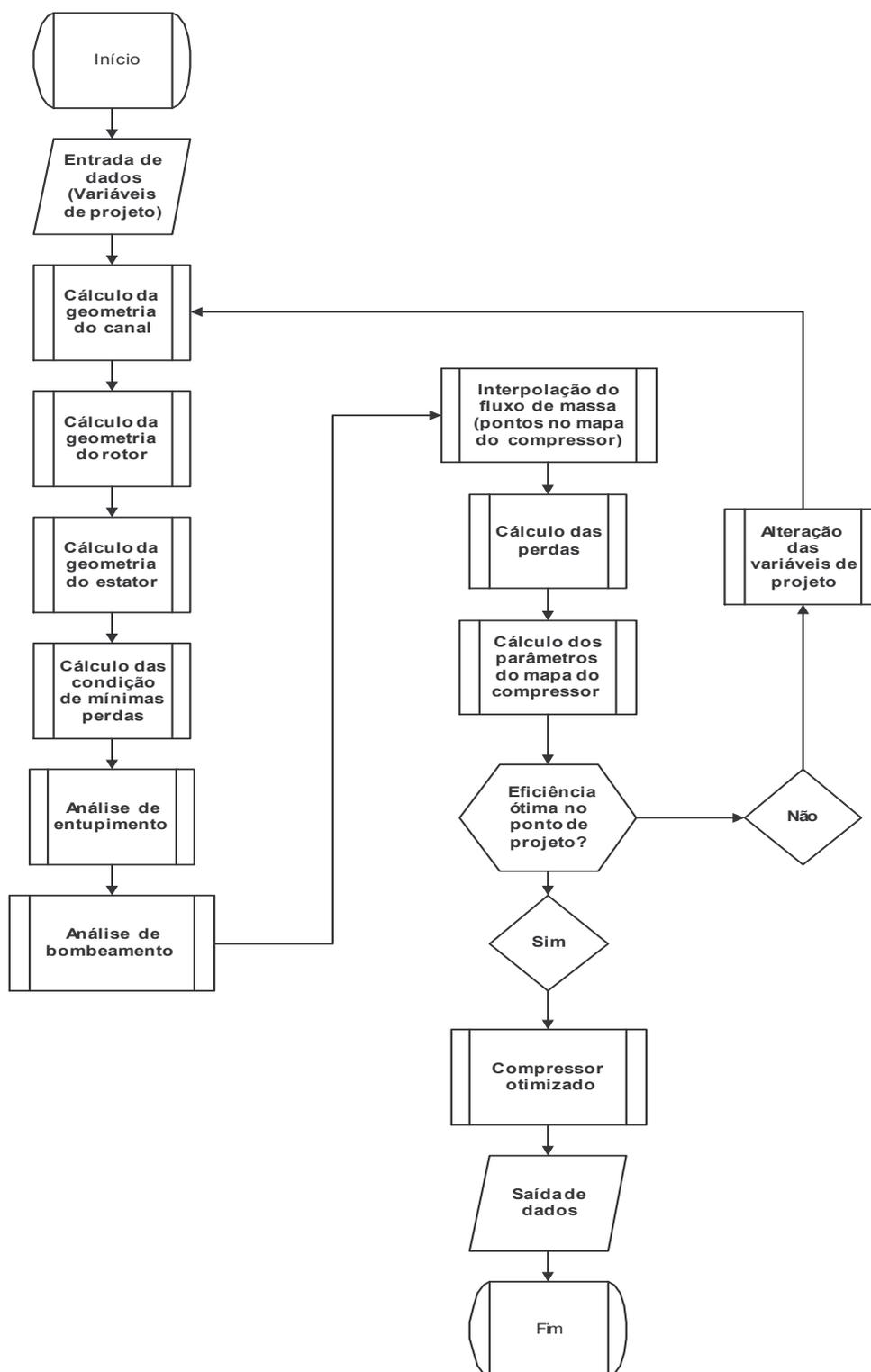


Figura 5.1 – Fluxograma do processo de otimização – *AFCC Optimized Program*.

O programa *AFCC* desenvolvido por Tomita (2003), que serviu de base para o desenvolvimento do programa da tese em questão, pode ser executado de duas maneiras. No primeiro caso, executa-se o cálculo do projeto do compressor axial resultando nos parâmetros geométricos, aerodinâmicos e termodinâmicos. No segundo

caso, o compressor projetado ou um compressor existente pode ser analisado, isto é, o seu desempenho pode ser verificado. O programa *AFCC Optimized Program* inicia-se de uma geometria já calculada pelo *AFCC Program*, e a partir daí busca-se otimizar a sua eficiência.

Capítulo 6.

RESULTADOS E ANÁLISES

6.1. INTRODUÇÃO

O objetivo deste capítulo é o de apresentar os resultados e análises dos estudos de caso realizados, aplicando o algoritmo de otimização (PSQ) desenvolvido neste trabalho.

Os resultados foram analisados no ponto de projeto. Os parâmetros geométricos e aerodinâmicos do compressor otimizado foram comparados com os parâmetros do compressor original.

6.2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO

Qualquer problema de otimização envolve a identificação das variáveis de projeto, da função objetivo e das restrições de projeto.

As variáveis de projeto são variáveis pré-selecionadas e assumem valores antes do início do processo de otimização. Outros dados do problema podem ser fornecidos

tanto no início do processo de otimização como podem ser expressos em função das variáveis de projeto.

Os seguintes parâmetros geométricos foram escolhidos como variáveis de projeto no processo de otimização dos compressores axiais de múltiplos estágios: a relação de diâmetros raiz/ponta da pá e a relação espaçamento/corda, tanto para os rotores como para os estatores. Estes parâmetros foram escolhidos porque são facilmente identificados no início da fase de projeto do compressor. Além disso, representam as dimensões básicas da máquina. Seus valores iniciais foram obtidos através do programa computacional *AFCC Program* desenvolvido por Tomita (2003).

Nos problemas de otimização, a função objetivo representa os parâmetros que devem ser otimizados (maximizados ou minimizados). No caso de compressores axiais de múltiplos estágios utilizados em aplicações aeronáuticas, o peso, a eficiência e a margem de bombeamento são os principais critérios que preferencialmente devem ser considerados (Massardo e Satta, 1990). No trabalho em questão, a função objetivo escolhida foi a de maximizar a eficiência do compressor no ponto de projeto, ou seja, no ponto onde a máquina opera a maior parte do tempo. A técnica aqui apresentada pode ser utilizada interativamente para se definir uma geometria básica de projeto que permita, por exemplo, boa operação do compressor fora do ponto de projeto.

Foi criado um fator que controla a distribuição da diferença de temperatura de estagnação ao longo do canal do compressor. Este fator influi no carregamento dos estágios críticos, isto é, os estágios frontais e finais do compressor. Apesar de este controle possa ser exercida fixando-se a relação de diâmetros raiz/ponta da pá, a possibilidade de carregar e descarregar os estágios críticos verificando o comportamento da distribuição da temperatura de estagnação mostrou-se ser mais relevante.

O fator de difusão e a altura das pás foram escolhidas como restrições de projeto. O primeiro garante uma operação estável do compressor, e o segundo garante a sua manufaturabilidade, ou seja, uma garantia de uma altura mínima para as pás (Saravanamuttoo et al., 2001; Walsh e Fletcher, 1998).

6.3. ANÁLISE DOS VALORES PARA AS VARIÁVEIS DE PROJETO

Segundo Saravanamuttoo et al. (2001), as perdas secundárias possuem uma grande influência no desempenho dos compressores. Elas são fortemente influenciadas pela folga na ponta das pás (tip clearance), as quais devem ser mantidas no menor valor possível. Pás muito curtas (elevados valores para a relação de diâmetros raiz/ponta da pá) aumentam significativamente a influência da folga de topo da pá nas perdas, as quais provocam uma redução de eficiência e de margem de bombeamento. Para valores reduzidos da relação de diâmetros raiz/ponta da pá, as tensões mecânicas (estresse mecânico) causadas por pás longas se tornam proibitivas e os fluxos secundários aumentam consideravelmente, elevando assim, o nível das perdas. Walsh e Fletcher (1998) sugerem valores na faixa de 0,65 para os primeiros estágios e 0,92 para os últimos estágios de compressores com alta relação de pressão. A faixa de valores limites para a relação de diâmetros raiz/ponta da pá utilizada neste trabalho, e que não aumentam as perdas de forma considerável, é de 0,45 a 0,75.

O fator de difusão expressa a difusão local na superfície de sucção da pá. Ele é o reflexo do efeito do espaçamento entre as pás (relação espaçamento/corda). Segundo Walsh e Fletcher (1998), os valores limites podem variar numa faixa de 0,45 a 0,65. Entretanto, para elevados valores, em torno de 0,65, pode ocorrer bombeamento prematuro nas pás do rotor ou nas aletas. Para valores reduzidos, em torno de 0,45, a camada limite pode se tornar um problema, acarretando no seu descolamento. Entretanto, deve-se ter em mente que tais valores são apenas valores aproximados. Desta forma, foi definido um fator de difusão máximo de 0,65. Com o intuito de acelerar o processo computacional, o valor mínimo para o fator de difusão não foi definido. Sua análise foi realizada após a execução do processo computacional.

Tanto o valor máximo como o valor mínimo do fator de difusão influem no nível das perdas. Sendo assim, o valor adotado e gerado para o fator de difusão deve ser analisado não isoladamente, mas em conjunto com os resultados referentes às perdas geradas, as quais são fornecidas pelos gráficos do coeficiente de perda de pressão total.

Os valores definidos para a relação espaçamento/corda neste trabalho foram de 0,45 a 1,50 (Saravanamuttoo et al., 2001). Tais valores se mostraram adequados quando analisados em conjunto com os gráficos do fator de difusão e das perdas geradas.

O valor mínimo definido para a altura das pás foi de 10 mm. Isto porque valores menores que este dificulta a manufaturabilidade das pás, além de perdas muito severas.

O valor de 0,20 foi escolhido como sendo o fator de distribuição da diferença de temperatura de estagnação ao longo do canal. Este valor mantém os estágios críticos (frontais e finais) descarregados, e significa que, 80% de todo o processo de compressão ocorre nos estágios intermediários, 10% nos estágios frontais e 10% nos estágios finais.

6.4. DADOS DOS COMPRESSORES AXIAIS DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS

Os parâmetros de projeto dos quatro compressores axiais de múltiplos estágios estão descritos na Tabela 6.1.

A forma do canal para os compressores 1, 2 e 4 é o de diâmetro externo constante (COD), Figura 2.19, . Para o compressor 3, a forma do canal é o de diâmetro médio constante (CMD). Este compressor apresenta uma distribuição da diferença de temperatura de estagnação que é crescente, a qual é característica deste tipo de compressor.

A Tabela 6.2 apresenta os limites laterais para as variáveis de projeto. A Tabela 6.3 apresenta os valores das restrições de projeto.

Tabela 6.1 – Parâmetros de projeto para os compressores axiais de múltiplos estágios.

	Compressor (c1)	Compressor (c2)	Compressor (c3)	Compressor (c4)
Pressão de estagnação na entrada (kPa)	101,32	101,32	101,32	101,32
Temperatura de estagnação na entrada (K)	288,15	288,15	288,15	288,15
Nº de Mach na entrada	0,59	0,50	0,63	0,50
Nº de Mach na saída	0,25	0,27	0,47	0,26
Relação de pressão	11,14	3,90	3,04	5,44
Eficiência Politrópica	0,89	0,89	0,87	0,89
Número de estágios	8	5	3	5
Velocidade periférica (m/s)	340,00	340,00	433,23	355,00
Posição inicial das pás-guia de entrada (PGE) (°)	5,60	5,60	0,00	0,00

Tabela 6.2 – Limites laterais para as variáveis de projeto.

relação de diâmetros raiz/ponta da pá	$0,45 \leq htr \leq 0,75$
relação espaçamento/corda	$0,45 \leq s/c \leq 1,50$

Tabela 6.3 – Valores das restrições de projeto.

fator de difusão	$DF \leq 0,65$
altura mínima das pás ⁽¹⁾	$h \geq 10,0$

⁽¹⁾: unidade em mm.

6.5. ANÁLISE NO PONTO DE PROJETO

A Tabela 6.4 apresenta os resultados gerados pelo programa *AFCC Optimized Program* no ponto de projeto.

Tabela 6.4 – Eficiências geradas pelo programa *AFCC Optimized Program*.

	Original (%)	Otimizado (%)	Varição da Eficiência (%)
Compressor (c1)	82,78	84,69	+ 2,31
Compressor (c2)	82,95	86,37	+ 4,12
Compressor (c3)	86,97	90,25	+4,06
Compressor (c4)	82,46	84,39	+ 2,34

Observa-se um aumento da eficiência em todos os compressores. Entretanto, esse aumento não pode ser analisado isoladamente. É necessário verificar o comportamento de alguns parâmetros geométricos e aerodinâmicos importantes para assegurar que este aumento de eficiência não comprometerá a estabilidade do compressor.

6.5.1. Análise do Compressor Axial (CA-1)

As Figuras 6.1 e 6.2 apresentam o canal do compressor axial e a distribuição do aumento da temperatura para cada estágio do compressor (CA-1).

Observa-se que as dimensões do canal se mantiveram praticamente constantes para ambos compressores, original e otimizado (Figura 6.1). Isso pode indicar que o peso do compressor otimizado praticamente não se alterou em relação ao original.

Devido à utilização do fator de distribuição de temperatura (Figura 6.2), os estágios críticos (frontais e finais) estão menos carregados do que os estágios intermediários.

As Figuras 6.3, 6.4, 6.5 e 6.6 apresentam uma comparação entre a relação espaçamento/corda (s/c) e o fator de difusão para o rotor e para o estator entre os compressores (CA-1) original e otimizado.

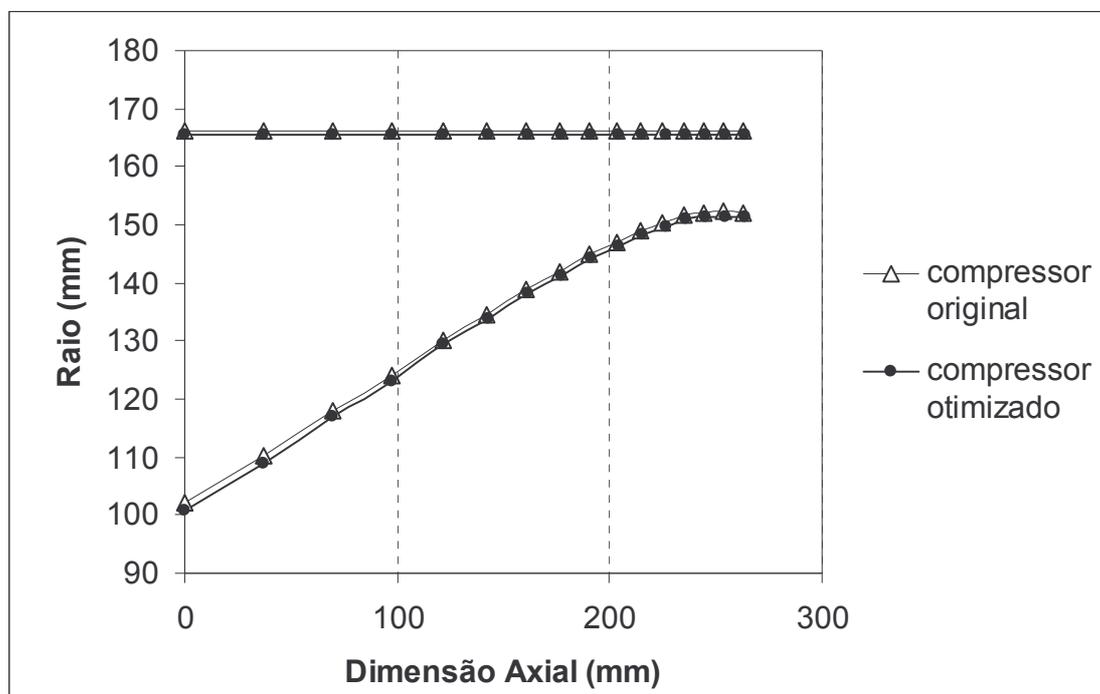


Figura 6.1 - Canal do compressor axial (CA-1).

Verifica-se, na Figura 6.3, um aumento do valor da relação espaçamento/corda nos rotores de número 1 a 6 e uma queda nos rotores 7 e 8 do compressor otimizado em relação ao compressor original. Como o fator de difusão é função da relação espaçamento/corda (Saravanamuttoo et al., 2001), esperava-se o mesmo comportamento para o fator de difusão para todos os rotores. Entretanto, tal comportamento só se verificou nos rotores de número 1 a 5 (Figura 6.4). Nos rotores 6, 7 e 8 o fator de difusão se manteve praticamente constante quando comparado ao compressor original.

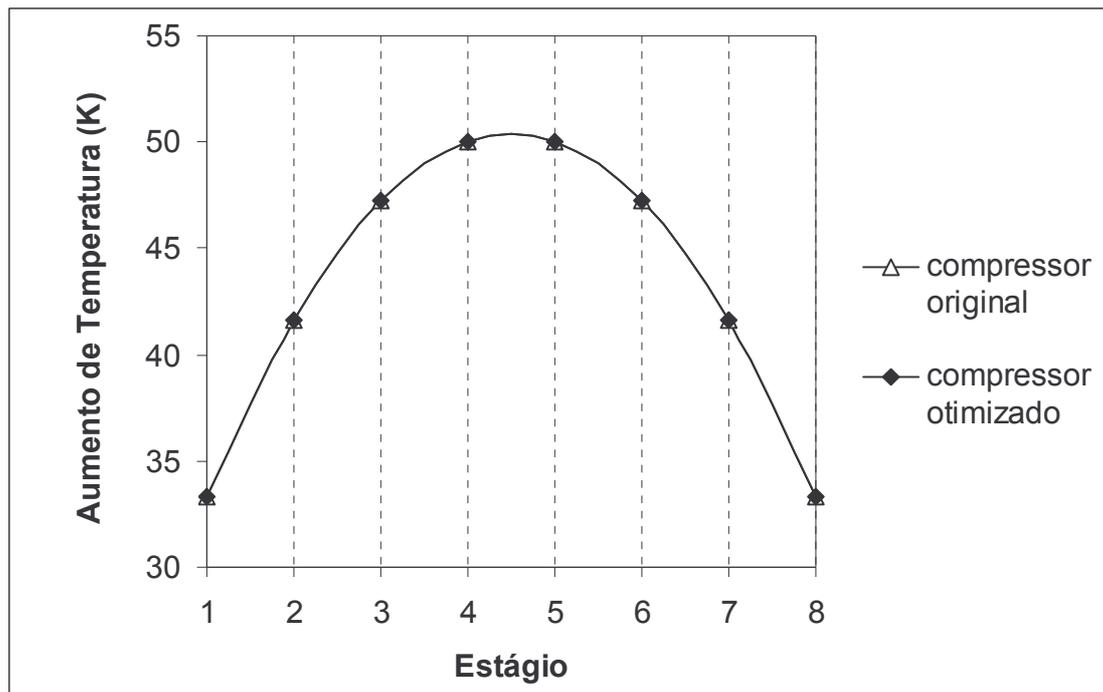


Figura 6.2 – Distribuição do aumento de temperatura ao longo do canal do compressor (CA-1).

Este comportamento nos rotores 6, 7 e 8 está provavelmente relacionado às variações do número de “de Haller”, isto é, ocorreram variações nas velocidades relativas na entrada e saída, assim como nos ângulos relativos de entrada e saída dos rotores que mantiveram o fator de difusão nestes rotores praticamente constante. Nestes rotores, o número de “de Haller” possui uma maior influência no comportamento do fator de difusão do que a relação espaçamento/corda. Isto indica que, não há uma considerável transferência de energia cinética ao fluido de trabalho nesses rotores especificamente.

Este comportamento dos rotores do compressor otimizado faz sentido no que diz respeito ao ganho de eficiência obtido (2,31%), pois, se ocorresse um aumento do fator de difusão nos rotores 6, 7 e 8, os níveis de perdas de pressão nos mesmos (posições 11, 13 e 15 - Figura 6.7) poderiam se elevar comprometendo o ganho de eficiência obtido, principalmente nos rotores 7 e 8. Da mesma forma, nota-se que o aumento do fator de difusão nos rotores de número 1 ao 6 não comprometeu o nível das perdas de pressão. Nos rotores 3, 4 e 5 (posições 5, 7 e 9 - Figura 6.7) as perdas de pressão apresentaram uma pequena queda e nos rotores 1, 2 e 6 (posições 1, 3 e 11 - Figura

6.7) se mantiveram praticamente constantes quando comparado com o compressor original.

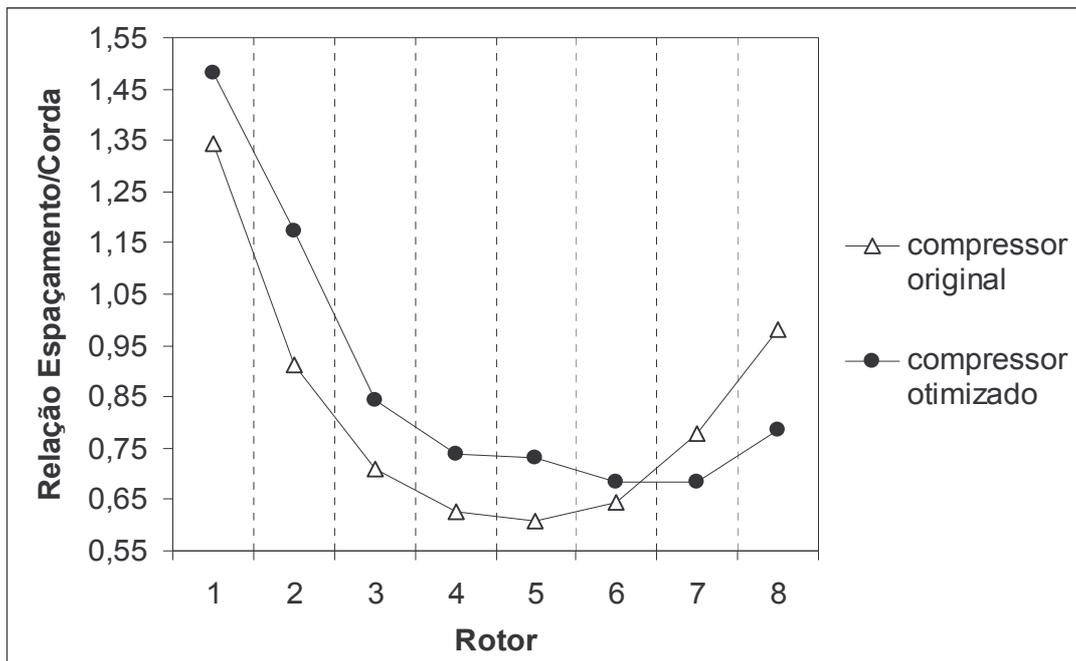


Figura 6.3 – Relação espaçamento/corda do rotor do compressor (CA-1).

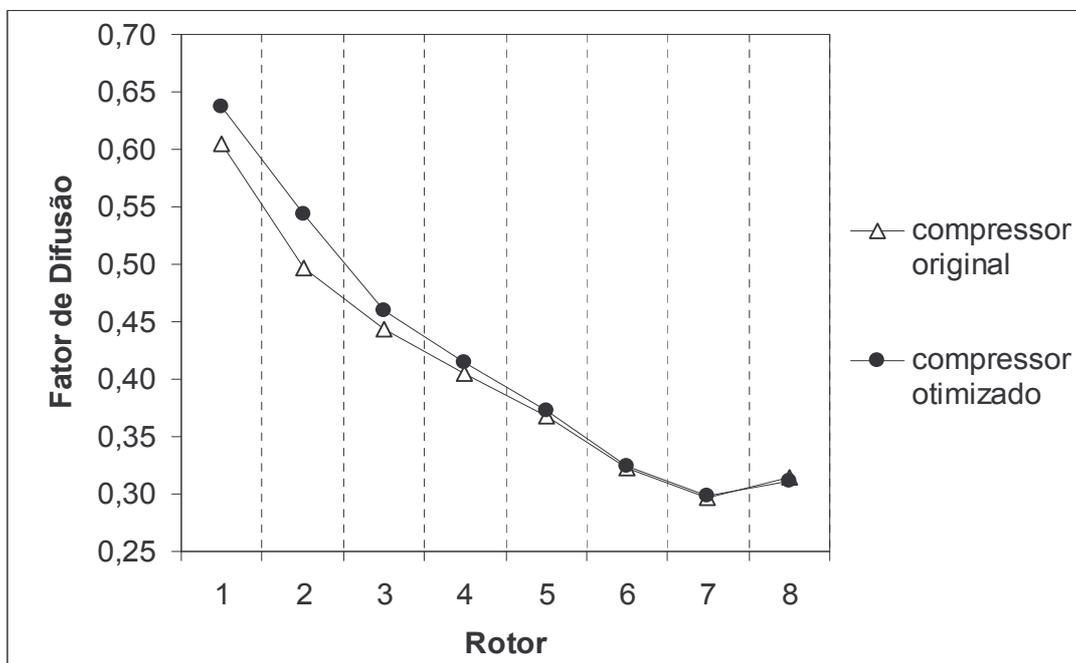


Figura 6.4 – Fator de difusão do rotor do compressor (CA-1).

Nos estatores do compressor otimizado (Figura 6.5) os valores da relação espaçamento/corda são maiores do que no compressor original o que gera maiores

valores para o fator de difusão (Figura 6.6). Isso indica uma maior transformação da energia cinética em energia de pressão nos estatores o que contribui para o aumento da eficiência do compressor otimizado.

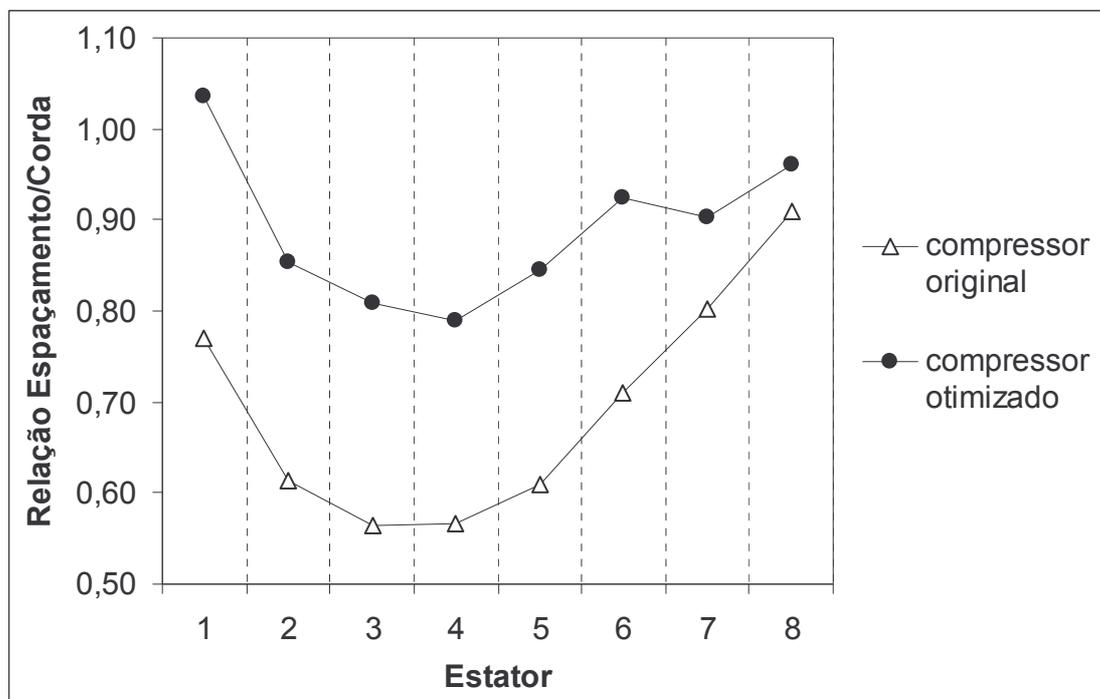


Figura 6.5 – Relação espaçamento/corda do estator do compressor (CA-1).

Na Figura 6.7, os números ímpares são os rotores e os números pares são os estatores. Nota-se, na Figura 6.7, que ocorreu um pequeno aumento no nível das perdas nos estatores 1, 2 e 3 (posições 2, 4 e 6). Já nos estatores restantes (posições 8, 10, 12, 14 e 16) o nível das perdas se manteve praticamente constante. Assim como no caso dos rotores, este comportamento nos estatores faz sentido no que diz respeito ao ganho de eficiência obtido, pois, caso o nível das perdas se elevasse, o ganho de eficiência seria comprometido.

Nas Figuras 6.8 e 6.9, os números ímpares são os rotores e os números pares são os estatores. Estas figuras apresentam uma comparação entre os ângulos de incidência para ambos os compressores, original e otimizado. As incidências nominal, de bombeamento e de mínimas perdas foram calculadas de acordo com Tomita (2003).

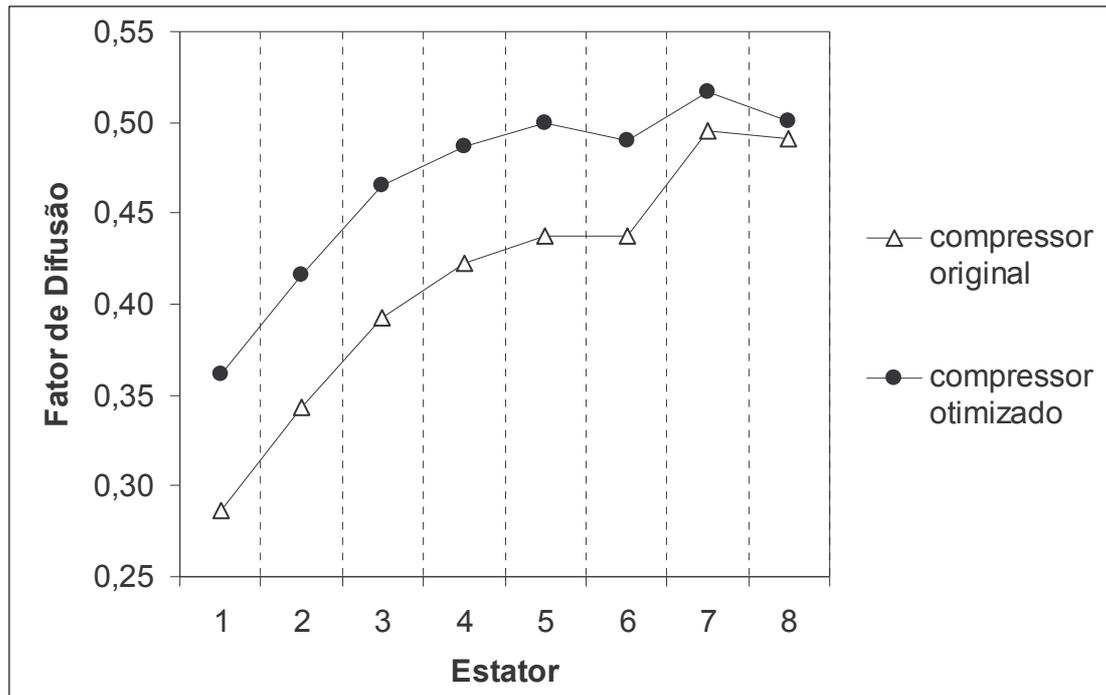


Figura 6.6 – Fator de difusão do estator do compressor (CA-1).

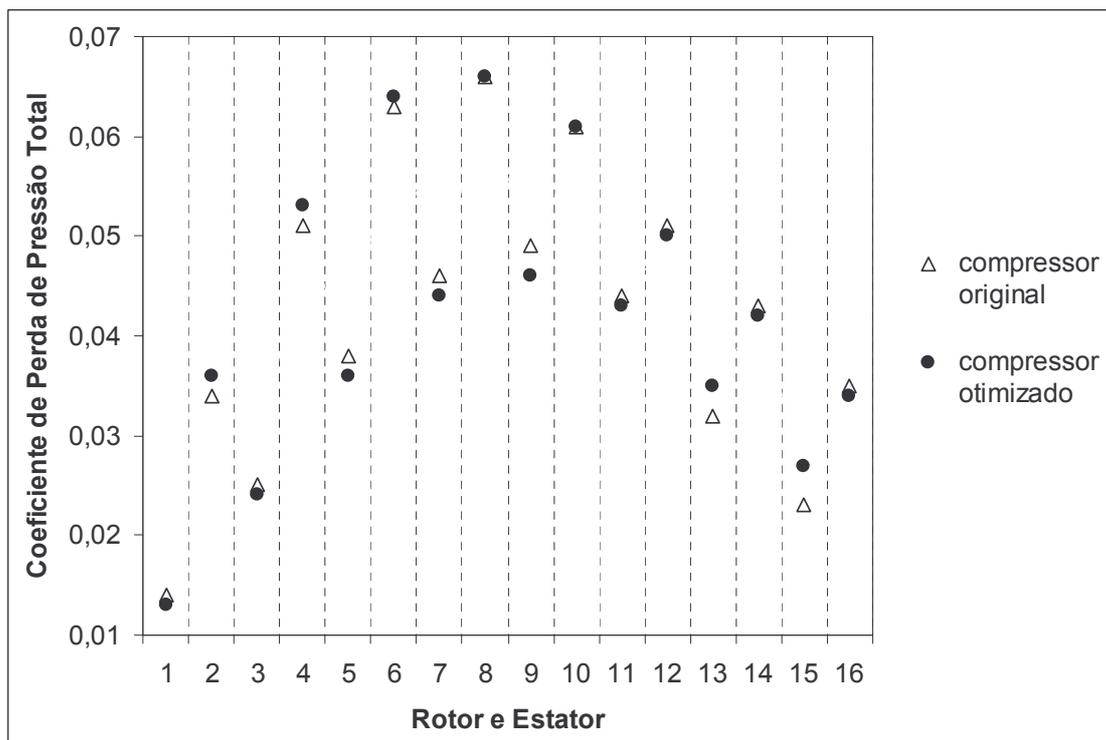


Figura 6.7 – Coeficiente de perda de pressão total do compressor (CA-1)

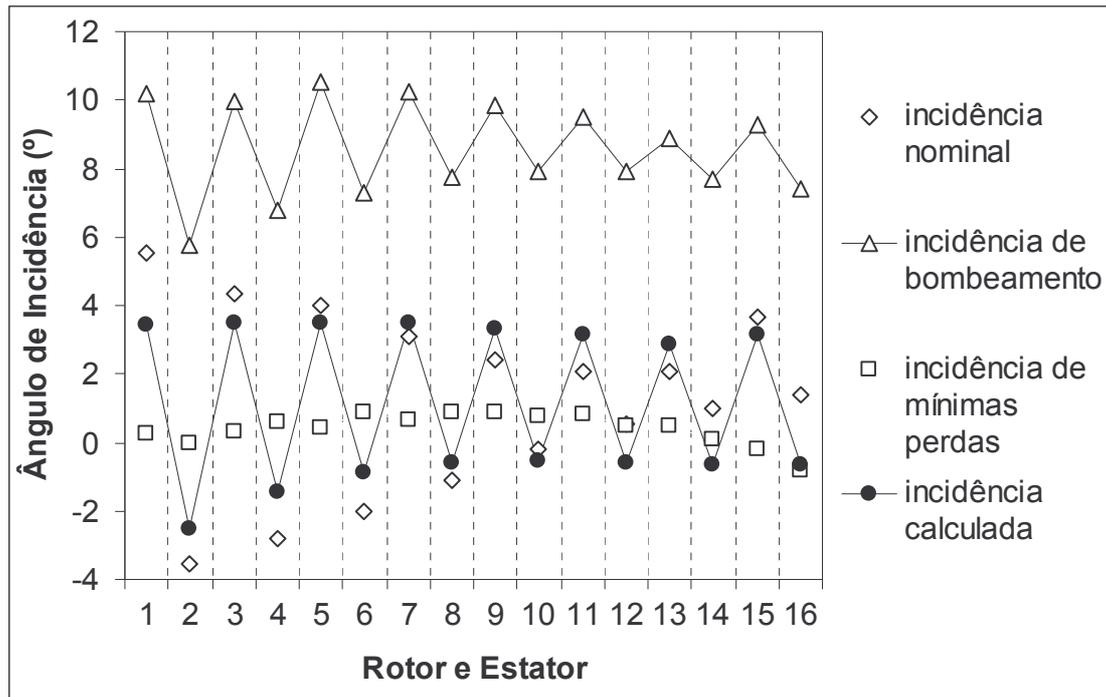


Figura 6.8 – Ângulos de incidência do compressor original (CA-1).

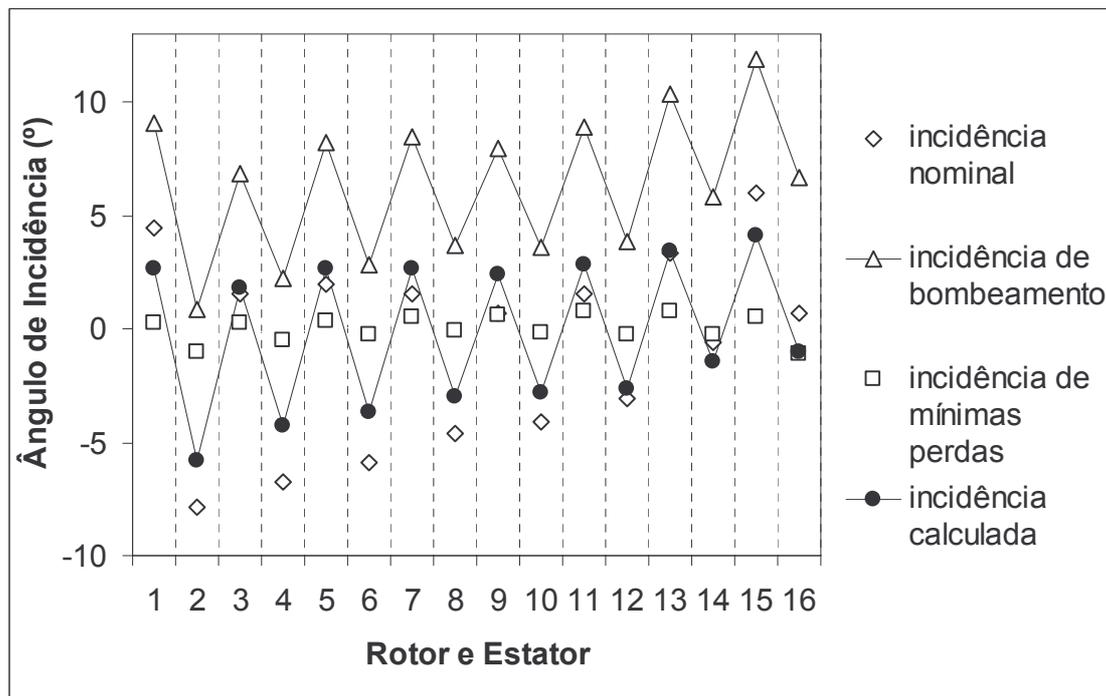


Figura 6.9 – Ângulos de incidência do compressor otimizado (CA-1).

Nota-se que ambas as grades não apresentam o fenômeno do bombeamento, pois o ângulo de incidência calculado está abaixo do ângulo de incidência de bombeamento para ambos os compressores, original e otimizado.

6.5.2. Análise do Compressor Axial (CA-2)

As Figuras 6.10 e 6.11 apresentam o canal do compressor axial e a distribuição do aumento da temperatura para cada estágio do compressor (CA-2).

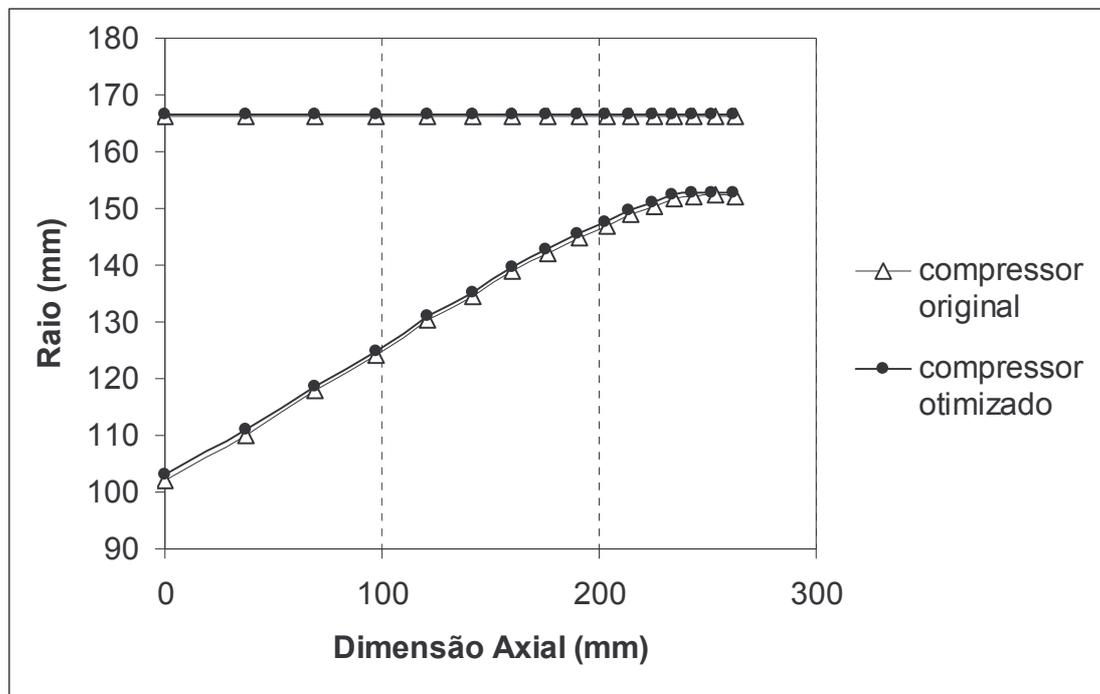


Figura 6.10 – Canal do compressor axial (CA-2).

Observa-se que as dimensões do canal se mantiveram praticamente constantes para ambos compressores, original e otimizado (Figura 6.10). Isso pode indicar que o peso do compressor otimizado praticamente não se alterou em relação ao original.

Devido à utilização do fator de distribuição de temperatura (Figura 6.11), os estágios críticos (frontais e finais) estão menos carregados do que os estágios intermediários.

As Figuras 6.12, 6.13, 6.14 e 6.15 apresentam uma comparação entre a relação espaçamento/corda (s/c) e o fator de difusão para o rotor e para o estator entre os compressores (CA-2) original e otimizado.

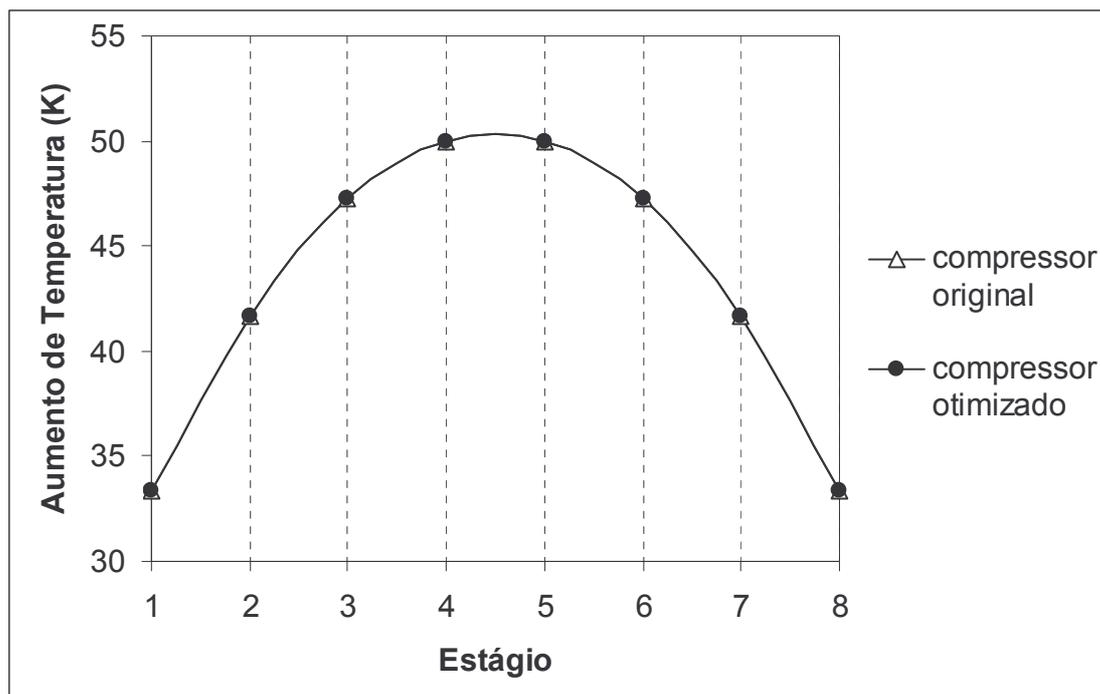


Figura 6.11 - Distribuição do aumento de temperatura ao longo do canal do compressor (CA-2)

Verifica-se, na Figura 6.12, um aumento do valor da relação espaçamento/corda em todos os rotores do compressor otimizado em relação ao compressor original. Como o fator de difusão é função da relação espaçamento/corda, observa-se o mesmo comportamento para o fator de difusão (Figura 6.13). Isso indica uma maior transformação de energia cinética ao fluido nestes rotores o que contribui para o aumento da eficiência do compressor otimizado.

Nota-se, na Figura 6.16, que os rotores de número 1 ao 4 (posições 1, 3, 5 e 7) do compressor otimizado apresentaram uma queda no nível das perdas quando comparado com o compressor original. O rotor 5 (posição 9) do compressor otimizado apresenta um nível de perda praticamente similar ao do compressor original. Tal comportamento faz sentido no que diz respeito ao ganho de eficiência obtido no compressor otimizado (4,12%), pois, qualquer aumento no nível de perdas nestes rotores comprometeriam este ganho.

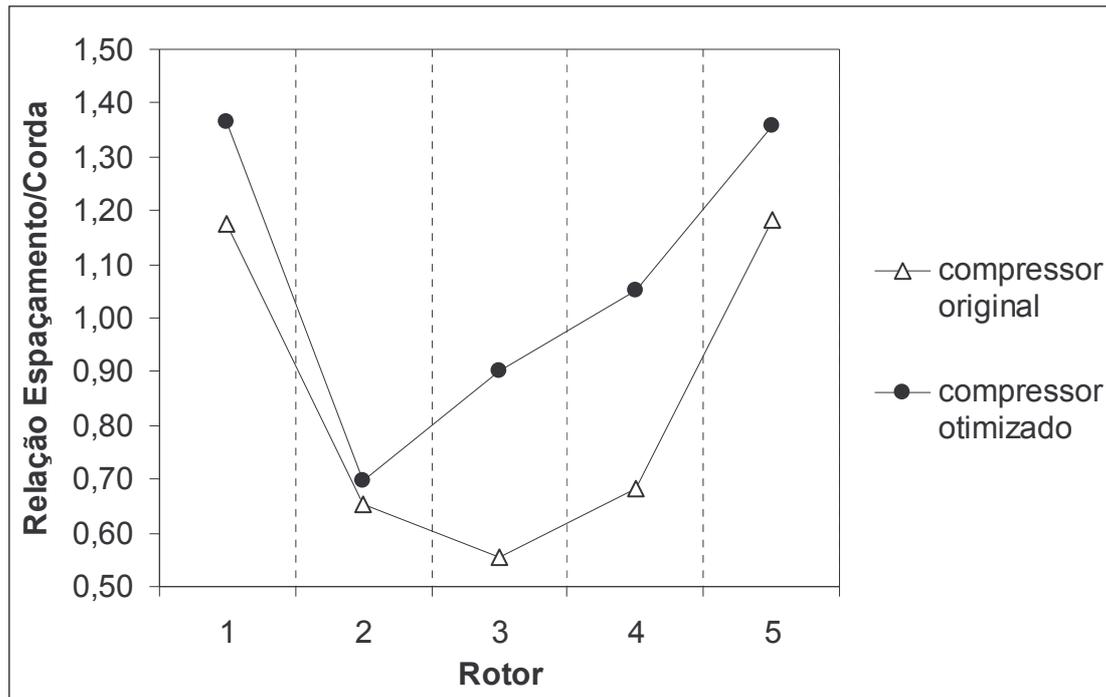


Figura 6.12 – Relação espaçamento/corda (rotor) do compressor (CA-2).

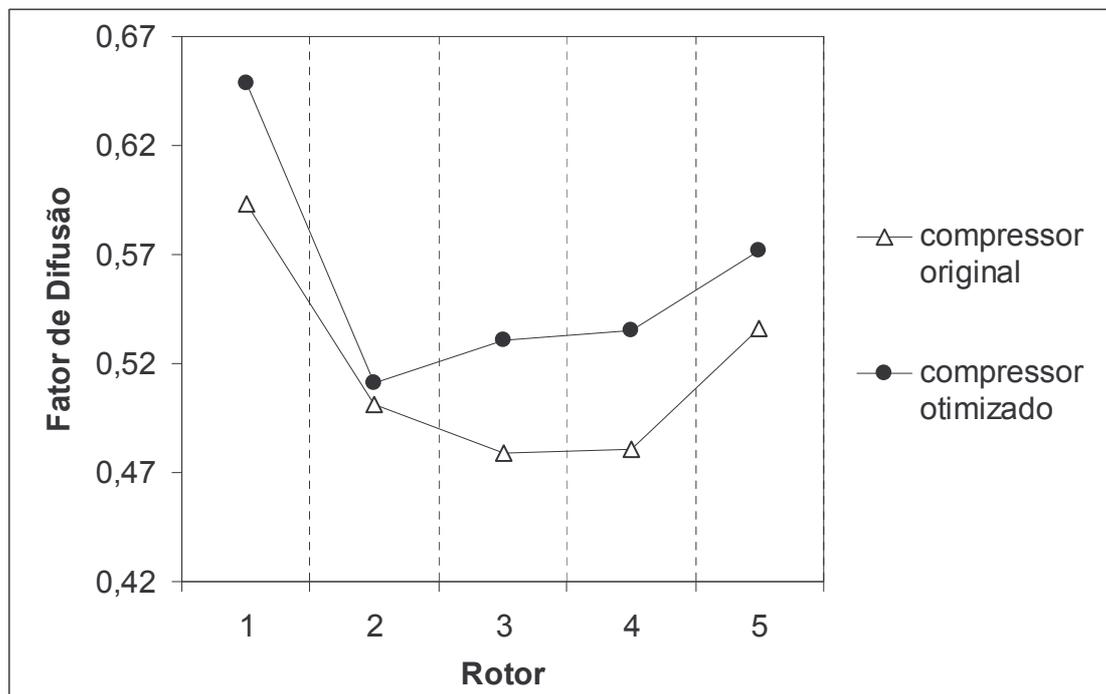


Figura 6.13 – Fator de difusão nominal (rotor) do compressor (CA-2).

Nos estatores do compressor otimizado (Figura 6.14) os valores da relação espaçamento/corda são maiores do que no compressor original o que gera maiores valores para o fator de difusão (Figura 6.15). Isso indica uma maior transformação da

energia cinética em energia de pressão nos estatores o que contribui para o aumento da eficiência do compressor otimizado.

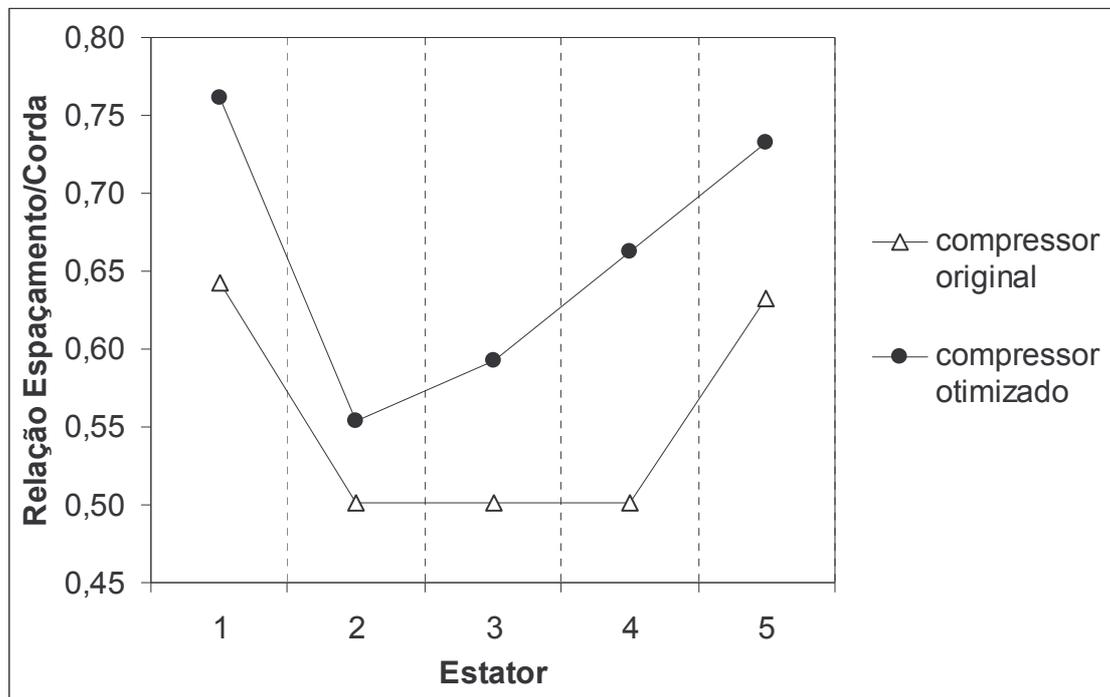


Figura 6.14 – Relação espaçamento/corda (estator) do compressor (CA-2).

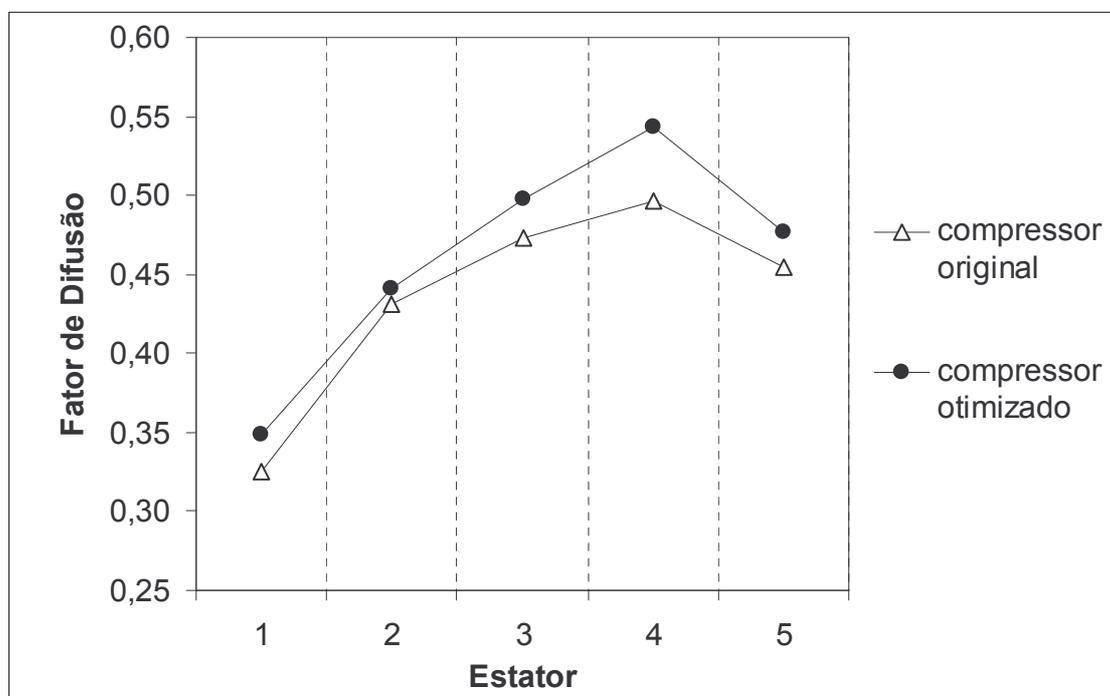


Figura 6.15 – Fator de difusão nominal (estator) do compressor (CA-2).

Nota-se, na Figura 6.16, que ocorreu uma queda no nível das perdas em praticamente todos os estatores (posições 2, 4, 6, 8 e 10). Assim como no caso dos rotores, este comportamento nos estatores faz sentido no que diz respeito ao ganho de eficiência obtido, pois, caso o nível das perdas se elevasse, o ganho de eficiência seria comprometido.

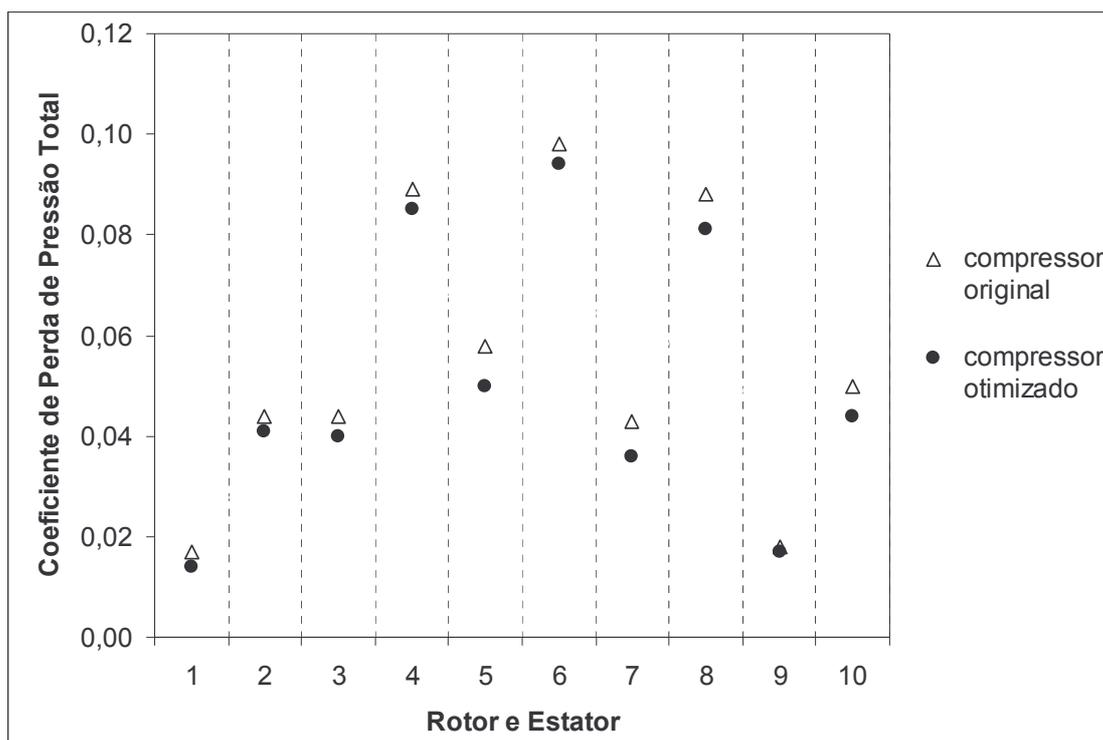


Figura 6.16 – Coeficiente de perda de pressão total do compressor (CA-2).

As Figuras 6.17 e 6.18 apresentam uma comparação entre os ângulos de incidência para ambos os compressores, original e otimizado. As incidências nominal, de bombeamento e de mínimas perdas foram calculadas de acordo com Tomita (2003).

Nota-se que ambas as grades não apresentam o fenômeno do bombeamento, pois o ângulo de incidência calculado está abaixo do ângulo de incidência de bombeamento para ambos os compressores, original e otimizado.

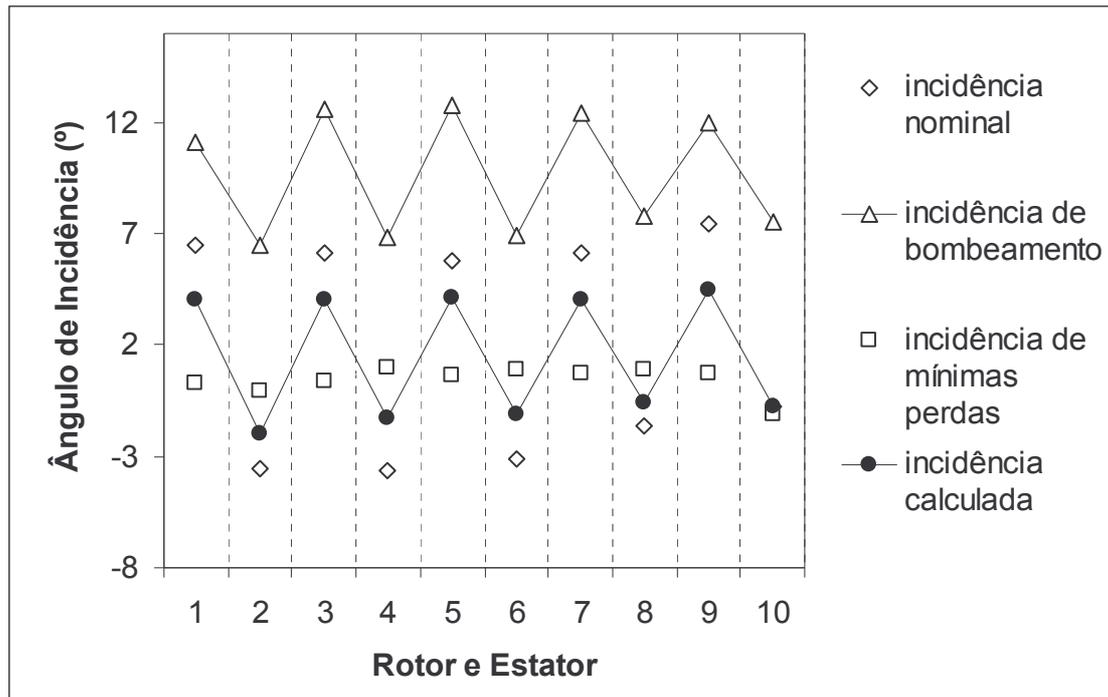


Figura 6.17 – Ângulos de incidência do compressor original (CA-2).

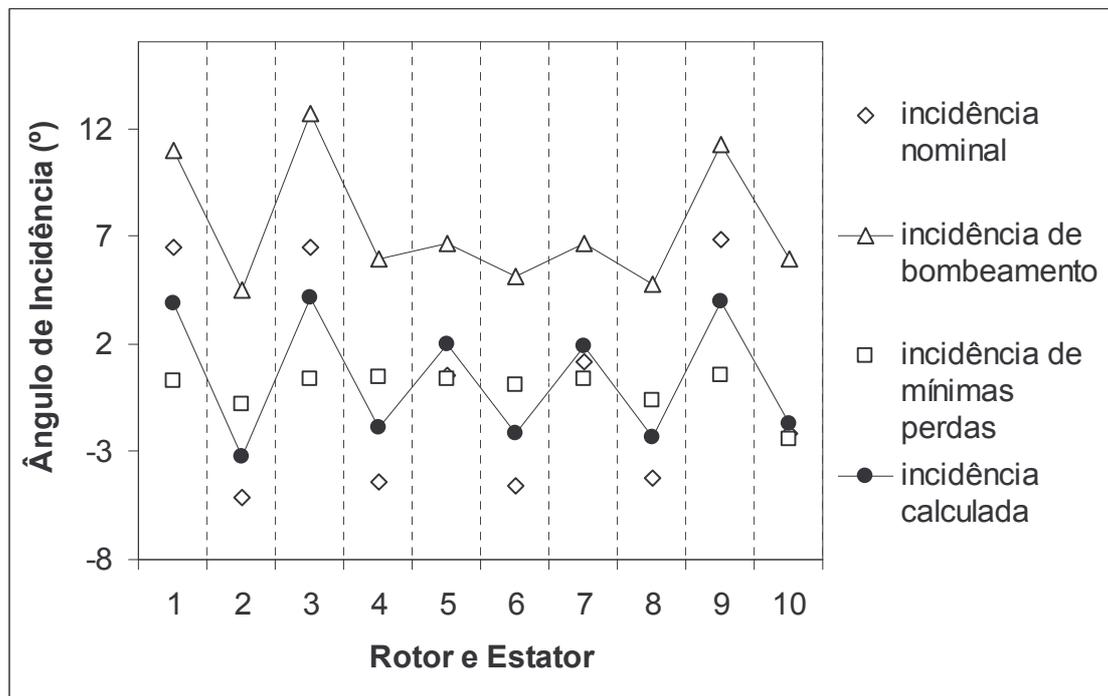


Figura 6.18 – Ângulos de incidência do compressor otimizado (CA-2).

6.5.3. Análise do Compressor Axial (CA-3)

As Figuras 6.19 e 6.20 apresentam o canal do compressor axial e a distribuição da diferença de temperatura de estagnação para cada estágio do compressor (CA-3).

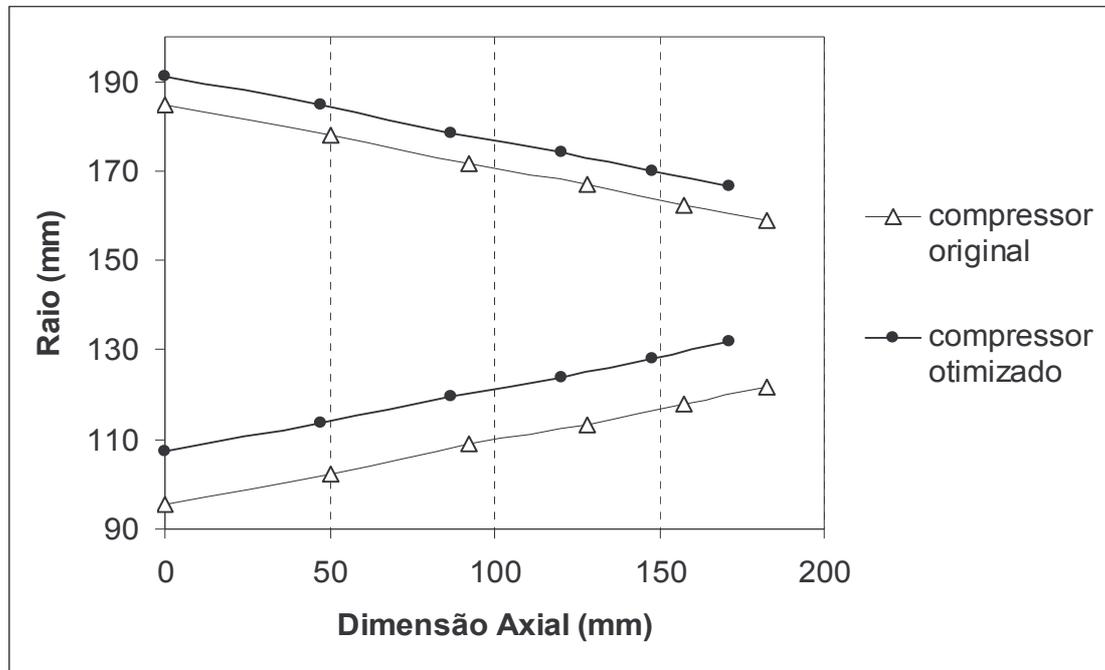


Figura 6.19 – Canal do compressor axial (CA-3).

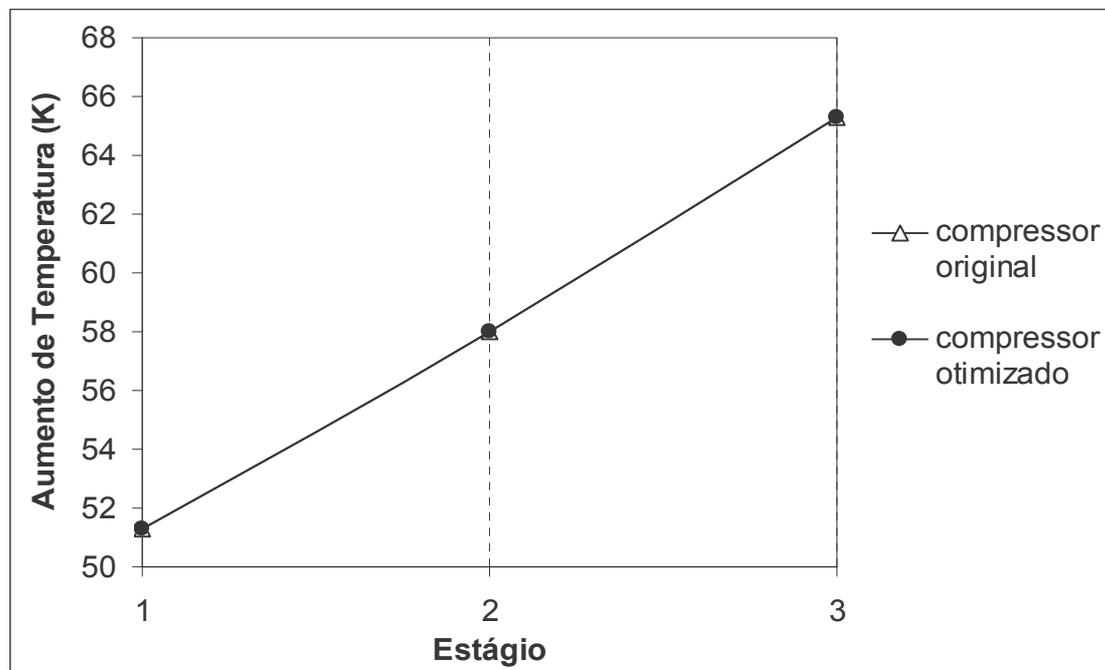


Figura 6.20 – Distribuição da diferença de temperatura de estagnação ao longo do canal do compressor (CA-3).

Observa-se, na Figura 6.19, que as dimensões do canal do compressor otimizado se alterou em relação ao compressor original. Verifica-se um aumento nos raios do compressor otimizado (interno e externo) e uma pequena redução na sua dimensão axial. Isto pode indicar que se houver um aumento do peso do compressor otimizado, esta pode não ser tão significativa.

Devido à forma do canal deste compressor (diâmetro médio constante - CMD), a distribuição da diferença do aumento da temperatura de estagnação se comporta conforme observa-se na Figura 6.20.

As Figuras 6.21, 6.22, 6.23 e 6.24 apresentam uma comparação entre a relação espaçamento/corda (s/c) e o fator de difusão para o rotor e para o estator entre os compressores (CA-3) original e otimizado.

Verifica-se, na Figura 6.21, um aumento do valor da relação espaçamento/corda em todos os rotores do compressor otimizado em relação ao compressor original. Como o fator de difusão é função da relação espaçamento/corda, observa-se o mesmo comportamento para o fator de difusão (Figura 6.22). Isso indica uma maior transformação de energia cinética ao fluido nestes rotores o que contribui para o aumento da eficiência do compressor otimizado.

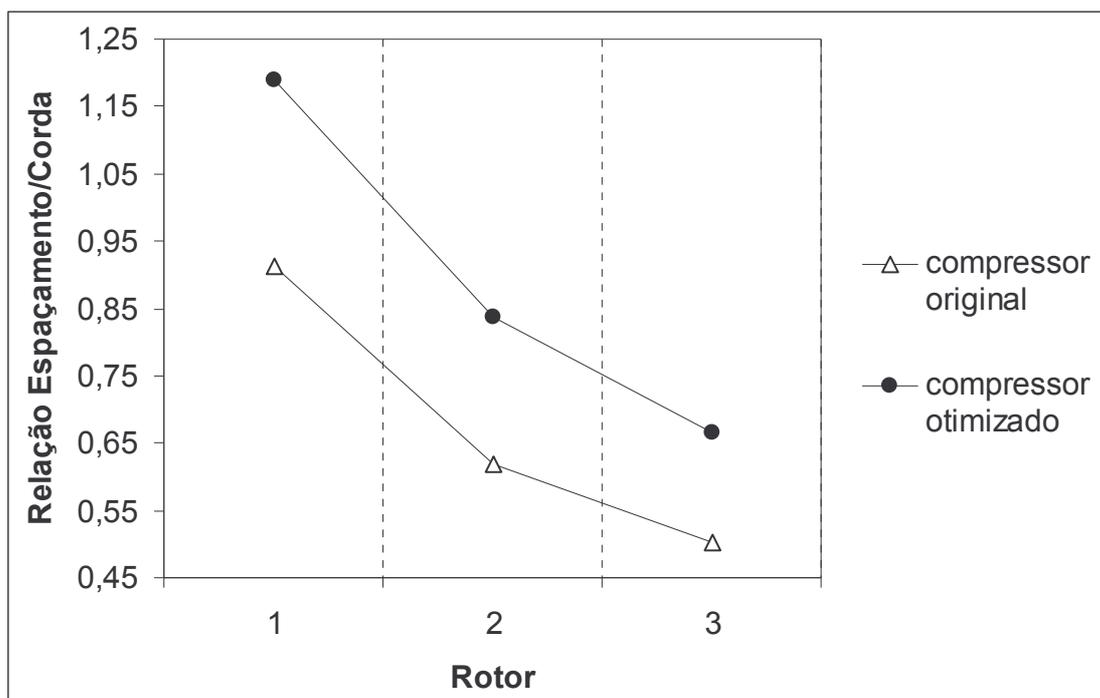


Figura 6.21 – Relação espaçamento/corda (rotor) do compressor (CA-3).

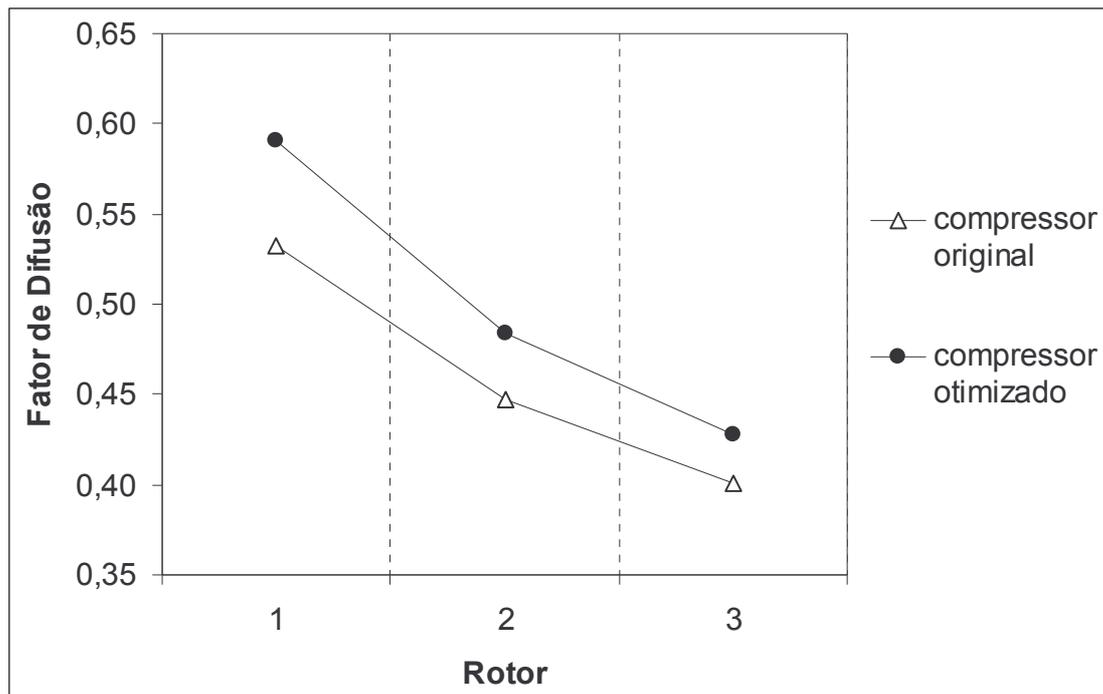


Figura 6.22 – Fator de difusão nominal (rotor) do compressor (CA-3).

Nota-se, na Figura 6.25, que os rotores 1, 2 e 3 (posições 1, 3 e 5) do compressor otimizado apresentaram uma pequena queda no nível das perdas de pressão quando comparado com o compressor original. Este comportamento faz sentido no que diz respeito ao ganho de eficiência obtido no compressor otimizado (4,06%), pois, qualquer aumento no nível das perdas de pressão nestes rotores comprometeria este ganho.

Nos estatores do compressor otimizado (Figura 6.23) os valores da relação espaçamento/corda são maiores do que no compressor original o que gera maiores valores para o fator de difusão (Figura 6.24). Isso indica uma maior transformação da energia cinética em energia de pressão nos estatores o que contribui para o aumento da eficiência do compressor otimizado.

Nota-se, na Figura 6.25, que o nível das perdas de pressão dos estatores 2 e 3 (posições 4 e 6) do compressor otimizado se manteve praticamente similar ao do compressor original. Nota-se também, um aumento apenas marginal no estator 1 (posição 2) o qual se pode considerar não significativo. Assim como no caso dos rotores, este comportamento nos estatores faz sentido no que diz respeito ao ganho de eficiência obtido, pois, caso o nível das perdas se elevasse, o ganho de eficiência seria comprometido.

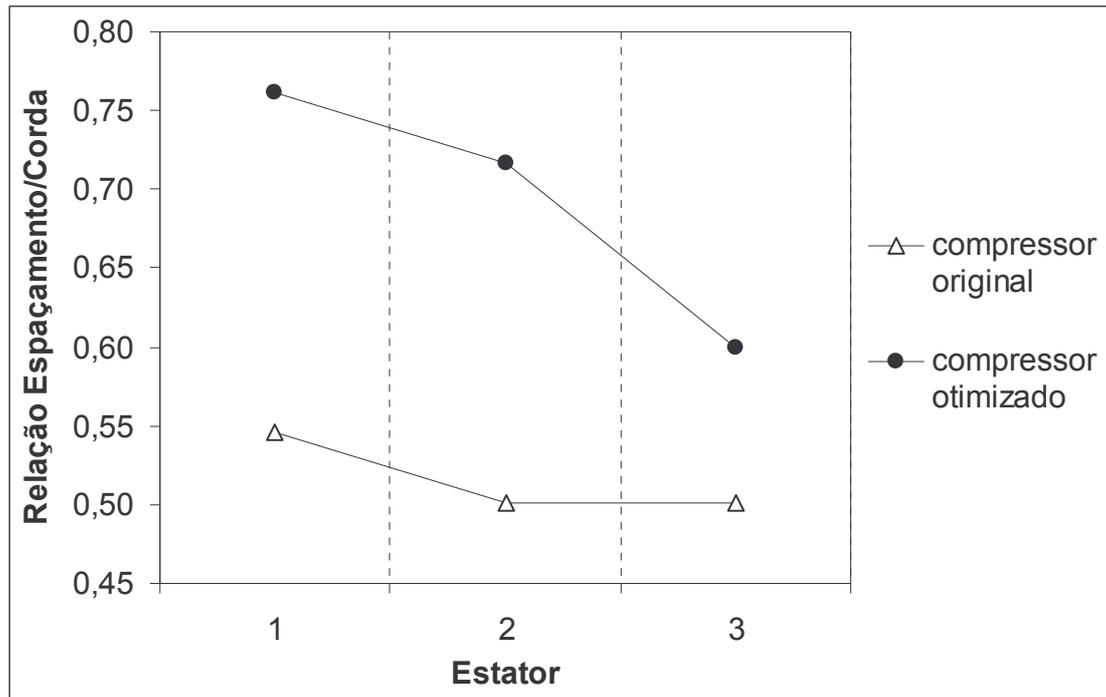


Figura 6.23 – Relação espaçamento/corda (estator) do compressor (CA-3).

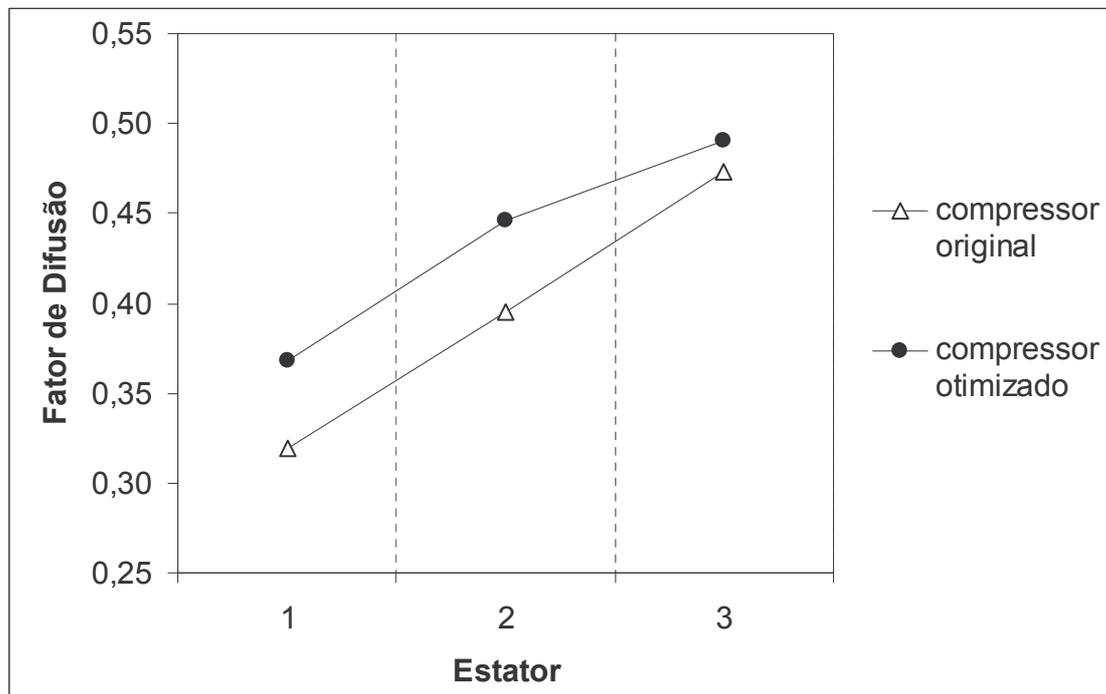


Figura 6.24 – Fator de difusão nominal (estator) do compressor (CA-3).

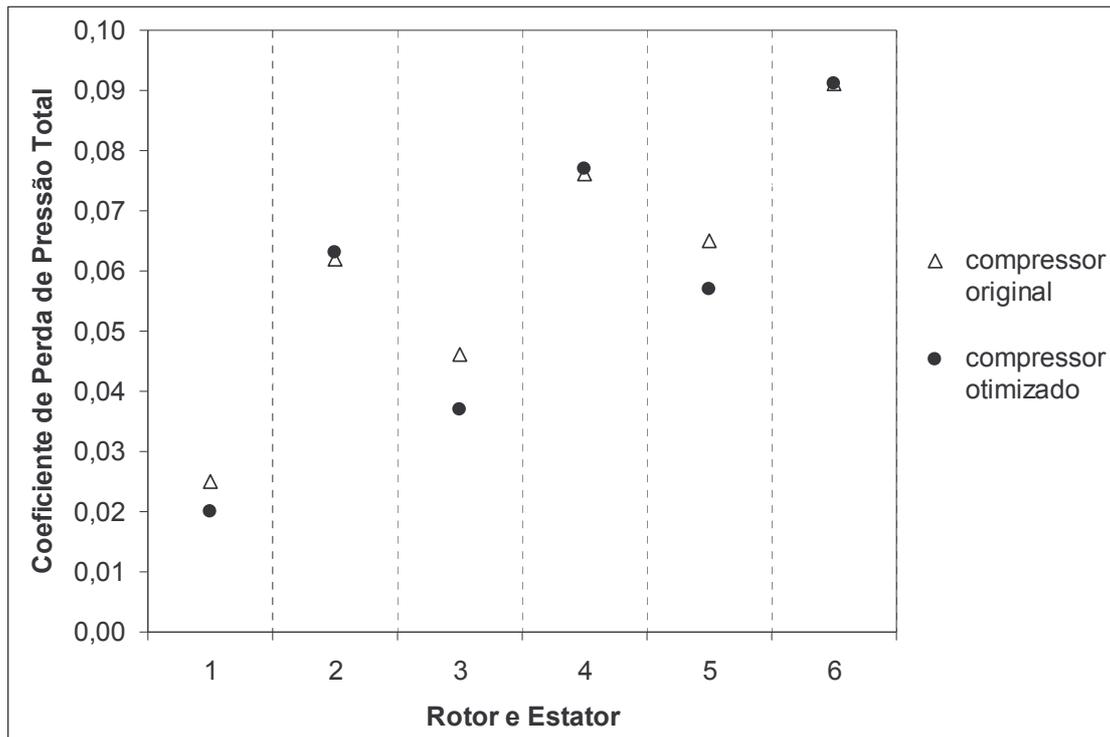


Figura 6.25 – Coeficiente de perda de pressão total do compressor (CA-3).

As Figuras 6.26 e 6.27 apresentam uma comparação entre os ângulos de incidência para ambos os compressores, original e otimizado. As incidências nominal, de bombeamento e de mínimas perdas foram calculadas de acordo com Tomita (2003).

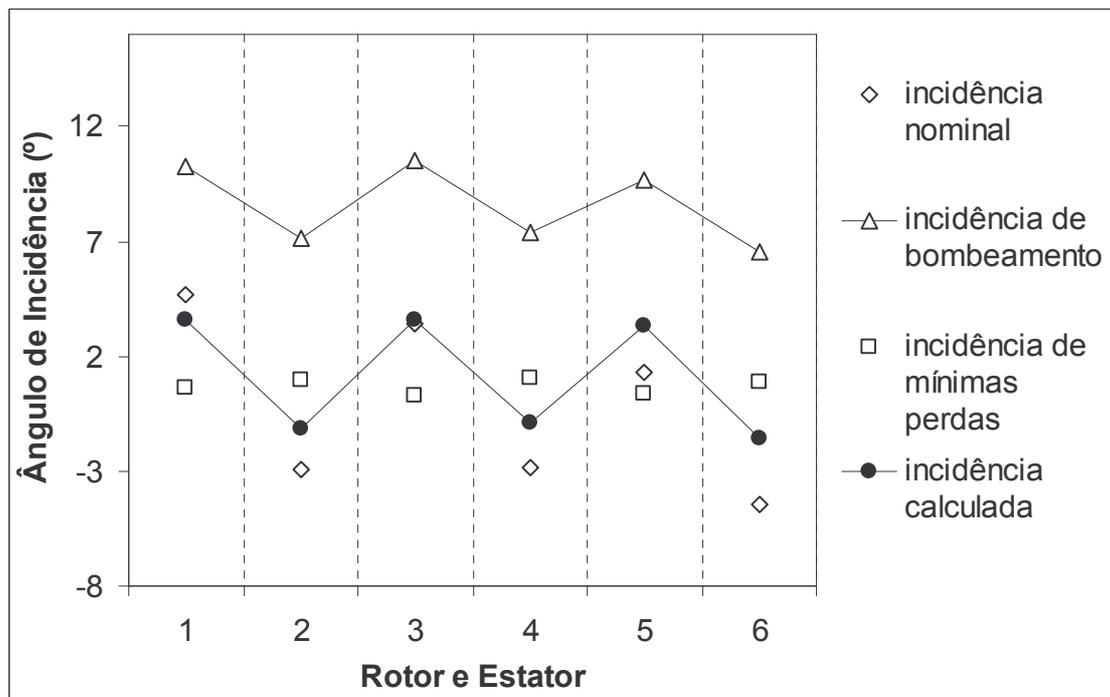


Figura 6.26 – Ângulos de incidência do compressor original (CA-3).

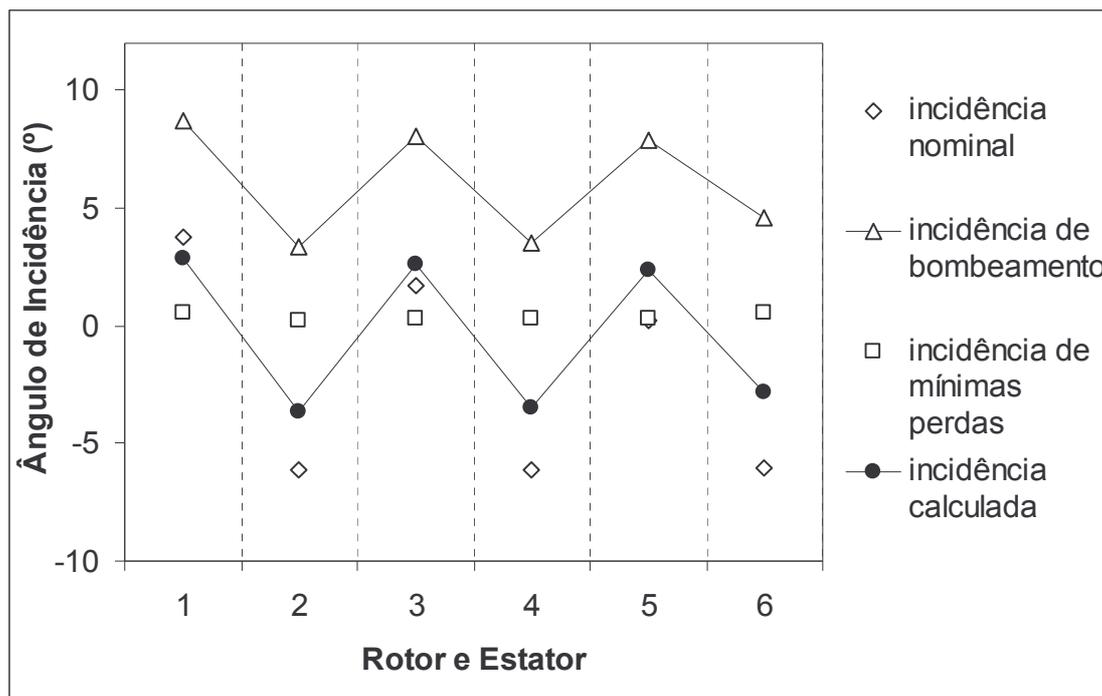


Figura 6.27 – Ângulos de incidência do compressor otimizado (CA-3).

Nota-se que ambas as grades não apresentam o fenômeno do bombeamento, pois o ângulo de incidência calculado está abaixo do ângulo de incidência de bombeamento para ambos os compressores, original e otimizado.

6.5.4. Análise do Compressor Axial (CA-4)

As Figuras 6.28 e 6.29 apresentam o canal do compressor axial e a distribuição da diferença de temperatura de estagnação para cada estágio do compressor (CA-4).

Observa-se na Figura 6.28 que as dimensões do canal se mantiveram praticamente constantes para ambos os compressores, original e otimizado. Isso pode indicar que o peso do compressor otimizado praticamente não se alterou em relação ao original.

Devido à utilização do fator de distribuição da temperatura de estagnação, (Figura 6.29) os estágios críticos (frontais e finais) estão menos carregados do que os estágios intermediários.

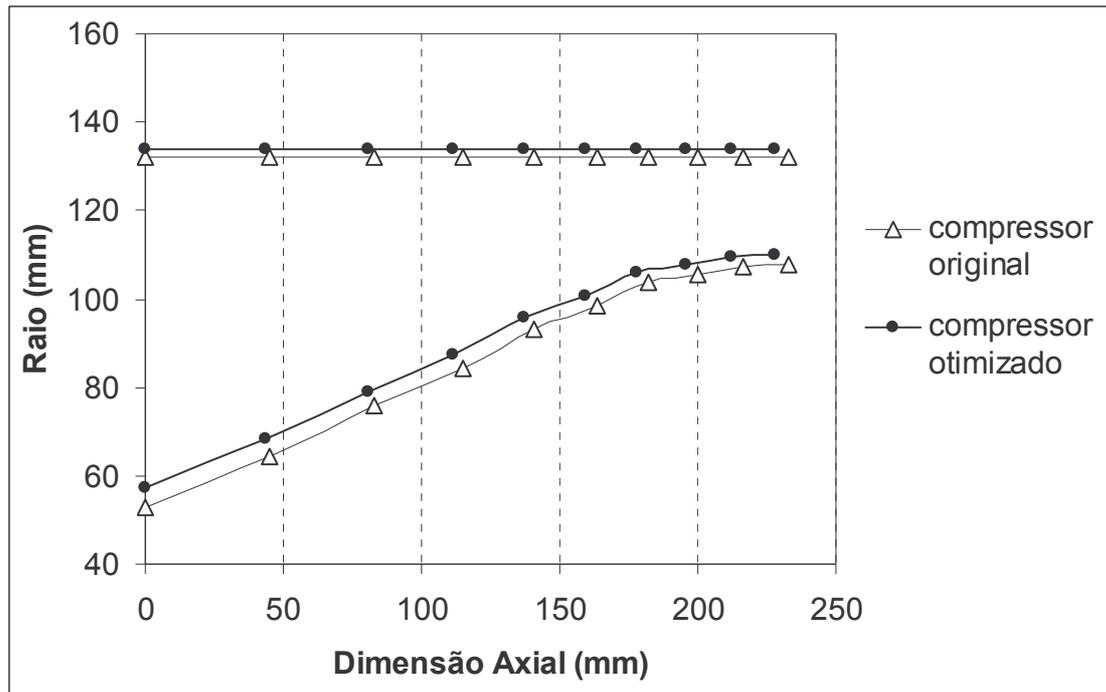


Figura 6.28 – Canal do compressor axial (CA-4).

As Figuras 6.30, 6.31, 6.32 e 6.33 apresentam uma comparação entre a relação espaçamento/corda (s/c) e o fator de difusão para o rotor e para o estator entre os compressores (CA-4) original e otimizado.

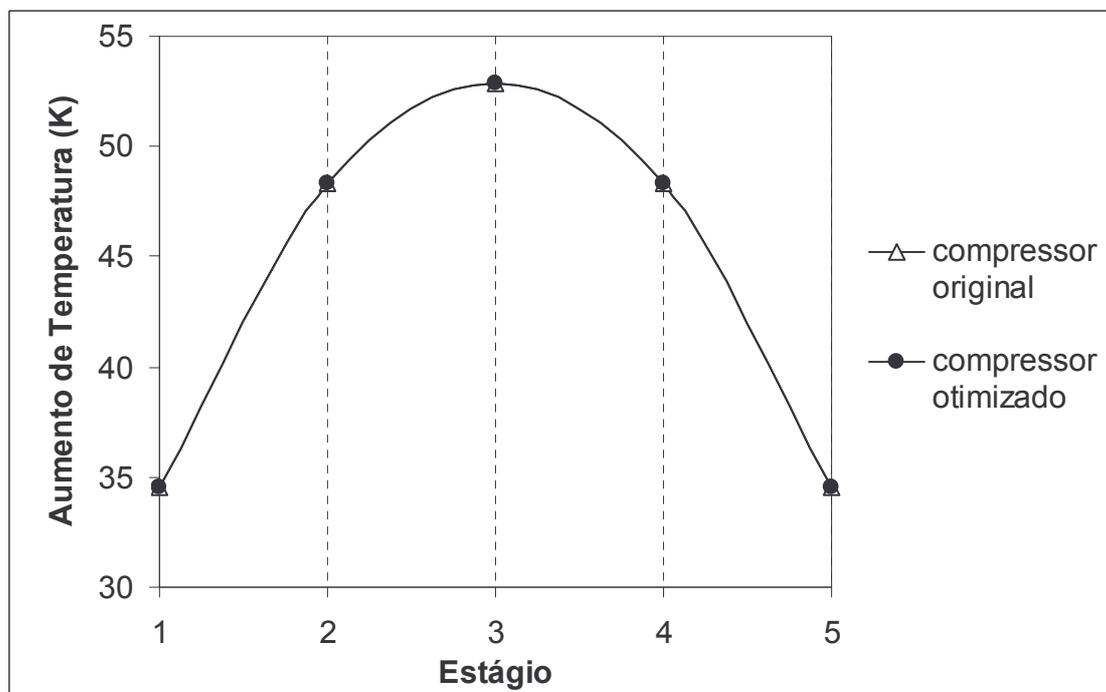


Figura 6.29 - Distribuição da diferença de temperatura de estagnação ao longo do canal do compressor (CA-4).

Verifica-se, na Figura 6.30, um aumento do valor da relação espaçamento/corda em todos os rotores do compressor otimizado em relação ao compressor original. Como o fator de difusão é função da relação espaçamento/corda, observa-se o mesmo comportamento para o fator de difusão (Figura 6.31). Isso indica uma maior transformação de energia cinética ao fluido nestes rotores o que contribui para o aumento da eficiência do compressor otimizado.

Nota-se, na Figura 6.34, que o nível das perdas dos rotores 1, 2, 3 e 5 (posições 1, 3, 5 e 9) do compressor otimizado se manteve praticamente similar ao do compressor original. Uma queda um pouco maior é observada no rotor 4 (posição 7). Este comportamento faz sentido no que diz respeito ao ganho de eficiência obtido no compressor otimizado (2,34%), pois, qualquer aumento no nível das perdas de pressão nestes rotores comprometeria este ganho.

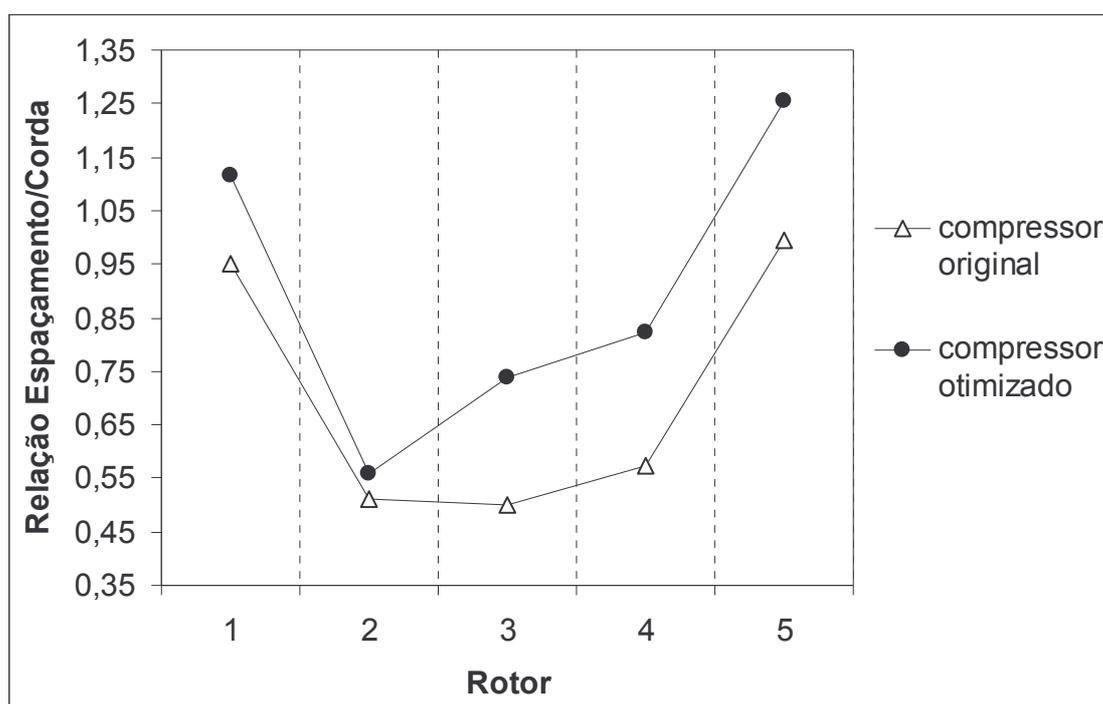


Figura 6.30 – Relação espaçamento/corda (Rotor) do compressor (CA-4).

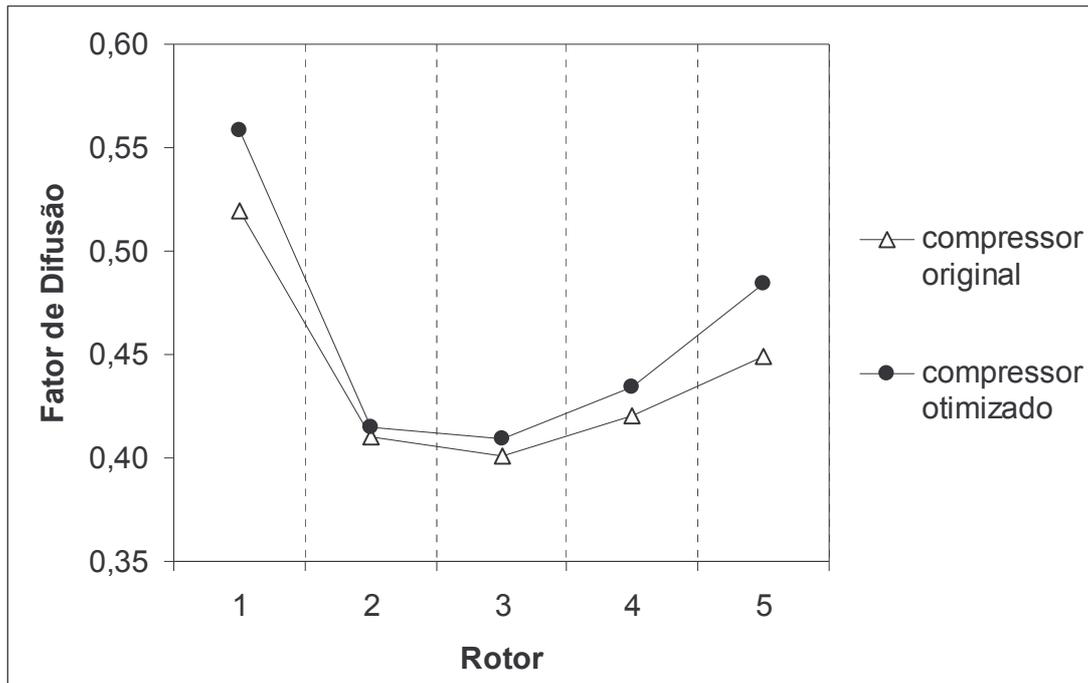


Figura 6.31 – Fator de difusão nominal (Rotor) do compressor (CA-4).

Nos estatores do compressor otimizado (Figura 6.32) os valores da relação espaçamento/corda são maiores do que no compressor original o que gera maiores valores para o fator de difusão (Figura 6.33). Isso indica uma maior transformação da energia cinética em energia de pressão nos estatores o que contribui para o aumento da eficiência do compressor otimizado.

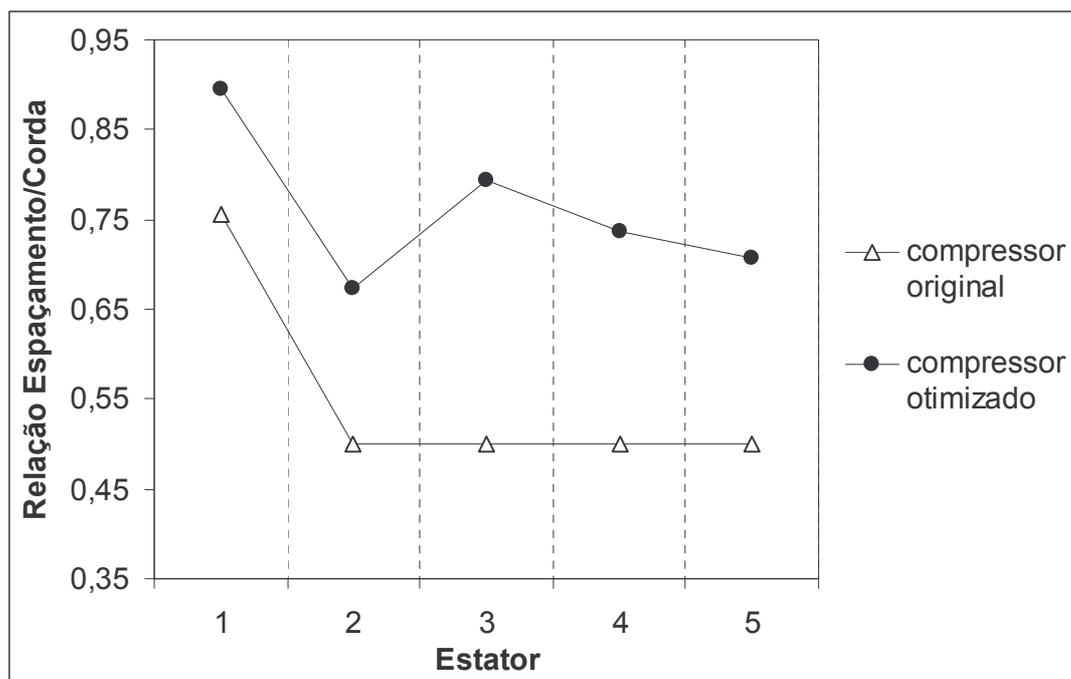


Figura 6.32 – Relação espaçamento/corda (estator) do compressor (CA-4).

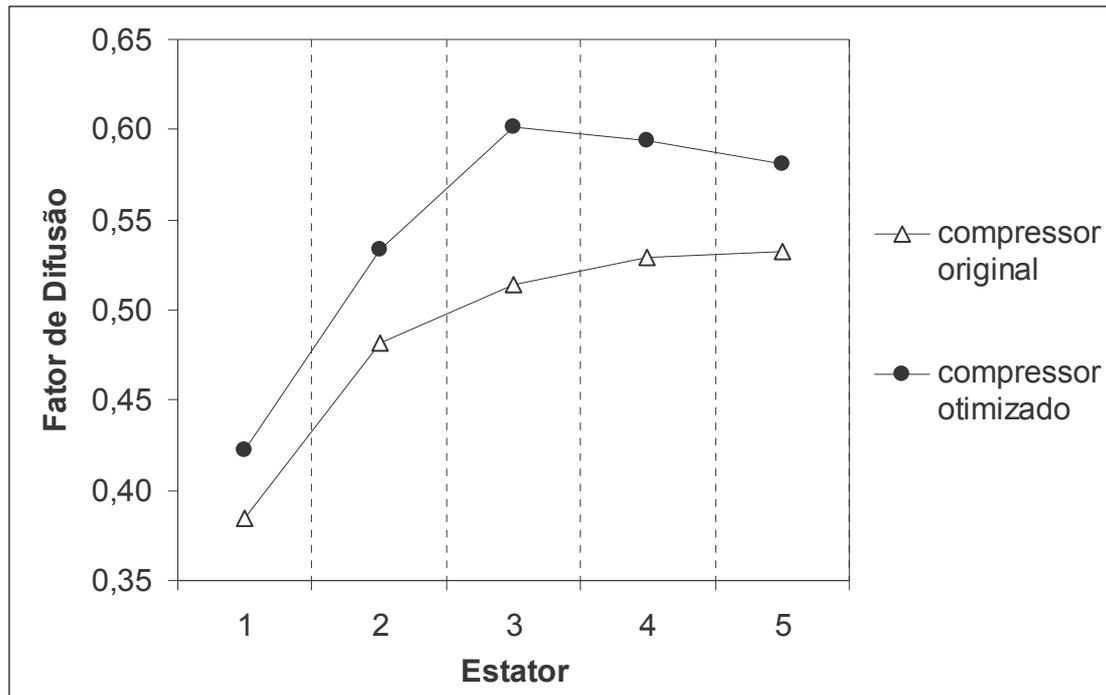


Figura 6.33 – Fator de difusão nominal (estator) do compressor (CA-4).

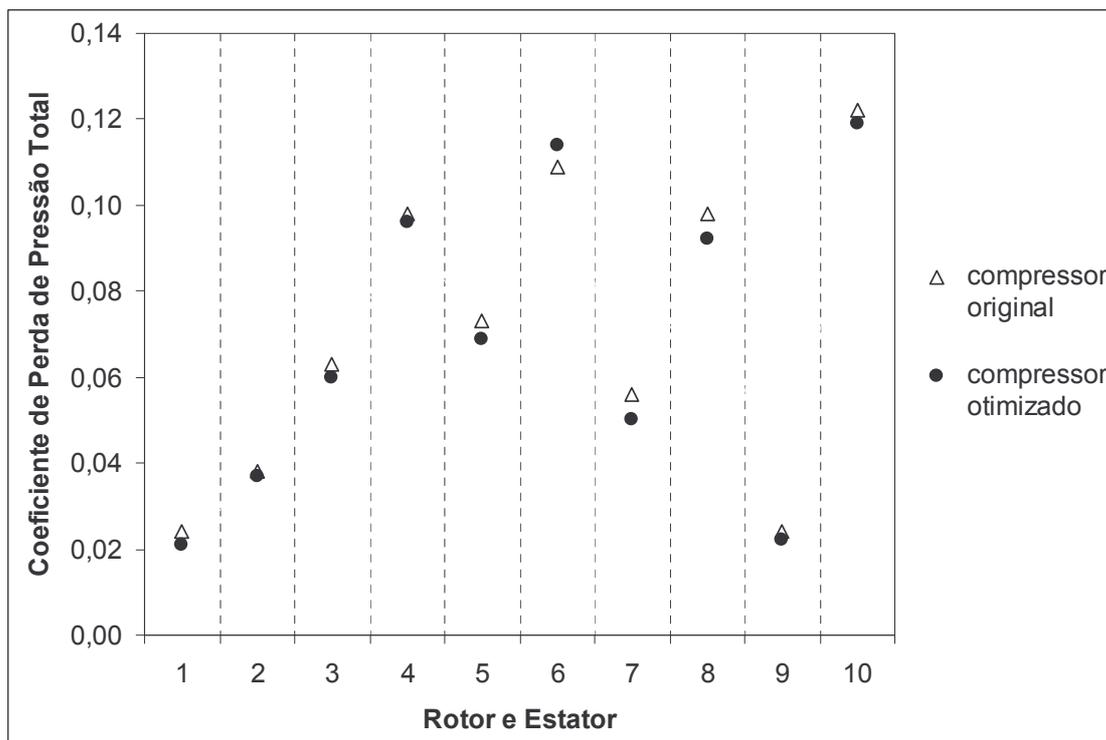


Figura 6.34 - Coeficiente de perda de pressão total do compressor (CA-4).

Nota-se, na Figura 6.34, que o nível das perdas nos estatores 1, 2 e 5 (posições 2, 4 e 10) do compressor otimizado se manteve praticamente similar ao do compressor

original. Ocorre um pequeno aumento no nível das perdas de pressão no estator 3 (posição 6) e uma pequena queda da mesma no estator 4 (posição 8), o que pode se considerar que nestes estatores em questão ocorreu uma compensação das perdas. Assim, como no caso dos rotores, este comportamento nos estatores faz sentido no que diz respeito ao ganho de eficiência obtido, pois, caso o nível das perdas se elevasse, o ganho de eficiência seria comprometido.

As Figuras 6.35 e 6.36 apresentam uma comparação entre os ângulos de incidência para ambos os compressores, original e otimizado. As incidências nominal, de bombeamento e de mínimas perdas foram calculadas de acordo com Tomita (2003).

Nota-se que ambas as grades não apresentam o fenômeno do bombeamento, pois o ângulo de incidência calculado está abaixo do ângulo de incidência de bombeamento para ambos os compressores, original e otimizado.

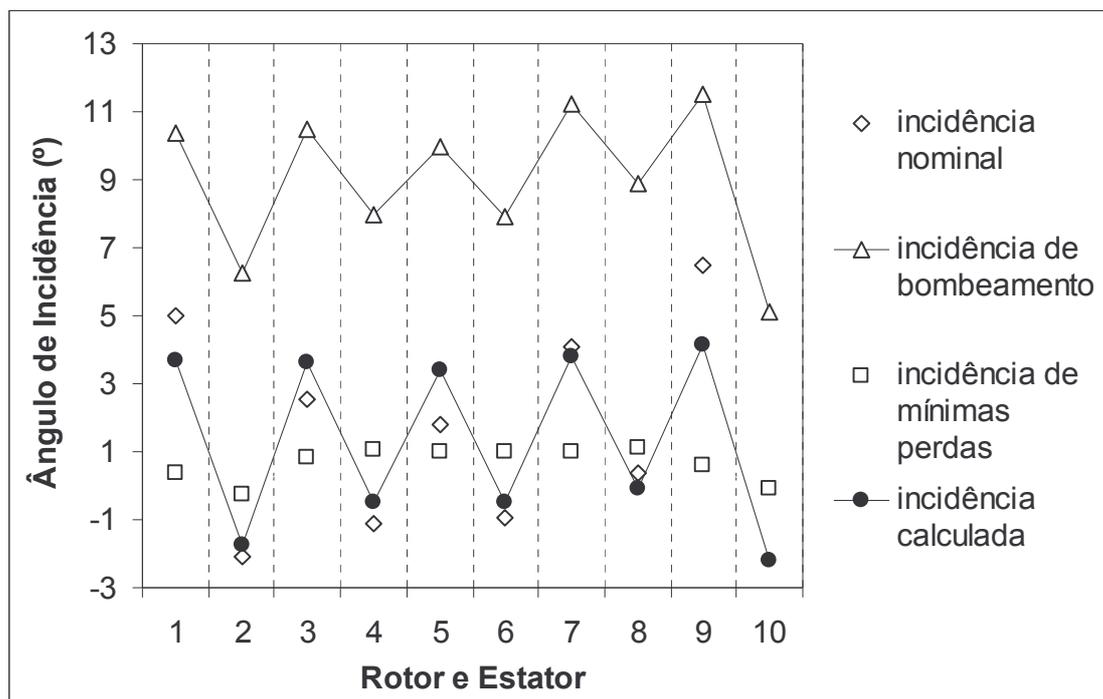


Figura 6.35 - Ângulos de incidência do compressor original (CA-4).

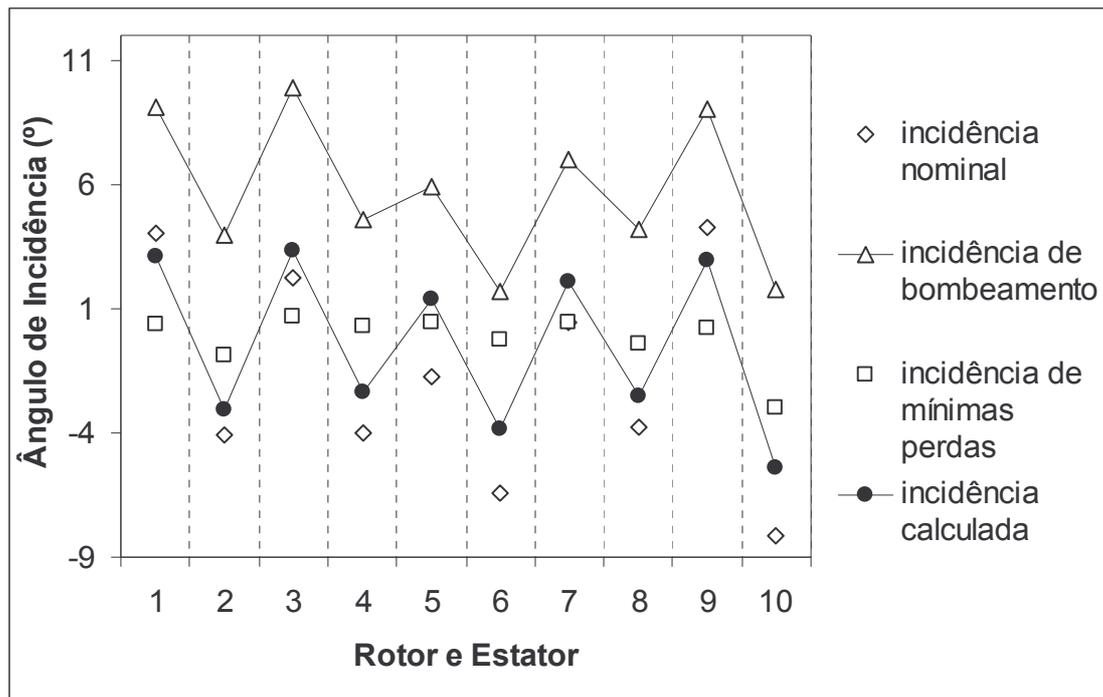


Figura 6.36 - Ângulos de incidência do compressor otimizado (CA-4).

6.6. EFICIÊNCIA E RELAÇÃO DE PRESSÃO

As Figuras 6.37 à 6.43 mostram o aumento da eficiência e um aumento em menor ou maior grau da relação de pressão com um aumento da vazão em massa corrigida no ponto de projeto (indicado por setas) para rotação nominal constante nos quatro casos estudados. Ou seja, havia espaço para que os parâmetros geométricos e aerodinâmicos se modificassem de forma a aumentar a eficiência do compressor sem que se comprometesse a sua estabilidade.

Desta forma, o projetista tem a possibilidade de trabalhar com vários cenários, partindo de valores de projeto para a vazão em massa e para a relação de pressão até os valores otimizados (ótimos) de forma a adequar o compressor a ser projetado com os outros componentes da turbina a gás como a câmara de combustão e a turbina propriamente dita.

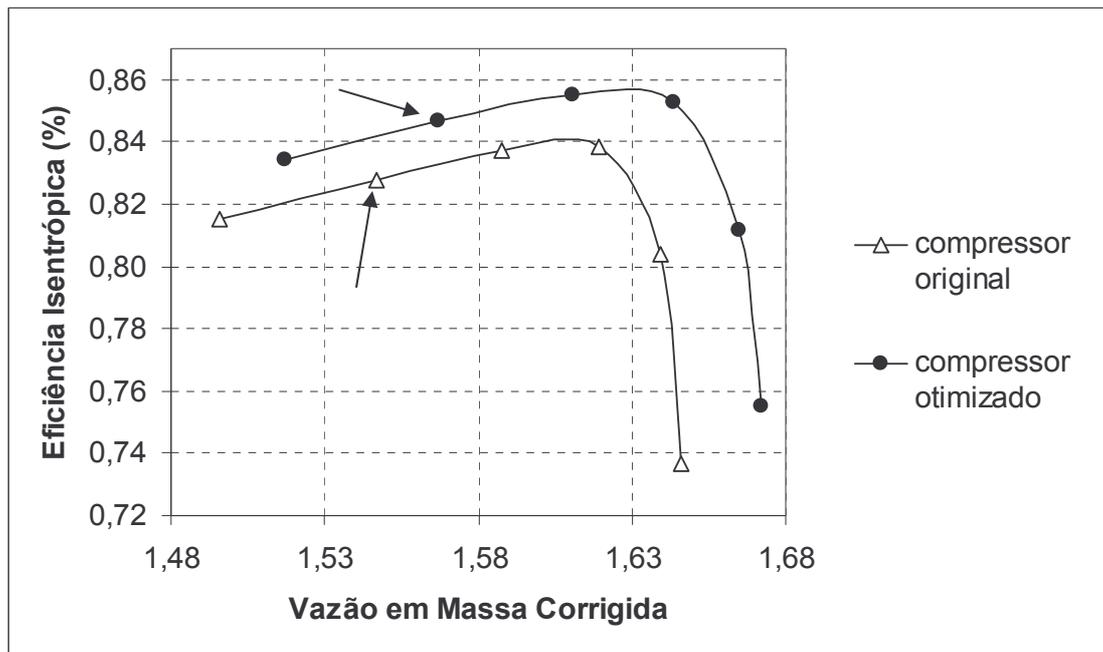


Figura 6.37 - Comparação entre as eficiências isentrópicas (CA-1).

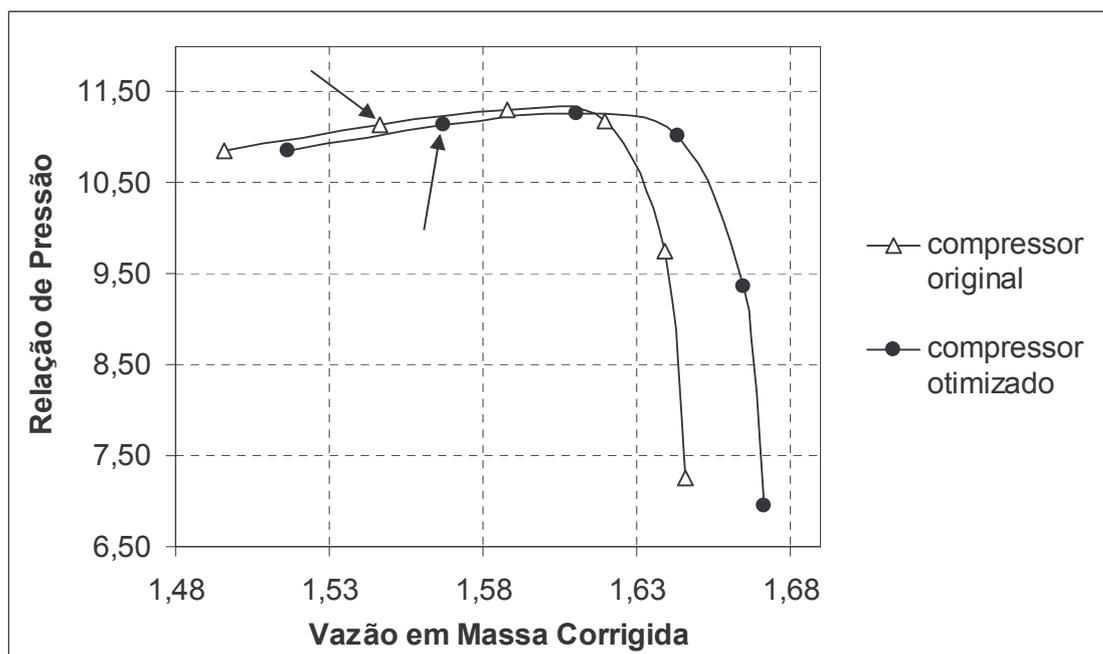


Figura 6.38 – Comparação entre as relações de pressão (CA-1).

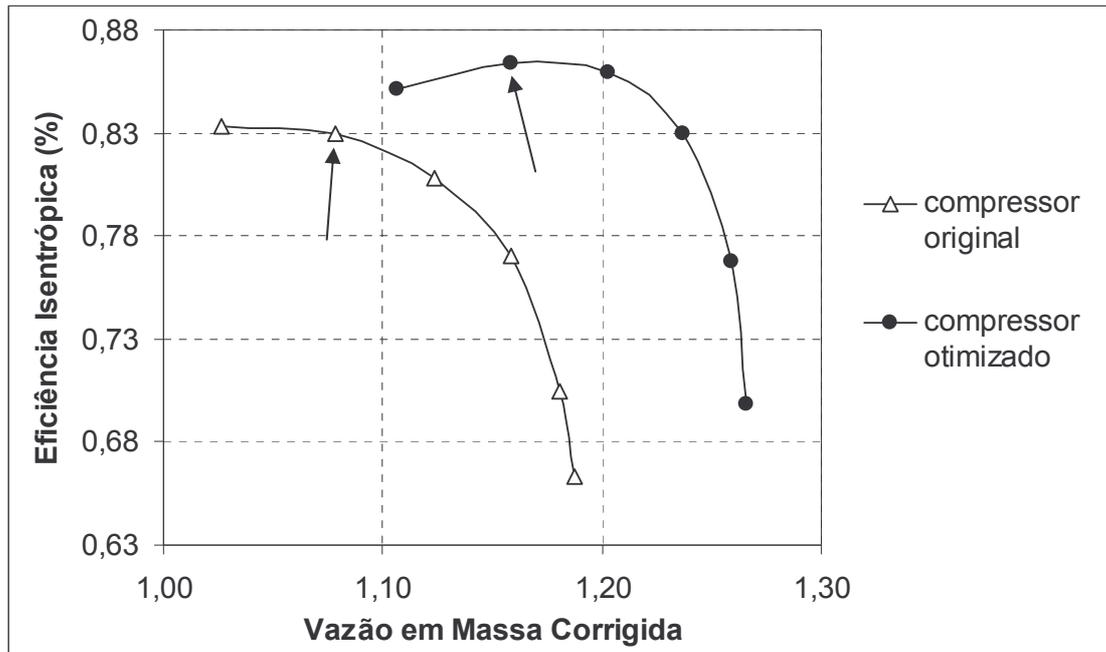


Figura 6.39 – Comparação entre as eficiências isentrópicas (CA-2).

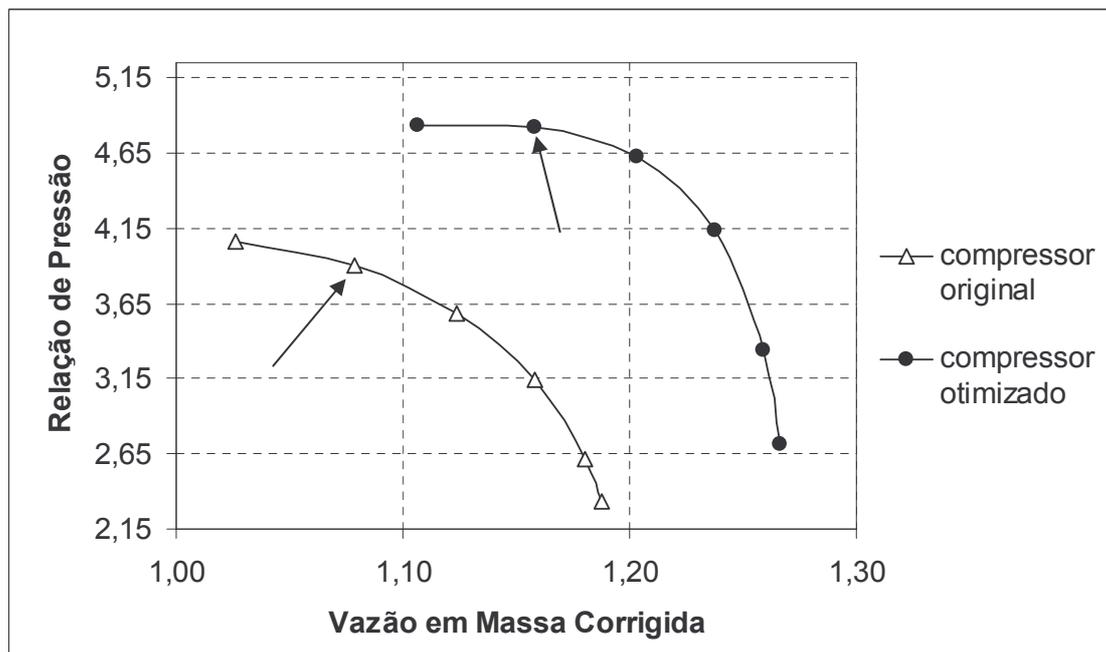


Figura 6.40 – Comparação entre as relações de pressão (CA-2).

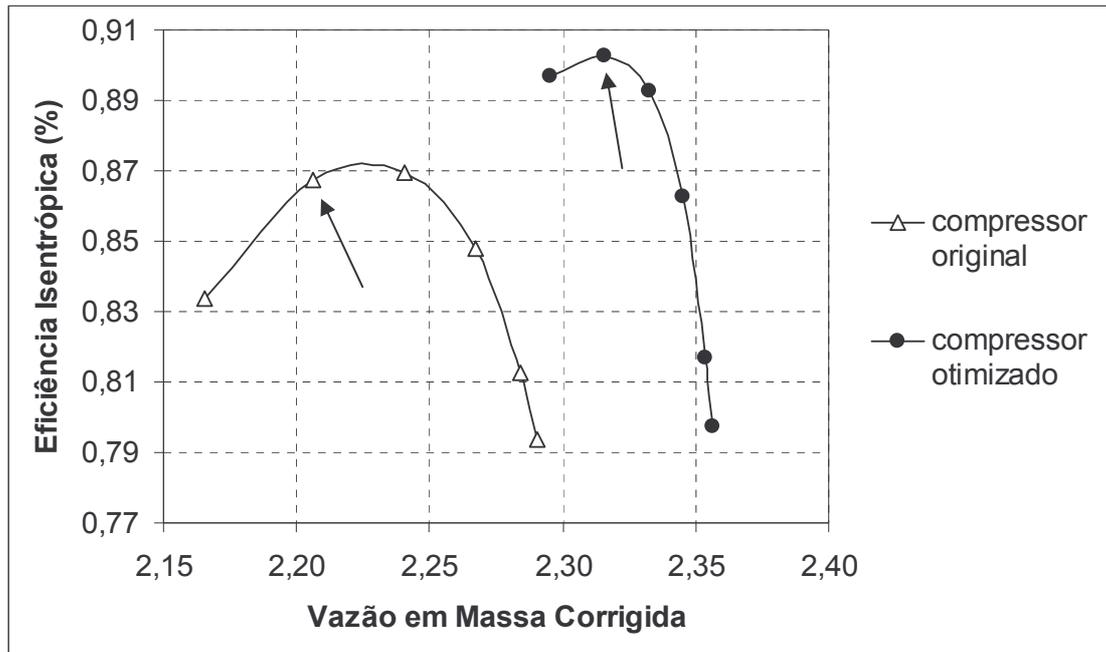


Figura 6. 41 – Comparação entre as eficiências isentrópicas (CA-3).

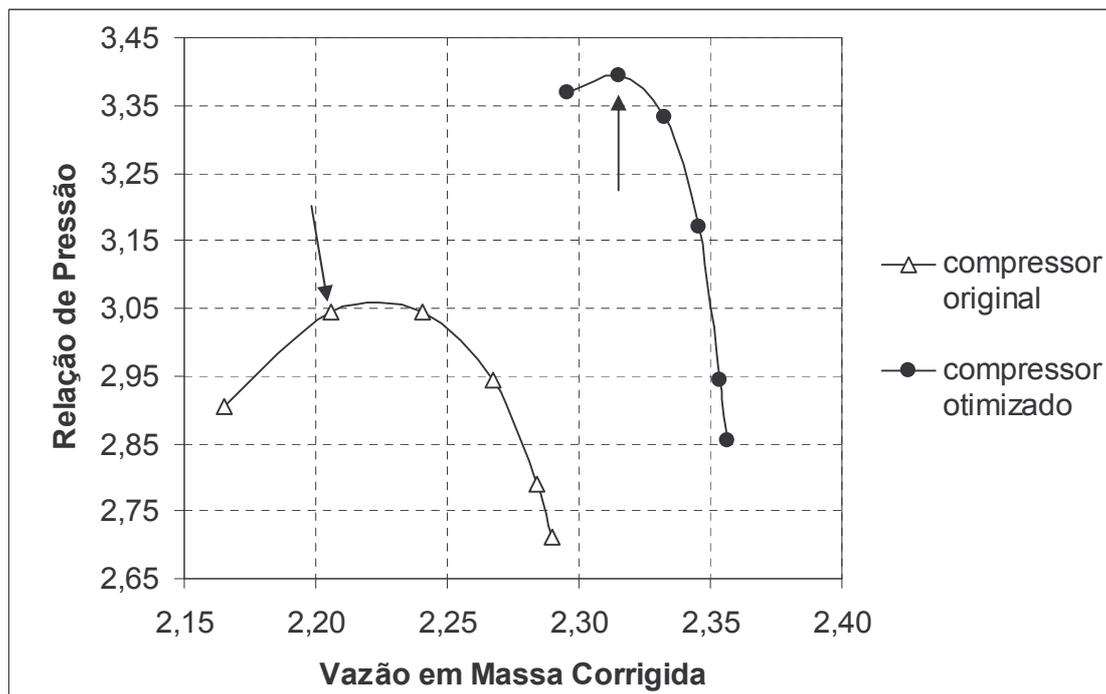


Figura 6. 42 - Comparação entre as relações de pressão (CA-3).

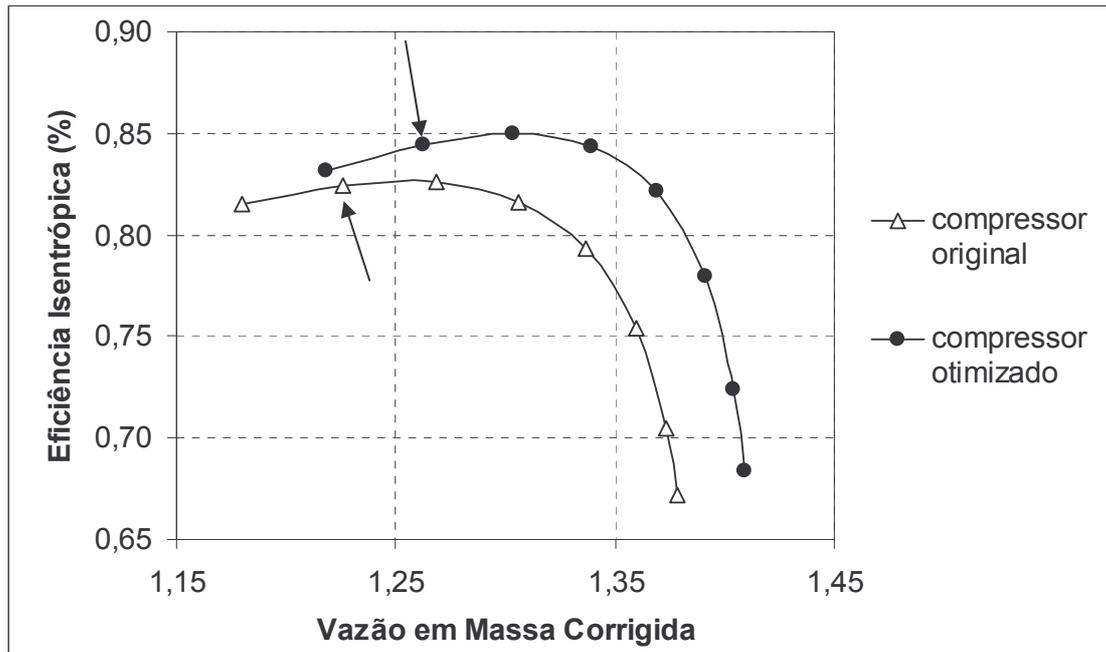


Figura 6. 43 – Comparação entre as eficiências isentrópicas (CA-4).

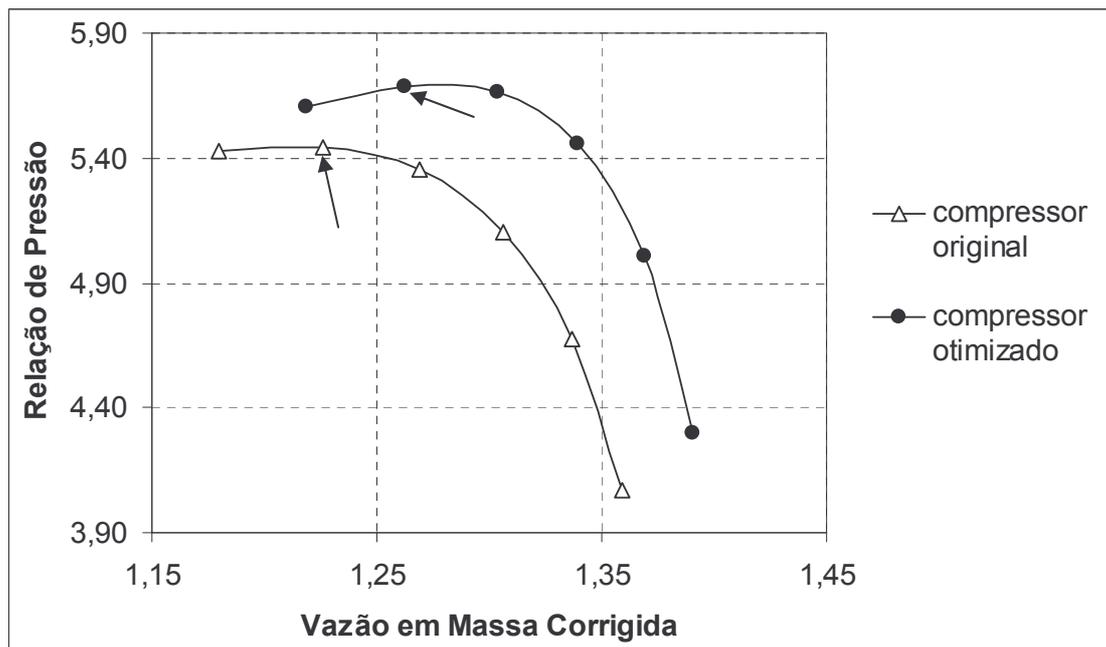


Figura 6. 44 – Comparação entre as relações de pressão (CA-4).

Capítulo 7.

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1. CONCLUSÃO

Como descrito no início deste trabalho, os fabricantes de turbinas a gás aeronáuticas estão constantemente competindo entre si para produzir o equipamento que seja sempre o mais eficiente, com o maior empuxo e o mais leve possível. Os projetos que estão sendo desenvolvidos nos EUA e na Europa ilustram claramente essa necessidade.

Basicamente, a pesquisa e o desenvolvimento de cada componente da turbina a gás deve ser realizada de forma a buscar constantemente uma elevada eficiência, maior potência de saída e menor peso. Essa busca passa obrigatoriamente pela necessidade de se aumentar a eficiência do compressor axial, ou seja, melhorar o projeto das pás do compressor que é um dos pontos fundamentais para atingir tal objetivo.

A utilização do algoritmo de otimização nesta tese se deve ao fato de o mesmo ser uma ferramenta poderosa quando se deseja atingir o objetivo de maximizar a eficiência do compressor axial sem comprometer a sua operação (estabilidade).

Desta forma, o algoritmo de otimização (Programação Seqüencial Quadrática - PSQ) utilizado nesta tese, teve o objetivo de maximizar a eficiência do compressor

axial no ponto de projeto, levando-se em conta seus principais parâmetros geométricos (relação de diâmetros raiz/ponta da pá, relação espaçamento/corda e altura mínima da pá), restringindo sua vazão em massa e relação de pressão (dados de projeto), mantendo a sua estabilidade operacional através da restrição de um dos seus principais parâmetros aerodinâmicos que é o fator de difusão.

Verificou-se que nos quatro casos estudados ocorreu o aumento da eficiência no ponto de projeto. As perdas geradas nos compressores otimizados apresentaram, de forma geral, um comportamento similar ao do compressor original indicando a eficácia do algoritmo utilizado.

Assim, de forma a contribuir com os estudos de otimização em projetos de compressores axiais, os seguintes objetivos foram atingidos nesta tese:

- Desenvolvimento de uma metodologia de otimização de projeto de compressor axial de múltiplos estágios no ponto de projeto;
- Inserção desta metodologia num programa de simulação numérica de compressor axial (*AFCC Optimized Program*) de modo a se obter a máxima eficiência no ponto de projeto, mas com os parâmetros geométricos e aerodinâmicos dentro de limites pré-estabelecidos de forma a manter a estabilidade do compressor axial;
- Aplicação desta metodologia em vários compressores axiais analisando os seus desempenhos no ponto de projeto (rotação nominal) validando a metodologia utilizada.

Em relação ao algoritmo (Programação Seqüencial Quadrática PSQ) utilizado, pode-se dizer que o mesmo, apesar de ser um algoritmo de busca local, se mostrou extremamente eficiente no seu objetivo, mesmo considerando a complexidade que é o projeto de compressores axiais.

7.2. RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para que se tenha uma aproximação ainda maior das condições reais de operação dos compressores axiais otimizados e uma confiabilidade ainda maior na aplicação do presente algoritmo utilizado, apresentam-se as seguintes sugestões:

- Executar uma análise detalhada do comportamento da curvatura do perfil do canal do compressor (tanto do original como do otimizado);
- Validar esta metodologia através da utilização de um programa utilizando o Método da Curvatura da Linha de Corrente (MCLC).
- Analisar o comportamento do compressor otimizado fora do ponto de projeto;
- Desenvolver um algoritmo para otimizar a eficiência do compressor axial fora do ponto de projeto;
- Utilização de um algoritmo de busca global (estatístico) para comparar os resultados com o algoritmo de busca local utilizado na tese em questão;
- Aplicação de algoritmos de otimização de múltiplos objetivos, para o qual será necessário obter outras funções objetivos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BENINI, E., TOFFOLO, A. (2002)**, “Development of High-Performance Airfoils for Axial Flow Compressors Using Evolutionary Computation”, *Journal of Propulsion and Power*, v 18, n 3, pp. 544-554.
- BOYCE, M. P. (1995)**, *Gas Turbine Engineering Handbook*, Gulf Publishing Company, Texas, 603p.
- CHEN, L., SUN, F., WU, C. (2004)**, “Optimum Design of a Subsonic Axial-Flow Compressor Stage”, *Applied Energy*, v 80, pp. 187-195.
- CHUNG, J., LEE, K. D. (2002)**, “Shape Optimization of Transonic Compressor Blade Using Quasi-Three-Dimensional Flow Physics” *AIAA Journal*, v 40, n 2, pp. 389-391.
- COPPIETERS, A. P. (2003)**, *Estudo de Modelos de Perda para Previsão de Desempenho de Compressores Axiais*, Dissertação de Mestrado em Engenharia, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 92p.
- CUMPSTY, N. A. (1989)**, *Compressor Aerodynamics*, John Wiley & Sons, United States, 509p.
- DENNIS, B. H., EGOROV, I. N., HAN, Z. X., DULIKRAVICH G. S., POLONI, C. (2000)**, “Multi-Objective Optimization of Turbomachinery Cascades for Minimum Loss, Maximum Loading, and Maximum Gap-to-Chord Ratio”,

Proceedings of the *AIAA/NASA/USAF/ISSMO - Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization*, California, USA.

DENTON, J. D. (1993), “Loss Mechanism in Turbomachinery”, *Journal of Turbomachinery*, v 115, pp. 621-656.

DIXON, L. N. (1975), *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, Pergamon Press, 2 ed., England, 258p.

EGOROV, I. N. (1992), “Optimization of a Multistage Axial compressor. Stochastic Approach”, *The American Society of Mechanical Engineers (ASME)*, Paper No. 92-GT-163.

EGOROV, I. N. (1993), “Deterministic and Stochastic Optimization of Variable Axial Compressor”, *The American Society of Mechanical Engineers (ASME)*, Paper No. 93-GT-397.

HARMAN, R. T. C. (1981), *Gas Turbine Engineering: Applications, Cycles and Characteristics*, John Wiley & Sons Inc, New York, 270p.

HELLMICH, B., SEUME, J. R. (2004), “Acoustic Resonance in a Four-Stage High-Speed Axial Compressor”, *Anais do 10th ISROMAC - International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, ISROMAC10-2004-004, USA, 10p.

KOLLER, U., MONIG, R., KUSTERS, B., SCHREIBER, H. (2000), “Development of Advanced Compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines - Part I: Design and Optimization”, *Journal of Turbomachinery*, v 122, pp. 397-405.

KUSTERS, B., SCHREIBER, H., KOLLER, U., MONIG, R. (2000), “Development of Advanced Compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines - Part II: Experimental and Theoretical Analysis”, *Journal of Turbomachinery*, v 122, pp. 406-415.

- LAKSHMINARAYANA, B. (1996)**, *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*, John Wiley & Sons Inc., USA, 808p.
- LIM, J. S., CHUNG, M. K. (1989)**, “Design Point Optimization of an Axial-Flow Compressor Stage”, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, v 10, n 1, pp. 48-58.
- MASSARDO, A., SATTA, A. (1990)**, “Axial Flow Compressor Design Optimization: Part I – Pitchline Analysis and Multivariable Objective Function Influence”, *Journal of Turbomachinery*, v 112, pp. 399-404.
- MASSARDO, A., SATTA, A., MARINI, M. (1990)**, “Axial Flow Compressor Design Optimization: Part II – Throughflow Analysis”, *Journal of Turbomachinery*, v 112, pp. 405-410.
- McKENZIE A. B. (1997)**, *Axial Flow Fans and Compressors*, Ashgate Publishing Limited, England, 267p.
- NASA.UEET (2005)**, Ultra Efficient Engine Technology Program. Disponível e: <http://www.ueet.nasa.gov/>. Acesso em 13 abril 2005.
- NASH, S., SOFER, A. (1996)**, *Linear and Nonlinear Programming*, The McGraw-Hill Companies Inc., USA, 660p.
- OAKLEY, R. D., SUES, R. H., RHODES, G. S. (1998)**, “Performance Optimization of Multidisciplinary Mechanical Systems Subject to Uncertainties”, *Prob. Engng. Mech*, v 13, n 1, pp. 15-26.
- OYAMA, A., LIOU, M. S. (2002)**, “Multiobjective Optimization of a Multi-Stage Compressor Using Evolutionary Algorithm”, *AIAA 2002-3535*, USA, pp. 1-11.
- OYAMA, A., LIOU, M. S., OBAYASHI, S. (2002)**, “Transonic Axial-Flow Blade Shape Optimization Using Evolutionary Algorithm and Three-Dimensional Navier-Stokes Solver”, *AIAA 2002-3535*, USA, pp. 1-10.

PARENTE JR., E. (2000), *Análise de Sensibilidade e Otimização de Forma de Estruturas Geometricamente Não-Lineares*, Tese de Doutorado em Engenharia, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro - RJ, 184p.

RESEARCH AERONAUTICS (2005), EEFAE: Efficient and Environmentally Friendly Aero Engine. Disponível em:
http://ec.europa.eu/research/aeronautics/info/news/article_2327_en.html. Acesso em: 12 abril 2005.

SARAVANAMUTTOO, H. I. H., COHEN, H.; ROGERS, G. F. C. (2001), *Gas Turbine Theory*, Prentice Hall, 5 ed., England, 491p.

SHEELA, B. V., RAMAMOORTHY, P. (1975), “SWIFT – A New Constrained Optimization Technique”, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v 6, pp. 309-318.

SONG, B. (2003), *Experimental and Numerical Investigations of Optimized High-Turning Supercritical Compressor Blades*, Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering, Virginia Polytechnic Institute, 167p.

SUN, J., ELDER, R. L. (1998), “Numerical Optimization of a Stator Vane Setting in Multistage Axial-Flow Compressor”, *Proc. Instn. Mech. Engrs*, v 212, part A, pp. 247-259.

TOMITA, J. T. (2003), *Numerical Simulation of Axial Flow Compressors*, Dissertação de Mestrado em Engenharia, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos - SP, 169p.

VANDERPLAATS, G. N. (1984), *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design: With Applications*, McGraw-Hill College, USA, 333p.

WALSH, P. P., FLETCHER, P. (1998), *Gas Turbine Performance*, Blackwell Science, England, 628p.

WENNERSTROM, A. J. (1989), “Low Aspect Ratio Axial Flow Compressors: Why and What it Means”, *Journal of Turbomachinery*, v 111, pp. 357-365.

WENNERSTROM, A. J. (1990), “Highly Loaded Axial Flow Compressors: History and Current Developments,” *Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 567-578, 1990.

YAHYA, S. M. (1983), *Turbines, Compressors and Fans*, McGraw-Hill Publishing Company Limited, India, 676p.