

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Projeto e Análise de Desempenho de Turbinas
Radiais**

Autor: **Eng. Rubén Alexis Miranda Carrillo**

Orientador: **Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento**

Co-orientador: **Prof. Dr. Osvaldo José Venturini**

Itajubá, Agosto de 2010

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Projeto e Análise de Desempenho de Turbinas Radiais

Autor: Eng. Rubén Alexis Miranda Carrillo

Orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento

Co-orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini

Curso: Mestrado em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Conversão da Energia

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

Itajubá, Agosto de 2010

M.G. – Brasil

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Projeto e Análise de Desempenho de Turbinas Radiais

Autor: Eng. Rubén Alexis Miranda Carrillo

Orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento

Co-orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Jesuino Takachi Tomita – DCTA/ITA

Prof. Dr. Waldir de Oliveira - IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento (Orientador) - IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Osvaldo José Venturini (Co-orientador) - IEM/UNIFEI

Dedicatória

*Dedico esta dissertação de mestrado aos meus pais,
Rubén Darío e Vilma Rosa, à minha irmã, Maryoris Judith,
ao meu cunhado, Daniel e à minha sobrinha Daniela Alexandra,
pelo amor, carinho,
paciência, compreensão,
força e formação que sempre me
dispensaram durante a minha
ausência na execução dessa pesquisa.*

Agradecimentos

“O Deus pai todo poderoso por seu amor, apoio, força, amizade e compreensão em todos e cada um dos momentos de minha vida. Obrigado meu Deus por trazer muitas bênçãos e alegrias a minha vida.”

Aos meus pais, Rubén Darío e Vilma Rosa, à minha irmã, Maryoris Judith, ao meu cunhado, Daniel e à minha linda sobrinha Daniela Alexandra, pelo amor, carinho, paciência, compreensão, força e formação que sempre me dispensaram e me incentivaram durante a minha ausência na execução dessa pesquisa e no desenvolvimento cultural. Os quero muito.

Ao meu Orientador, Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento e meu co-orientador, Prof. Dr. Osvaldo José Venturini pela competência, dedicação, paciência e amizade.

O Prof. Dr. Electo Eduardo Silva pela paciência e amizade.

O Prof. Dr. Juan Carlos Campos pela amizade. Eternamente agradecido com você.

O Eng. Howard Donado pela paciência e amizade.

Ao pessoal do NEST por sua amizade e colaboração, em especial o Elkin Gutiérrez por seu tempo e colaboração.

Ao Instituto de Engenharia Mecânica (IEM) da UNIFEI, representado pelos seus dedicados Professores e Funcionários, pela oportunidade que me concedeu na realização deste trabalho, e aos amigos de IEM, pelo convívio profissional.

À CAPES, através do programa de bolsas, pelo apoio financeiro.

We won't see dramatic increases in turbine inlet temperature such as the 550 K increases in the 50's and 60's, but we will see greatly increased computer involvement in design optimization and the simulation of component and full engine operation.

Nós não veremos um aumento dramático da temperatura de entrada da turbina, acima dos 550 K para as décadas de 50 e 60, mas vamos ver um aumento considerável da participação do computador em projetos de otimização, como também na simulação de componentes de uma turbina a gás.

Harold E. Rohlik

O livro da natureza está escrito em caracteres matemáticos e sem um conhecimento dos mesmos, os homens não poderão compreendê-lo.

Galileu Galilei

O que eu vi e aprendi mudou minha visão do mundo completamente.

Rubén Alexis Miranda Carrillo

Resumo

MIRANDA, R. A. C. (2010), *Projeto e Análise de Desempenho de Turbinas Radiais*, Itajubá, 224p. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Esta dissertação apresenta a análise dos parâmetros aerodinâmicos de uma turbina de fluxo radial operando em regime permanente visando à melhoria do desempenho em condições do ponto de projeto e fora do ponto de projeto. O procedimento é baseado em parâmetros adimensionais e semi-adimensionais, utilizado uma solução unidimensional para determinar as condições do escoamento através da turbina ao longo da linha de corrente média programada na linguagem FORTRAN para o cálculo dos parâmetros geométricos e aerodinâmicos. Sendo, a análise efetuada em um tempo inferior do que um programa de Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) de uso geral que pode trabalhar com até três dimensões, possibilitando considerar os detalhes da geometria que está sendo simulada.

Palavras-chave

Linha de corrente média, bocal, rotor radial, Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC).

Abstract

MIRANDA, R. A. C. (2010), *Design and Performance Analysis of Radial Inflow Turbine*, Itajubá, 224p. MSc. Dissertation - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

This dissertation presents the numerical meanline investigations on the aerothermodynamic design and overall performance prediction of the radial inflow turbine operating at steady state aimed at improving the performance in terms of the design point and off-design point. The procedure is based on non-dimensional parameters. This program utilizes a one-dimensional solution of flow conditions through the turbine along the meanline and it using a One-dimensional Computer FORTRAN Code (OFC). Since the analysis performed in a time less than a general purpose CFD program which can handle up to three dimensions, enabling to consider the details of the geometry being simulated.

Keywords

One-dimensional Computer FORTRAN Code, Nozzle, Radial inflow rotor, Computational Fluid Dynamics (DFC).

	i
DEDICATÓRIA _____	IV
AGRADECIMENTOS _____	V
RESUMO _____	VI
ABSTRACT _____	X
LISTA DE FIGURAS _____	V
LISTA DE TABELAS _____	VIII
SIMBOLOGIA _____	IX
LETRAS LATINAS _____	IX
LETRAS GREGAS _____	XI
SOBRESCRITOS _____	XII
SUBSCRITOS _____	XII
CAPÍTULO 1 _____	1
INTRODUÇÃO _____	1
1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS -----	1
1.2 GERAÇÃO DISTRIBUÍDA -----	2
1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO -----	2
1.4 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO -----	3
1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO -----	4
CAPÍTULO 2 _____	5
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA _____	5
2.1 GENERALIDADES DAS TURBINAS RADIAIS -----	5
2.2 FUNCIONAMENTO DA TURBINA RADIAL -----	6
2.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA -----	8
CAPÍTULO 3 _____	11
MODELO UNIDIMENSIONAL DA TURBINA RADIAL: PONTO DE PROJETO _	11
3.1 FUNDAMENTOS AEROTERMODINÂMICOS -----	11
3.1.1 Equação da Continuidade -----	12
3.1.2 Equação de Quantidade de Movimento -----	12
3.1.3 Equação de Energia -----	13
3.1.4 Triângulos de Velocidade -----	13
3.1.5 Entalpia de Estagnação -----	14
3.1.6 Pressão e Temperatura de Estagnação ou Total -----	15

3.1.7	Grandezas Adimensionais do escoamento	15
3.1.8	Eficiência Isentrópica	17
3.1.9	Eficiência Politrópica	18
3.1.10	Parâmetros Adimensionais e Semi-adimensionais na Turbina Radial	19
3.2	METODOLOGIA DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL DA TURBINA RADIAL	22
3.2.1	Procedimento de Cálculo	24
3.3	FORMULAÇÃO AEROTERMODINÂMICA	26
3.3.1	Cálculo do Rotor Radial	26
3.3.2	Cálculo do Bocal	44
CAPÍTULO 4		54
DESEMPENHO DA TURBINA RADIAL: PONTO FORA DE PROJETO		54
4.1	METODOLOGIA DE ANÁLISE UNIDIMENSIONAL FORA DO PONTO DE PROJETO EM TURBINAS RADIAIS	54
4.1.1	Perdas no Bocal	55
4.1.2	Perdas por Incidência	56
4.1.3	Perdas no Rotor	56
4.1.4	Obstrução no Bordo de Fuga	57
4.1.5	Entupimento no Bocal e no Rotor	57
4.1.6	Procedimento de Cálculo	58
CAPÍTULO 5		70
DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (DFC) NO CÁLCULO DAS CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO		70
5.1	GENERALIDADES DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS	70
5.2	EQUAÇÕES GERAIS DA MECÂNICA DOS FLUIDOS	71
5.2.1	Equação de Conservação da Massa	71
5.2.2	Equação de Conservação da Quantidade de Movimento	72
5.2.3	Equação de Conservação de Energia	72
5.3	VALIDAÇÃO DO PROGRAMA DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL	74
5.4	ANÁLISE UNIDIMENSIONAL DA TURBINA RADIAL DE 600 kW	78
5.4.1	Avaliação do Bocal	80
5.4.2	Avaliação do Rotor Radial	83
5.4.3	Mapas de Desempenho da Turbina Radial	95
5.5	SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL UTILIZANDO DFC	99
5.6	ANÁLISE TRIDIMENSIONAL DA TURBINA RADIAL DE 600 kW	106

	iii
5.6.1 Análise do Bocal -----	106
5.6.2 Análise do Rotor Radial-----	112
5.6.3 Convergência -----	118
CAPÍTULO 6 _____	121
CONCLUSÕES, CONTRIBUIÇÕES, RECOMENDAÇÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS _____	121
6.1 CONTRIBUIÇÕES-----	123
6.2 RECOMENDAÇÕES -----	123
6.3 PERSPECTIVAS FUTURAS-----	124
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS _____	125
APÊNDICE A _____	130
MANUAL DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO DE PROJETO E FORA DO PONTO DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS _____	130
A.1 PARÂMETROS DE ENTRADA-----	130
APÊNDICE B _____	138
LINHAS DE PROGRAMAÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS _____	138
APÊNDICE C _____	139
FLUXOGRAMA DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS _	139
APÊNDICE D _____	140
DESCRIÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO FORA DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS _____	140
D.1 ENTRADA DO PROGRAMA-----	140
D.2 OPÇÕES-----	141
D.3 MENSAGENS-----	141
D.4 VARIÁVEIS DE ENTRADA -----	142
D.5 DESCRIÇÃO DE SAÍDA DE DADOS -----	143
APÊNDICE E _____	146

LINHAS DE PROGRAMAÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO FORA DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS	146
APÊNDICE F	147
RESULTADOS DO RELATÓRIO NASA TN D – 8164	147
APÊNDICE G	148
VALIDAÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO DE PROJETO E FORA DO PONTO DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS	148
APÊNDICE H	149
RESULTADOS DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS “TURBINADP.EXE”	149
APÊNDICE I	150
RESULTADOS DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO FORA DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS “TURBINAODP.EXE”	150
APÊNDICE J	151
RESULTADOS DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TURBINA RADIAL NO DFC ATRAVÉS DO ANSYS CFX 12.	151

Lista de Figuras

Figura 1 - Vista em corte de uma microturbina. -----	6
Figura 2 - Microturbina Capstone C30.-----	6
Figura 3 - Configuração de uma turbina radial. -----	7
Figura 4 - Processo de expansão. -----	8
Figura 5 - Triângulos de velocidade do rotor da turbina radial. -----	14
Figura 6 - Projeção meridional da pá do rotor. -----	14
Figura 7 - Vazão mássica adimensional em função do número de Mach. -----	17
Figura 8 - Diagrama de eficiência isentrópica. -----	17
Figura 9 - Variação do fator de potência do estágio e a razão de pressão.-----	19
Figura 10 - Ângulo do escoamento relativo para o número de Mach mínimo. -----	19
Figura 11 - Eficiência isentrópica em função da rotação específica. -----	21
Figura 12 – Superfícies de análises. -----	22
Figura 13 – Plano meridional de estudo: linha de corrente média. -----	22
Figura 14 – Representação geométrica do fator de obstrução na entrada do rotor.-----	23
Figura 15 – Triângulo de velocidades na entrada do rotor para ângulos na entrada $\beta_2 = 90^\circ$ e $\beta_2 > 90^\circ$. -----	24
Figura 16 – Triângulo de velocidades na saída do rotor. -----	24
Figura 17 – Geometria básica do bocal e rotor radial: plano meridional.-----	25
Figura 18 – Geometria básica do bocal e rotor radial: vista frontal.-----	25
Figura 19 – Seções de estudo da turbomáquina.-----	26
Figura 20 – Plano meridional da pá do rotor radial. -----	39
Figura 21 – Geometria do bocal.-----	45
Figura 22 – Diagramas de velocidade na entrada e saída do bocal. -----	46
Figura 23 – Geometria do bocal: corda. -----	51
Figura 24 – Conjunto turbina radial. -----	55

Figura 25 – Estrutura de funcionamento de ANSYS CFX.-----	73
Figura 26 – Variação do ângulo absoluto do escoamento na saída do bocal em função da rotação específica. -----	81
Figura 27 – Número mínimo de palhetas do bocal em função do ângulo absoluto do escoamento na saída do bocal. -----	82
Figura 28 – Plano meridional da pá do rotor. -----	86
Figura 29 – Eficiência isentrópica em função da rotação específica.-----	87
Figura 30 – Número de pás do rotor radial. -----	87
Figura 31 – Coeficiente de velocidade isentrópica em função do coeficiente de vazão. -----	88
Figura 32 – Razão de expansão total-estática em função do fator de potência do estágio.-----	89
Figura 33 – Razão de largura da pá do rotor em função da razão da velocidade relativa.-----	89
Figura 34 – Razão de raios na saída do rotor em função da razão da velocidade relativa.-----	90
Figura 35 – Eficiência isentrópica vs eficiência politrópica. -----	90
Figura 36 – Correlação entre o diâmetro específico em função da rotação específica. -----	91
Figura 37 – Variação da largura adimensional da pá em função da rotação específica.-----	92
Figura 38 – Raio na ponta e de entrada do rotor em função da rotação específica. -----	92
Figura 39 – Eficiência isentrópica total-estática em função da rotação específica. -----	93
Figura 40 – Razão mássica adimensional vs razão de pressão total-estática. -----	96
Figura 41 – Eficiência total-estática vs razão de pressão total-estática.-----	96
Figura 42 – Eficiência total-estática vs coeficiente de vazão. -----	97
Figura 43 – Comparação entre as curvas de desempenho de razão mássica adimensional vs razão de pressão total-estática obtida pelo programa em FORTRAN e DFC. -----	98
Figura 44 – Comparação entre a curva de desempenho de eficiência isentrópica total-estática vs razão de pressão total-estática obtida pelo programa em FORTRAN e das simulações com DFC. -----	98
Figura 45 – Turbina radial. -----	101
Figura 46 – Periodicidade da turbina radial. -----	101
Figura 47 – Domínio da interface utilizado na simulação numérica da turbina radial. -----	102
Figura 48 – Representação esquemática da turbina radial.-----	102
Figura 49 – Malha utilizada na turbina radial. -----	103
Figura 50 – Malha usada na simulação computacional. -----	103
Figura 51 – Folga na pá do rotor. -----	104
Figura 52 – Erro de volume negativo no refinamento da malha.-----	105
Figura 53 – Distribuição de entropia usando o modelo de turbulência SST. -----	106

Figura 54 – Distribuição de entropia usando o modelo de turbulência $k - \varepsilon$. -----	106
Figura 55 – Bocal da turbina radial. -----	107
Figura 56 – Distribuição de pressão total no bocal. -----	107
Figura 57 – Distribuição de pressão estática através do bocal: grade. -----	108
Figura 58 – Distribuição dos vetores de velocidade no bocal. -----	108
Figura 59 – Distribuição de velocidade absoluta. -----	109
Figura 60 – Velocidade meridional. -----	109
Figura 61 – Distribuição de pressão total no bocal. -----	110
Figura 62 – Distribuição da velocidade absoluta no bocal. -----	111
Figura 63 – Distribuição do número de Mach absoluto e relativo no bocal. -----	112
Figura 64 – Rotor da turbina radial. -----	112
Figura 65 – Distribuição dos vetores de velocidade no rotor. -----	113
Figura 66 – Distribuição de pressão total no rotor. -----	114
Figura 67 – Distribuição de pressão total no rotor. -----	114
Figura 68 – Distribuição de pressão estática através do rotor: grade. -----	115
Figura 69 – Distribuição dos vetores de velocidade meridional através do rotor. -----	115
Figura 70 – Distribuição da velocidade relativa no rotor. -----	116
Figura 71 – Distribuição da velocidade relativa no rotor. -----	116
Figura 72 – Distribuição do número de Mach relativo do rotor. -----	117
Figura 73 – Número de Mach relativo e absoluto ao longo do canal de passagem. -----	118
Figura 74 – Curvas de convergência para a turbina radial. -----	118
Figura 75 – Folga na ponta do rotor. -----	132
Figura 76 – Janela do programa de cálculo unidimensional de turbinas radiais. -----	133
Figura 77 – Janela para salvar arquivos. -----	133
Figura 78 – Janela de resultados de cálculo pelo programa “ <i>TurbinaDP.exe</i> ”. -----	134
Figura 79 – Dados de entrada. -----	134
Figura 80 – Parâmetros adimensionais. -----	135
Figura 81 – Cálculos do bocal. -----	135
Figura 82 – Cálculos do rotor radial. -----	136
Figura 83 – Ponto fora de projeto. -----	136
Figura 84 – Inserir RPM. -----	137
Figura 85 – Ângulo absoluto da pá na entrada do rotor. -----	137

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Classificação das turbinas a gás. -----	6
Tabela 2 - Dados de entrada para a validação do programa “ <i>TurbinaDP.exe</i> ”.-----	74
Tabela 3 - Comparação de resultados para o rotor: “ <i>TurbinaDP</i> ” e NASA TN D-8164 .-----	75
Tabela 4 - Comparação de resultados para o bocal: “ <i>TurbinaDP</i> ” e NASA TN D-8164.-----	76
Tabela 5 - Comparação dos resultados da validação no CFX e FORTRAN para o rotor.-----	77
Tabela 6 - Comparação dos resultados da validação no CFX e FORTRAN para o bocal.-----	77
Tabela 7 - Dados de entrada para a ponto de projeto da turbina radial de 600 kW.-----	78
Tabela 8 - Parâmetros adimensionais e semi-adimensionais de saída da turbina radial. -----	79
Tabela 9 – Parâmetros aerodinâmicos na entrada do bocal. -----	80
Tabela 10 - Parâmetros aerodinâmicos na saída do bocal.-----	81
Tabela 11 – Parâmetros aerodinâmicos na entrada do rotor radial.-----	84
Tabela 12 - Parâmetros aerodinâmicos na saída do rotor radial. -----	85
Tabela 13 - Parâmetros utilizados na construção da geometria do bocal no CFX 12.0.-----	99
Tabela 14 - Parâmetros utilizados na construção da geometria do rotor no CFX 12.0.-----	99
Tabela 15 - Condições físicas. -----	100
Tabela 16 - Condições de setagem: bocal. -----	100
Tabela 17 - Condições de setagem: rotor radial. -----	100
Tabela 18 - Características da malha numérica. -----	104
Tabela 19 - Comparação dos resultados do CFX e FORTRAN para o rotor radial. -----	119
Tabela 20 - Comparação dos resultados do CFX e FORTRAN para o bocal. -----	120
Tabela 21 - Variáveis de entrada.-----	142
Tabela 22 - Entrada de dados para o ponto de projeto da turbina. -----	143
Tabela 23 - Entrada de dados para o modo fora do ponto de projeto da turbina. -----	144
Tabela 24 - Variáveis utilizadas no programa.-----	145

Simbologia

Letras Latinas

A	área	m^2
a	velocidade do som	m/s
b	largura do rotor	m
C, V	velocidade absoluta (V , modo ponto fora de projeto)	m/s
C_1	constante dimensional; $720/\pi$	
C_2	constante dimensional; $360/\pi$	
C_3	constante dimensional; 550	
C_p	calor específico à pressão constante	kJ/kg
d	diâmetro	m
F	força	N
F_x	força normal aplicada na superfície de entrada do volume de controle	
g	propriedade do fluido (arbitrária), constante de conversão (1 para SI)	
h	entalpia	kJ/kg
i	ângulo de incidência	Graus
J	equivalente mecânico de calor (1 para SI)	
K_S	coeficiente de perda do bocal	
L	comprimento	m

M	número de Mach	
M'	número de Mach relativo	
m	massa	kg
\dot{m}	vazão mássica	kg/s
N	rotação	rpm
k	expoente politrópico	
N_{SS}	rotação específica	
P, p	pressão	Pa
Q	vazão volumétrica	m ³ /s
\dot{Q}	fluxo de calor	kJ/s
q	coeficiente de perda de entalpia total	
R	constante do gás	J/kgK
\bar{R}	constante universal dos gases ideais	kJ/kmolK
r	raio	mm
S_W	fator de potência do estágio ou “ <i>Power ratio</i> ” da turbina	
s	entropia	kJ/kgK
T	temperatura	K
U	velocidade tangencial do rotor	m/s
u	energia interna	kJ/kg
v	volume	m ³
W	velocidade relativa	m/s
\dot{W}	potência	kW
w	trabalho específico da turbina	J/kg
$w_{id,s}$	trabalho ideal da turbina baseado na relação entre a pressão total de entrada e a pressão estática de saída	J/kg
$w_{id,t}$	trabalho ideal da turbina baseado na relação de pressão total de entrada e de saída	J/kg
WF	fator de trabalho	
Y	coeficiente de perda de pressão total	

Letras Gregas

α	ângulo de escoamento absoluto	Graus
β	ângulo de escoamento relativo	Graus
η	eficiência	%
θ	relação de fluxo de massa adimensional, ângulo	
Δqf	perda por atrito	J/kg
Δqbl	perda de carga na pá	J/kg
Δqk	perda devido à curvatura da passagem	J/kg
Δqcl	perda devido à folga de topo e radial	J/kg
Δqex	perda na saída do rotor	J/kg
Δqth	variação de entalpia	J/kg
ρ	densidade	kg/ m ³
φ	coeficiente de escoamento	
ω	velocidade angular	rad/s
ϵ	Fator usado para relacionar parâmetros que utilizam entrada de ar nas condições normais	
η_s	rendimento baseado na relação de pressão estática de entrada e de saída do rotor	
η_t	rendimento baseado na relação de pressão total de entrada e de saída do rotor	
θ_{cr}	quadrado da relação entre as velocidades críticas na entrada e na condição-padrão	
Γ, τ	torque	Nm

Sobrescritos

'	absoluto
''	relativo
*	condições ISO de temperatura e pressão

Subscritos

<i>iso</i>	isentrópico
<i>h</i>	raiz ou hub
<i>m</i>	componente meridional
<i>n</i>	direção normal
<i>P</i>	superfície de pressão
<i>r</i>	rotor, relação, direção radial, componente radial
<i>S</i>	superfície de sucção
<i>s</i>	carcaça ou shroud
<i>T</i>	turbina
<i>ts</i>	total-estático
<i>tt</i>	total-total
<i>0</i>	entrada do bocal, condição total absoluta
<i>1</i>	saída do bocal, seção imediatamente antes da saída do bocal
<i>2</i>	entrada do rotor, seção imediatamente após a saída do bocal
<i>3</i>	saída do rotor, seção imediatamente antes da entrada do rotor

- 4 seção imediatamente antes da saída do rotor
- 5 seção imediatamente após a saída do rotor
- 1-4* localização na turbomáquina
- x* componente meridional, componente no plano que contém o eixo de rotação

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

O custo da energia tem crescido consideravelmente nos últimos anos, o que incentiva muitas empresas e centros de pesquisas a procurar novas técnicas e desenvolverem ferramentas computacionais que possam aumentar a eficiência dos sistemas de geração de energia.

Um dos equipamentos responsáveis pela geração de energia é a turbina a gás, que é uma máquina projetada com o objetivo de converter a energia dos gases gerados no processo de combustão de um determinado combustível em energia mecânica ou energia elétrica.

As turbinas a gás têm sido usadas como acionadores primários na área industrial, em geradores de energia elétrica, em acionamentos mecânicos ou em propulsores das aeronaves.

Com a evolução tecnológica de seus componentes e a redução dos custos, a turbina a gás industrial tem uma importante participação no mercado mundial (Mendes, 2006). Portanto, o estudo das microturbinas e o desenvolvimento de ferramentas computacionais para o projeto e a análise de seu desempenho, tornam-se uma interessante opção na redução dos custos de projeto, de equipamentos associados e manutenção.

1.2 GERAÇÃO DISTRIBUÍDA

A Geração Distribuída (GD) é o termo que se usa para a geração elétrica junto ou próxima do consumidor com potências em torno de 30 MW. O conceito envolve, ainda, equipamentos de medida, controle e comando que articulam a operação dos geradores e o eventual controle de cargas (ligamento/desligamento) para que estas se adaptem à oferta de energia (Barroso et al., 2002).

Dentre as diversas tecnologias de geração distribuída existentes, a microturbina é uma das mais utilizadas. Existem hoje diversos fabricantes no mundo com unidades disponíveis para comercialização, como a Capstone, a Elliot e a Ingersoll-Rand nos E.U.A., a Bowman na Inglaterra e a Turbec na Suécia, entre outros. As microturbinas evoluíram das aplicações das turbinas nas indústrias aeroespaciais e automotivas, para as aplicações em sistemas de geração de energia elétrica, apresentando inovações tecnológicas, como o uso de mancais a ar, de ligas metálicas e cerâmicas, resistentes às altas temperaturas. Podem ser encontradas no mercado com potências de 30 kW (Capstone) até 250 kW (Ingersoll-Rand) (Bona e Ruppert, 2005).

A Geração Distribuída apresenta os seguintes benefícios: Emissões atmosféricas baixas já que podem ser utilizados diferentes combustíveis como gás natural, gasolina sem chumbo, gasóleo, álcool, querosene, propano, etc. As menores emissões são obtidas usando gás natural (NOx: 9 – 25 ppm); baixos níveis de ruído e de vibração; dimensões reduzidas; modularidade (as conexões da microturbina com a rede/carga são feitas de modo *plug-and-play*, podendo-se conectar diretamente em paralelo até 20 microturbinas sem necessidade de equipamentos adicionais); baixo custo, pouca manutenção e alta eficiência.

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

Este trabalho tem por objetivo desenvolver um programa computacional de cálculo unidimensional para o projeto aerodinâmico preliminar de uma turbina radial utilizando a linguagem FORTRAN e fazer a análise do escoamento tridimensional usando a ferramenta de Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC). O presente programa usa uma solução unidimensional para determinar as características de escoamento através da turbina ao longo da linha de corrente média para as condições de ponto de projeto e fora do ponto de projeto em regime permanente de turbinas de fluxo radial de ciclo simples com um eixo.

1.4 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Esta dissertação apresenta a análise dos parâmetros aerotermodinâmicos de uma turbina de fluxo radial visando à melhoria do desempenho em condições de ponto de projeto e fora do ponto de projeto. Decidiu-se pelo uso da linguagem de programação FORTRAN (*FORmula TRANslation*) por ser uma linguagem altamente utilizada na solução de problemas técnicos ou científicos na área da engenharia, além de ser relativamente fácil de aprender e utilizar. Embora, seja possível utilizar a própria linguagem FORTRAN para gerar os gráficos, os incluídos neste trabalho foram gerados com auxílio de programas de gráficos específicos, como Microsoft Office Excel e Getdata224.

O programa de cálculo unidimensional desenvolvido consiste em um processo iterativo que admite uma eficiência total inicial do bocal e do rotor da turbina radial. Deve-se também fornecer parâmetros básicos da geometria, a razão de pressão e as condições de pressão e temperatura na entrada.

O programa inicialmente calcula o triângulo de velocidades e número de Mach na entrada, juntamente com as relações termodinâmicas entre as diferentes temperaturas e pressões nesse ponto. O seguinte passo será o cálculo do triângulo de velocidades na saída, visando encontrar a velocidade relativa e o número de Mach relativo na descarga. Uma vez estabelecidos os triângulos de velocidades serão calculados os parâmetros de desempenho adimensionais e semi-adimensionais, as eficiências e a velocidade específica para finalmente calcular as dimensões do bocal e rotor radial.

Uma vez, finalizada a construção da geometria do bocal e do rotor radial, os componentes são simulados em conjunto (Turbina radial). A fim de encontrar uma opção promissória, as análises e simulações foram realizadas através da Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) utilizando o programa ANSYS CFX 12.0 para o estudo de desempenho e as características do escoamento através da turbina radial.

A metodologia utilizada foi a de decomposição da turbina radial em componentes cujas características de funcionamento são modeladas a partir de suas características operacionais e onde os dados de saída de cada componente, convertem-se nos dados de entrada do componente seguinte. O programa desenvolvido é amigável do ponto de vista da utilização por outros usuários, destacando-se a montagem do arquivo de dados de entrada.

1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Capítulo 1 – Introdução. Contém a situação do tópico estudado, as considerações gerais, os objetivos fixados e a justificativa da elaboração de um programa de computacional de cálculo unidimensional para a análise de turbinas de fluxo radial.

Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica. Apresenta as generalidades, o funcionamento e as características das microturbinas a gás, juntamente com os principais estudos e experiências relacionadas com o projeto, desempenho e simulação numérica de bocais e rotores de turbinas radiais disponíveis na literatura.

Capítulo 3 – Modelo Unidimensional da Turbina Radial: Ponto de Projeto. Apresenta os fundamentos teóricos e a metodologia utilizada juntamente com a formulação matemática, a modelação e o procedimento de cálculo unidimensional para a condição do ponto de projeto da turbina radial, levando-se em conta as equações de conservação, as propriedades físicas e termodinâmicas do fluido, os parâmetros geométricos, adimensionais e semi-adimensionais de desempenho e a independência destes, com as variáveis: massa específica, rotação e geometria de cada componente isoladamente.

Capítulo 4 – Desempenho da Turbina Radial: Ponto Fora de Projeto. Apresenta a formulação matemática, a metodologia utilizada e o procedimento de cálculo unidimensional dos parâmetros adimensionais e semi-adimensionais para as condições de desempenho fora do ponto de projeto, através de um programa computacional que tem como nome “*TurbinaODP.exe*”.

Capítulo 5 – Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) no Cálculo das Características do Escoamento. Apresenta os fundamentos teóricos da Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC), os resultados obtidos pelo programa de cálculo unidimensional de turbinas radiais e a simulação numérica em DFC usando o programa ANSYS CFX 12.0 para o cálculo tridimensional, a escolha do modelo de turbulência, as condições de contorno, os critérios de convergência, a definição e características da malha, os domínios do modelo e da interface utilizados.

Capítulo 6 – Conclusões, Contribuições, Recomendações e Perspectivas Futuras. Apresenta as conclusões obtidas sobre a pesquisa efetuada além de apresentar sugestões para futuros trabalhos. Após o Capítulo VI, são apresentadas as referências bibliográficas, contendo a lista de livros, artigos, dissertações, teses, etc., citadas no presente trabalho, seguida dos apêndices.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Apresenta as generalidades, o funcionamento e as características das microturbinas a gás, juntamente com os principais estudos e experiências relacionadas com o projeto, desempenho e simulação numérica de bocais e rotores de turbinas radiais disponíveis na literatura.

2.1 GENERALIDADES DAS TURBINAS RADIAIS

As turbinas radiais do tipo “*inflow*” ou turbinas centrípetas têm sido usadas em muitas aplicações na última década por operarem com vazões mássicas menores, sendo estas mais eficientes que as turbinas axiais, em condições de baixa potência. As aplicações são as unidades de potência auxiliar (APUs), a sobre alimentação de motores automotivos e Diesel (Simpson et al., 2006), as unidades de expansão nos sistemas de resfriamento em aeronaves comerciais, a liquefação de gases, etc. (Tannús et al., 2006); devido às suas características atraentes como: a simplicidade, a confiabilidade, as baixas emissões, o uso de diferentes tipos de combustíveis, o baixo custo de fabricação, o desempenho relativamente elevado e a fácil instalação e manutenção (Feng e Deng, 2005). Além do oferecer uma montagem compacta e rígida, quando são montadas com compressores centrífugos em aplicações onde o tamanho é mais importante que o consumo de combustível. Esta configuração tem mostrado excelentes resultados em pequenas unidades de turbina a gás para geração de potência de até 3 MW (Cohen et al., 1996).

O termo *microturbina* refere-se em geral a um sistema de dimensões relativamente reduzidas, com uma potência total disponível não superior a 500 kW (Figura 1 e 2). Para sistemas com potências entre 500 kW e 1 MW é usualmente utilizado o termo *mini-turbina*, como é mostrado na Tabela 1.

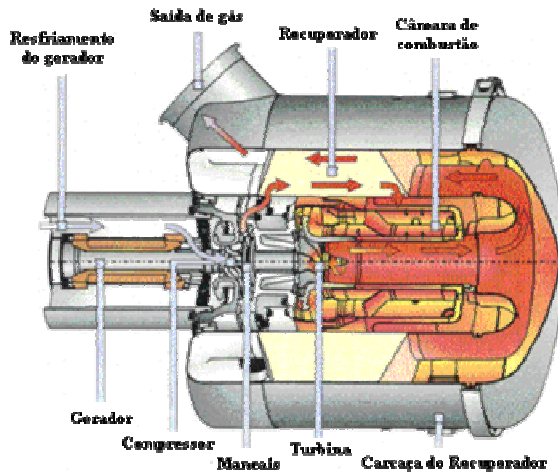


Figura 1 - Vista em corte de uma microturbina.

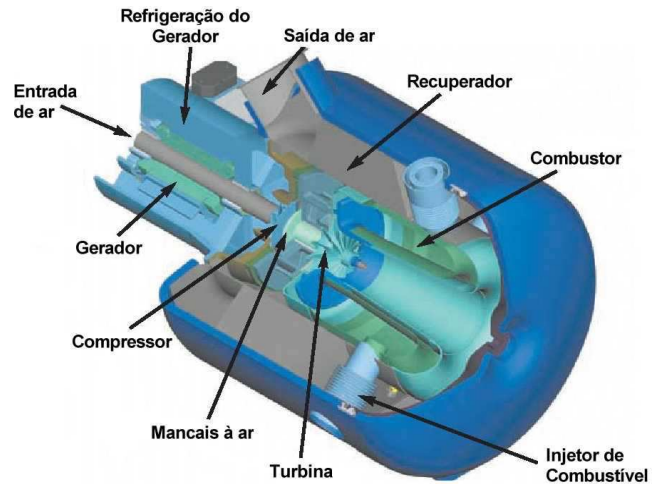


Figura 2 - Microturbina Capstone C30.
Fonte: Capstone, (2003).

Tabela 1 - Classificação das turbinas a gás.
Fonte Giampoalo, (2006).

Tipo	Faixa de potência
Turbinas a gás industriais e aero derivativa	1000 kW e superior
Mini-turbina	500 kW – 1000 kW
Microturbina	20 kW – 500 kW

No Brasil, o desenvolvimento da microturbina tem sido alvo de grande interesse, por sua forma compacta. A importância das microturbinas está relacionada principalmente com a possibilidade de conseguir níveis de desempenho satisfatório sem um aumento considerável dos valores da razão de pressão do ciclo e da temperatura da entrada da turbina, evitando assim, o aumento dos custos de manufatura dos componentes.

2.2 FUNCIONAMENTO DA TURBINA RADIAL

As turbinas podem ser formadas por uma série de estágios, cujo número é determinado em função da razão de pressão desejada e cada estágio é composto por uma grade de palhetas

estacionárias (bocal) seguido por uma grade de pás móveis (rotor). A Figura 3 mostra a configuração típica de uma turbina radial.

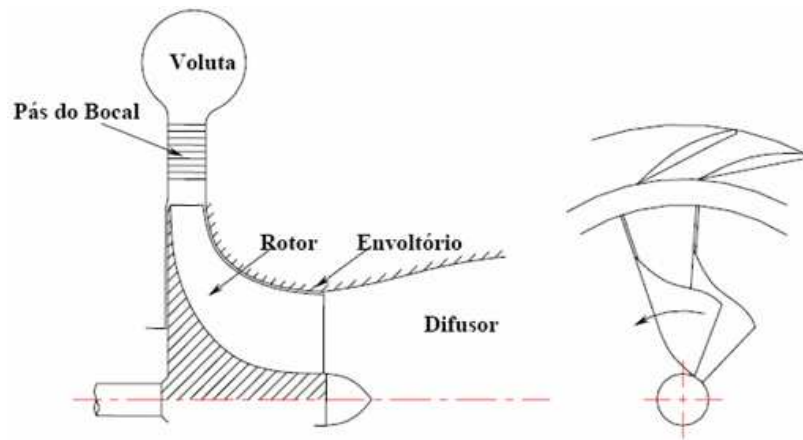


Figura 3 - Configuração de uma turbina radial.
Fonte: Tannús et al., (2006).

Um processo de expansão típico de uma turbina radial é mostrado no diagrama de pressão e temperatura da Figura 4. As linhas sólidas representam a variação da pressão total.

Para os estados 1 e 2 é observada uma pequena variação de pressão que representa as perdas no bocal, no entanto, nos estados 2 e 3, há uma súbita redução da pressão total, devido à mudança da quantidade de movimento, além do termo adicional de perda por atrito, como consequência da passagem do fluxo pelo rotor. A linha pontilhada representa a variação da pressão estática, sendo que a maior diferença ocorre na região de saída do bocal no estado 2, onde, a diferença entre a pressão total e estática é a pressão dinâmica.

As linhas sólidas, mostradas na parte inferior da Figura 4(a), representam a variação da temperatura total. Entre os estados 1 e 2 não ocorre variação da temperatura total, mas se tem um aumento no estado 2, devido às perdas por atrito do rotor. Entre os estados 2 e 3 acontece uma redução considerável da temperatura total devida à mudança da quantidade de movimento. A temperatura estática é mostrada abaixo pela linha pontilhada, e observa-se que a diferença entre a temperatura estática e a total, é pequena na entrada e na saída da turbina, portanto, no estado 2, a alta velocidade se acentua essa diferença.

O processo de expansão pode ser também representado num diagrama T-S (Temperatura-Entropia), como é mostrado na Figura 4(b), na qual as linhas sólidas representam as isobáricas de pressão total e o pontilhado, as linhas de isobáricas de pressão estática. Observa-se, nesta figura, os detalhes das alturas manométricas envolvidas no processo, tais como (q_{th}) que representa a diferença de altura manométrica devido à queda de temperatura de (T_{t-2}) até (T_{t-3}) como é mostrado na Figura 4(b), realizando um processo

isentrópico, destacando-se os termos de perdas como: as perdas no rotor (q_R), as perdas na voluta (q_w), e as perdas no bocal (q_{Thr}), e ainda o termos de velocidade (C_2) e (C_3) que representam a diferença de energia entre os estados estático e total.

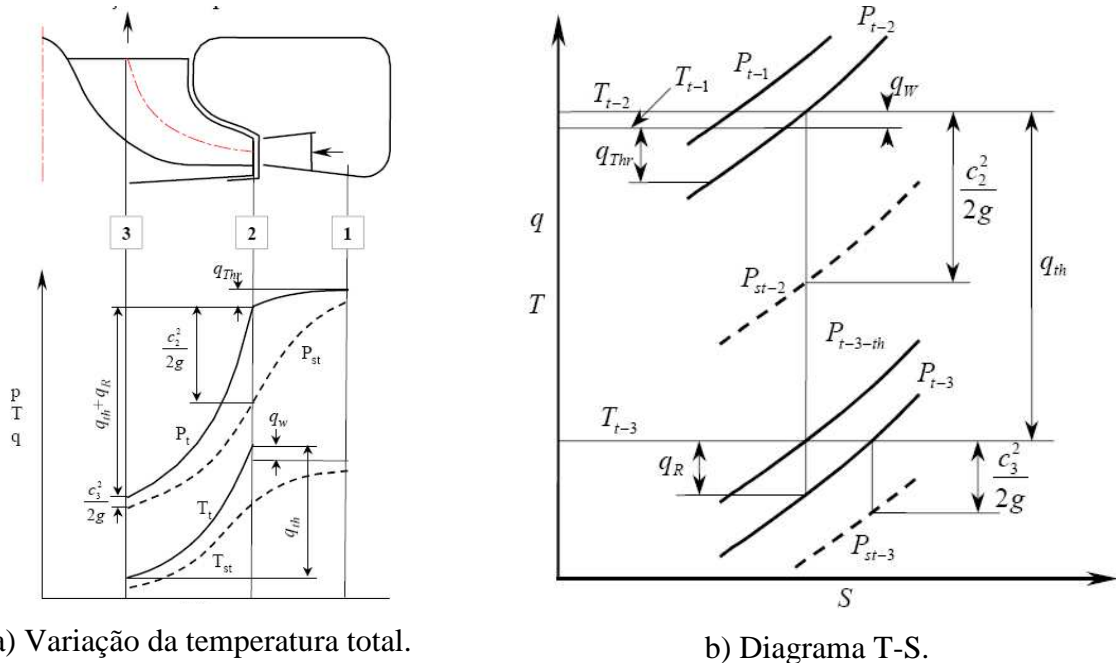


Figura 4 - Processo de expansão.
Fonte: Tannús et al., (2006).

2.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A análise da literatura disponível mostra que a NASA, desenvolveu programas de cálculo de desempenho de turbinas a gás, entre os quais, Futral e Wasserbauer, (1965) desenvolveram um método para a predição das condições fora do ponto de projeto com validação experimental de turbinas a gás radiais.

Rohlik, (1968) desenvolveu um método computacional e não faz menção do ponto de entupimento, mas os subseqüentes programas desenvolvidos por Wasserbauer e Glassman, (1975), Meitner e Glassman, (1983) e Qiu e Baines, (2007) consideram o entupimento no bocal e no rotor e seus efeitos no projeto e desempenho da turbina.

Wasserbauer e Glassman, (1975) desenvolveram um programa computacional baseado em parâmetros adimensionais para o cálculo do ponto fora de projeto de turbinas radiais na linguagem FORTRAN o qual serviu como base para logo, Glassman, (1976) desenvolver um

programa computacional de cálculo unidimensional para o ponto de projeto de turbinas radiais na linguagem FORTRAN.

Katsanis e McNally, (1977) desenvolveram o programa computacional em FORTRAN-IV, para obter em detalhe a solução subsônica e transônica de escoamentos na raiz e na carcaça da pá do rotor de turbomáquinas.

Whitfield e Baines, (1990), desenvolveram um programa de modelação e cálculo do rotor de uma turbina radial, baseado na resolução unidimensional das equações termodinâmicas e da mecânica de fluidos, em uma série de pontos de interesse dentro da máquina (entrada e saída do bocal e do rotor) ao longo da linha de corrente média.

Flack, (1990) apresentou um modelo matemático, no qual o ponto de casamento de todos os componentes de um gerador de gás pode ser determinado para diferentes condições de operação.

Um método que permite a simulação do desempenho de turbinas a gás com a possibilidade de se adaptar às particularidades do sistema de geração, foi apresentado por Stamatis et al., (1990), no qual, medidas ao longo da trajetória do gás são usadas para adaptar os modelos de desempenho dos componentes pela modificação apropriada dos seus mapas. Um programa modular escrito em linguagem FORTRAN foi desenvolvido por Ismail e Bhinder, (1991), este permite ao usuário montar e modelar os componentes da turbina da maneira desejada.

Korakianitis e Wilson, (1994) desenvolveram um programa que calcula o desempenho de um ciclo de propulsão a jato e um ciclo de potência com eixos: simples, regenerativo, com refrigeração intermediária, turbojato e turbofan. Este programa pode ser usado para calcular as condições de operação no ponto de projeto e fora do ponto de projeto. Mirza e Saravanamuttoo, (1997) desenvolveram um método de cálculo, o qual tem como finalidade calcular o desempenho de um motor turbojato de um único eixo, verificando a temperatura na entrada da turbina através da análise termodinâmica de cada um dos componentes.

Baines, (1998) desenvolveu um programa para o cálculo das perdas e eficiência da turbina radial ao longo da linha de corrente média, este programa é capaz de prever a eficiência dos componentes da turbina radial, dentro e fora das condições de projeto e foi baseado na abordagem introduzida pela NASA na década de 1960, mas inclui desenvolvimentos e aperfeiçoamentos que resultam na melhor compreensão física dos processos que ocorrem no interior do rotor da turbina.

Haugwitz, (2002) apresenta a simulação do modelo termodinâmico de uma microturbina a gás. A microturbina é composta por um compressor e turbina conectada com

um gerador elétrico de alta velocidade, além da câmara de combustão, recuperador e um trocador de calor e os resultados obtidos foram comparados com os proporcionados por a microturbina T100 TURBEC. O método usado foi na maior parte manual, tornando o processo lento cada vez que um novo compressor é analisado.

Os tipos de modelagem de turbomáquinas segundo Balje, (1980) são: a análise baseada em dados de grade, argumentos de canal e coeficientes de velocidade. No entanto, Benson, (1970) avaliou uma variedade de métodos para representar as perdas em turbinas radiais em operação fora do ponto de projeto. Para essa avaliação, dividem-se as perdas em duas principais: perdas no bocal e no rotor, sendo que as perdas no bocal incluem as perdas da voluta. Benson, (1970) conclui que os modelos para o bocal apresentaram bons resultados, quando são comparados com os experimentais e que o modelo de Futral e Wasserbauer, (1965) apresentaram os melhores resultados para as perdas, quando são comparados com os resultados experimentais.

Mseddi et al, (2002) desenvolveram uma metodologia de turbinas radiais fundamentado no cálculo da razão de expansão em dois estados da turbina: estático e dinâmico, e a eficiência isentrópica. As considerações realizadas para o tratamento foram que o modelo é estacionário e unidimensional.

Simpson et al., (2006) apresenta a simulação numérica com validação experimental de cinco diferentes tipos de bocais de uma turbina radial com três diferentes tipos de palhetas. Os ensaios experimentais foram realizados com diferentes valores de vazões mássicas e razões de pressão, utilizando uma turbina de 86 milímetros de diâmetro do rotor, encontrando-se variações da eficiência de 1 - 4% entre a simulação numérica e validação experimental.

Qiu et al., (2009) apresenta um programa computacional para o projeto de turbinas radiais usando a metodologia unidimensional ao longo da linha de corrente média, mas este programa é utilizado para bocais de área variável.

Finalmente Cox et al., (2009) descrevem uma nova abordagem para o projeto preliminar de rotores de turbinas radiais, no qual utilizam um método quase-3D, que permite variar cargas aerodinâmicas e a espessura da pá do rotor e desta forma realizar uma análise paramétrica da turbina antes de avançar na análise com DFC.

Capítulo 3

MODELO UNIDIMENSIONAL DA TURBINA RADIAL: PONTO DE PROJETO

Este capítulo apresenta os fundamentos teóricos e a metodologia utilizada juntamente com a formulação matemática, a modelação e o procedimento de cálculo unidimensional para a condição do ponto de projeto da turbina radial, levando-se em conta as equações de conservação, as propriedades físicas e termodinâmicas do fluido, os parâmetros geométricos, adimensionais e semi-adimensionais de desempenho e a independência destes, com as variáveis: massa específica, rotação e geometria de cada componente isoladamente.

Finalmente, no APÊNDICE A descreve-se em detalhe o programa computacional de cálculo unidimensional, no APÊNDICE B são mostradas as linhas de programação que utiliza o programa computacional para a realização do cálculo para a condição do ponto de projeto e a utilização desses algoritmos na linguagem FORTRAN, gerando o programa computacional “*TurbinaDP.exe*” e já no APÊNDICE C é apresentado o fluxograma do programa desenvolvido.

3.1 FUNDAMENTOS AEROTERMODINÂMICOS

O estado termodinâmico para um fluido ideal pode ser definido por duas propriedades. Normalmente são usadas para esta definição a pressão e a temperatura, porque podem ser

medidas diretamente. Nos fluidos em movimento a magnitude e direção da velocidade também devem ser especificadas.

Para o projeto preliminar de turbomáquinas normalmente se assume o escoamento como unidirecional e seguindo a geometria das palhetas ou pás. Assim, o escoamento pode ser caracterizado por cinco parâmetros, os quais são: pressão, temperatura, velocidade, ângulo do escoamento e vazão.

3.1.1 Equação da Continuidade

Estabelece simplesmente que, em regime permanente, a vazão mássica na entrada e na saída do volume de controle é constante, como é mostrado na equação (1).

$$\dot{m} = \rho_1 C_1 A_1 = \rho_2 C_2 A_2 \quad \text{ou} \quad \dot{m} = \rho_1 C_{m1} A_1 = \rho_2 C_{m2} A_2 \quad (1)$$

3.1.2 Equação de Quantidade de Movimento

A Segunda Lei de Newton estabelece que, para um fluido escoando através de um volume de controle, a taxa de variação da quantidade de movimento é igual à força aplicada no fluido dentro do volume de controle na direção do escoamento, ou seja:

$$F_x = \dot{m}(C_{x2} - C_{x1}) \quad (2)$$

Portanto, o trabalho específico produzido pela turbina pode ser calculado através da equação (3). As posições 1 e 2 correspondem à entrada e saída do escoamento do rotor.

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = \frac{\tau\omega}{\dot{m}} = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} \quad (3)$$

3.1.3 Equação de Energia

A Primeira Lei da Termodinâmica estabelece que a variação de energia de um fluido através de um processo, é igual à diferença entre o calor e o trabalho transferido entre o fluido e no meio. No caso do escoamento em regime permanente, pode ser demonstrado que o balanço de energia para um volume de controle com uma entrada e uma saída é dado por:

$$\frac{\dot{Q}}{m} - \frac{\dot{W}}{m} = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1) \quad (4)$$

Para turbomáquinas térmicas (Turbomáquinas que operam com gás), a variação de energia potencial é desprezível e o processo pode ser considerado adiabático ($\dot{Q}=0$) como mostra a equação (5).

$$\frac{\dot{W}_T}{m} = (h_1 + \frac{1}{2}C_1^2) - (h_2 + \frac{1}{2}C_2^2) \quad (5)$$

3.1.4 Triângulos de Velocidade

Os triângulos de velocidade estabelecem a relação entre a velocidade do rotor e a velocidade do gás (absoluta e relativa) para movimentar as pás do rotor ou direcionar o fluxo, como é no caso do bocal da turbina radial. Isto pode ser feito pela representação de um diagrama em forma de triângulo, como é mostrado na Figura 5.

A velocidade (C) é a velocidade absoluta do escoamento, a velocidade (U) é a velocidade tangencial da pá dada por (ωr) e (W) é a velocidade relativa do escoamento, vista desde um referencial não-inercial fixado no rotor. Os triângulos também fornecem os ângulos (α) e (β), que estabelecem a direção das velocidades absoluta e relativa respectivamente e descrevem o comportamento do escoamento na entrada e na saída do rotor.

A Figura 6 mostra a projeção meridional da pá de um rotor sobre a qual serão desenvolvidas as equações para a análise do escoamento e o dimensionamento da turbomáquina com a hipótese de escoamento unidimensional.

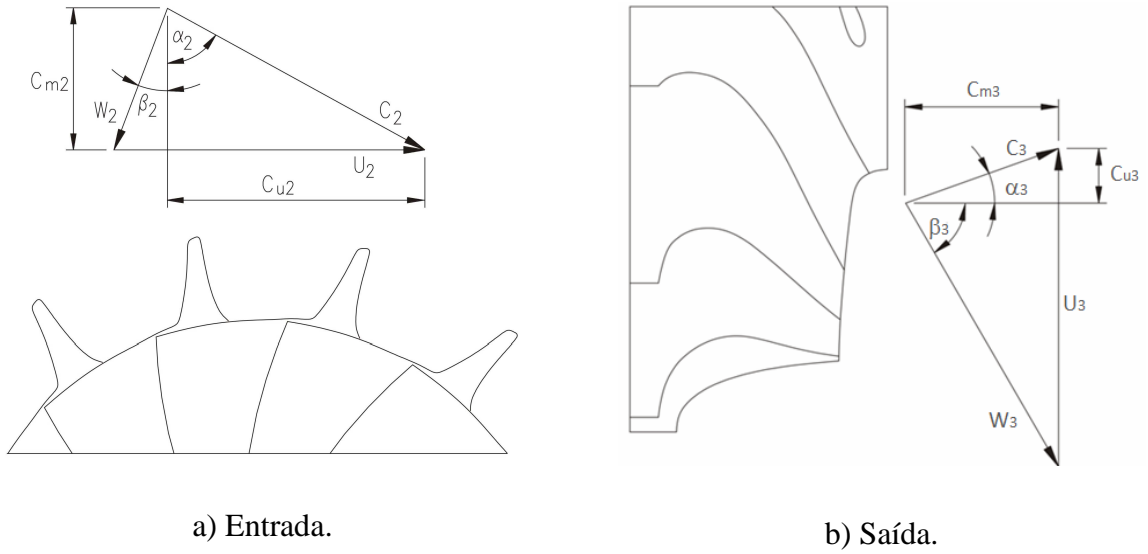


Figura 5 - Triângulos de velocidade do rotor da turbina radial.
Fonte: Moustapha, (2003).

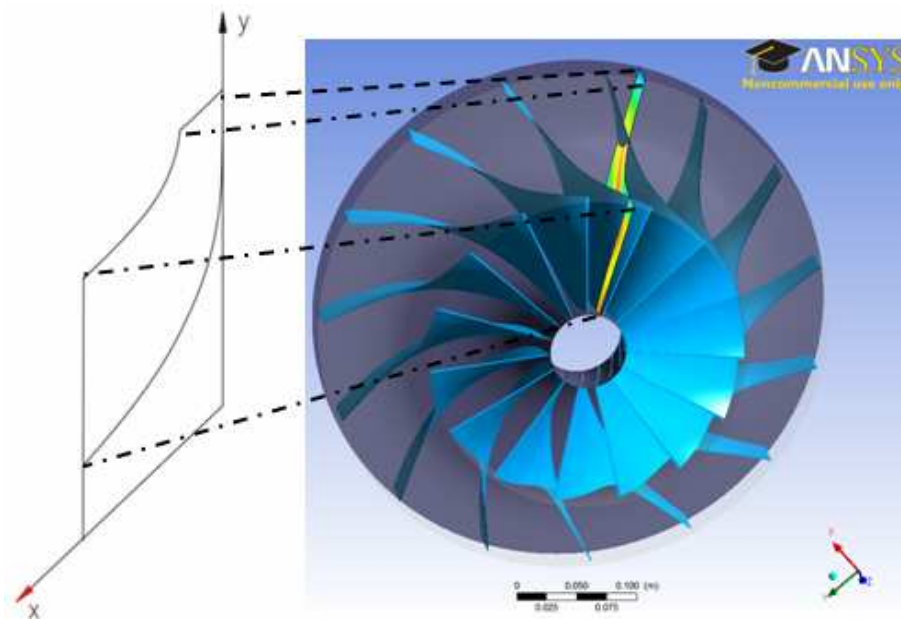


Figura 6 - Projeção meridional da pá do rotor.

3.1.5 Entalpia de Estagnação

A entalpia de estagnação (h_o) é a entalpia que uma corrente de gás, com entalpia estática (h) e velocidade (C) teria quando é desacelerado adiabaticamente até a condição de repouso e sem transferir trabalho.

Aplicando a equação de energia para o escoamento permanente unidimensional, tem-se:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[(h_2 - h_1) + \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1) \right] \quad (6)$$

Fazendo: $h_2 = h_0$, $h_1 = h$, $C_2 = 0$, $C_1 = C$, $z_2 = z_1$. A equação (6) se reduz a:

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2} \quad (7)$$

3.1.6 Pressão e Temperatura de Estagnação ou Total

Sabe-se que para um gás perfeito ($h_0 = C_p T_0$), substituindo na equação (6), tem-se:

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2C_p} \left[1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right] \quad (8)$$

A pressão de estagnação é definida por:

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (9)$$

Substituindo a equação (8) na equação (9), tem-se:

$$p_0 = p \left[1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (10)$$

Assim, a pressão (p_0) e temperatura (T_0) de estagnação, são propriedades da corrente do gás, as quais podem ser usadas para determinar as condições termodinâmicas da mesma.

3.1.7 Grandezas Adimensionais do Escoamento

Ao longo da turbomáquina o escoamento é adiabático e a temperatura de estagnação é constante exceto no rotor, onde ocorre transferência de trabalho. Neste caso, pode-se recorrer à temperatura ou entalpia de estagnação. Numa primeira aproximação, se o escoamento é

tratado como isentrópico, a pressão de estagnação é constante fora do rotor, e pode ser calculada como a pressão de estagnação relativa dentro do rotor. Portanto, junto com a equação da continuidade dada pela equação (1) e introduzindo o número de Mach e a equação dos gases perfeitos, tem-se:

$$\frac{\dot{m}}{A} = \frac{P}{RT} M \sqrt{kRT} \quad (11)$$

Combinando a equação (11) juntamente com as equações (8) e (10), tem-se:

$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_0}{k}}}{Ap_0} = M \left(1 + \frac{I-k}{2} \right)^{\left[\frac{(k+1)}{2(k-1)} \right]} \quad (12)$$

O lado esquerdo da equação (12) é adimensional, o qual é chamado de função adimensional do escoamento. O lado direito é função apenas do número de Mach. Como o lado esquerdo normalmente é conhecido, pode-se calcular o número de Mach.

A equação anterior pode ser resolvida de modo rápido utilizando o método de Newton-Raphson. Para cálculos manuais a função acima se encontra resolvida na forma gráfica (Figura 7) mostrando a vazão mássica adimensional nas ordenadas contra o número de Mach nas abscissas.

O próximo passo é mostrar como a equação (12) pode ser usada no escoamento de fluidos. Portanto, será considerado um caso simples, adiabático, isentrópico, sem transferência externa de trabalho, com pressão e temperatura de estagnação constante. Se (p_0) e (T_0) , são conhecidas para qualquer ponto do escoamento na entrada da turbina e introduzindo a área (A_1) e o ângulo de escoamento absoluto (α_2) ; o número de Mach na saída do rotor pode ser obtido pela equação (13). Assim:

$$\frac{\dot{m} \sqrt{\frac{RT_0}{k}}}{A_1 p_0} = \left(\frac{A_2}{A_1} \right) \cos \alpha_2 M_2 \left(1 + \frac{I-k}{2} M_2^2 \right)^{\left[\frac{(k+1)}{2(k-1)} \right]} \quad (13)$$

A equação (13) tem um máximo para o valor do número de Mach igual a 1, ou seja para escoamento sônico, isto determina o limite de vazão mássica para um valor dado de

estagnação, que pode fluir através de uma área definida, e esta relação é definida como o valor de *entupimento* (valor obtido para escoamento sônico).

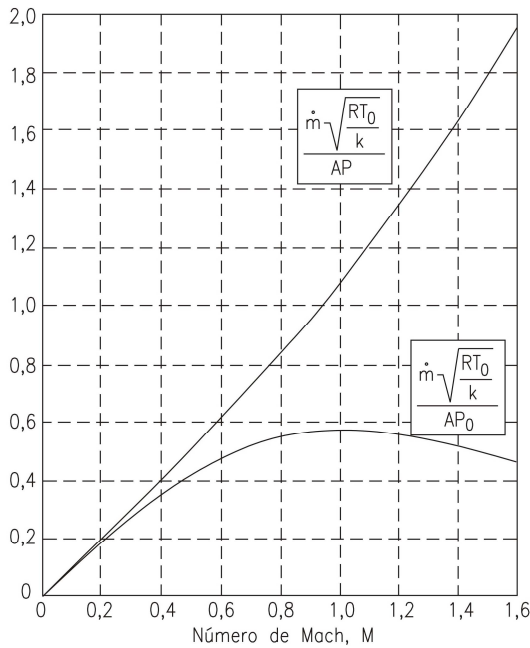


Figura 7 - Vazão mássica adimensional em função do número de Mach.
Fonte: Whitfield e Baines, (1990).

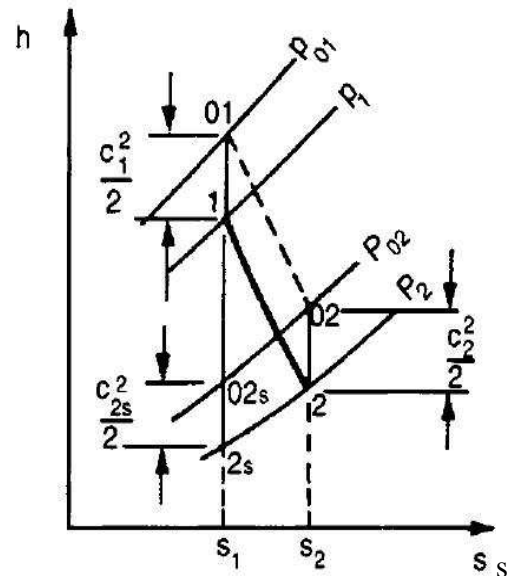


Figura 8 - Diagrama de eficiência isentrópica.
Fonte: Dixon, (1998).

3.1.8 Eficiência Isentrópica

Para uma turbina, a eficiência isentrópica pode ser calculada por:

$$\eta_{tt} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}} \quad (14)$$

Para a turbina radial, a Figura 8 mostra as diferenças existentes nas condições ideais de um processo de expansão, onde a entropia é constante e um processo real onde existem irreversibilidades.

Inicialmente o fluido de trabalho encontra-se no estado inicial a (p_1) e (T_1) ou nas condições de estagnação (p_{01}) e (T_{01}) , logo com a entropia e a entalpia definidas para o processo ideal, o incremento de pressão é feito isentropicamente até os estados (p_{2s}) e (T_{2s}) ou (p_{02s}) e (T_{02s}) .

O trabalho do processo pode ser calculado como a diferença de entalpias entre os dois estados. No entanto, o processo real é realizado com aumento de entropia, até atingir os pontos (p_2) e (T_2) ou (p_{02}) e (T_{02}) , neste caso, ao calcular a diferença de entalpia entre os estados iniciais e finais, obtém-se um valor maior que o obtido para o caso ideal.

➤ Eficiência Isentrópica Total-Total

Se as velocidades (C_1) e (C_2) na entrada e na saída da turbina forem iguais, esta eficiência é aproximadamente igual à eficiência sem ter em conta as propriedades de estagnação. Utilizando a relação isentrópica entre as razões de temperatura e pressão, tem-se:

$$\eta_{tt} = \frac{1 - (T_{02}/T_{01})}{1 - (P_{02}/P_{01})^{\frac{k-1}{k}}} \quad (15)$$

➤ Eficiência Isentrópica Total-Estática

Outra eficiência adiabática que pode ser usada é a total-estática, definida como:

$$\eta_{ts} = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01} - T_{2s}} = \frac{1 - (T_{02}/T_{01})}{1 - (P_2/P_{01})^{\frac{k-1}{k}}} \quad (16)$$

3.1.9 Eficiência Politrópica

Uma desvantagem da utilização da eficiência isentrópica é que ela é função da razão de pressão do processo. Por isso, é impossível comparar máquinas trabalhando com diferentes razões de pressão. Para resolver este problema, é possível definir uma nova eficiência chamada de *politrópica*, como aquela onde a razão de pressão da máquina se aproxima ao valor de um (1) e a diferença de entalpia ao valor de zero (0). Assim, tem-se:

$$\eta_{tt} = \frac{1 - (P_{02}/P_{01})^{n_p \left(\frac{k-1}{k}\right)}}{1 - (P_{02}/P_{01})^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}} \quad (17)$$

3.1.10 Parâmetros Adimensionais e Semi-adimensionais na Turbina Radial

O fator de potência do estágio (S_w) é um parâmetro adimensional desenvolvido para permitir a comparação entre diferentes turbomáquinas (Whitfield e Baines, 1990). Esta variável relacionada à razão de pressão e a eficiência do estágio a ser projetado, portanto:

$$S_w = \frac{\dot{W}}{\dot{m} h_{01}} = 1 - \frac{T_{03}}{T_{01}} \quad (18)$$

A Figura 9 mostra a relação entre o fator de potência do estágio e a razão de pressão para uma turbina radial, em duas condições de eficiência total-estática. Pode ser visto que existe uma relação do tipo parabólica entre as duas variáveis, ou seja, na medida em que a razão de potência aumenta também se pode esperar um aumento da temperatura e da velocidade absoluta do fluido na entrada.

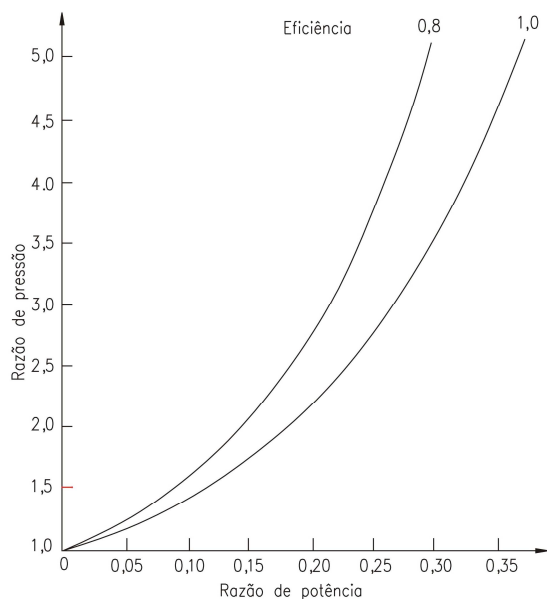


Figura 9 - Variação do fator de potência do estágio e a razão de pressão.
Fonte: Whitfield e Baines, (1990).

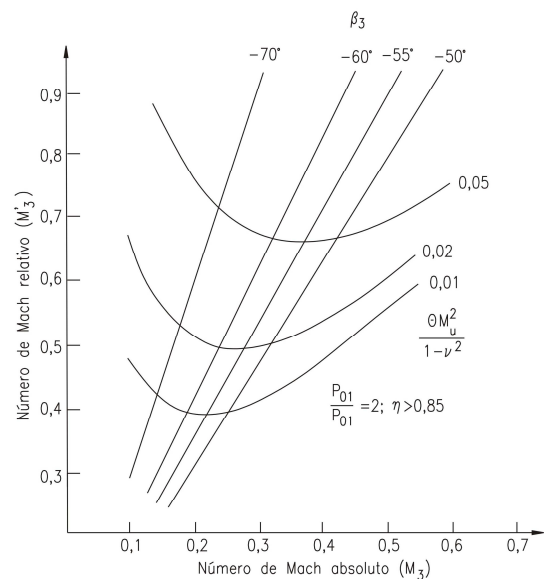


Figura 10 - Ângulo do escoamento relativo para o número de Mach mínimo.
Fonte: Whitfield e Baines, (1990).

No caso da descarga do rotor, é importante garantir que não se obtenha um número de Mach muito alto, pois às vezes é possível que ocorra a formação de ondas de choque. Este efeito foi apresentado por Rohlik, (1968), juntamente com a relação entre o número de Mach

relativo na descarga (M_3) e o ângulo de escoamento (β_3) mostrado na Figura 10. Neste caso, e para várias análises efetuadas foi demonstrado que para uma razão de pressão e eficiência estabelecidas, um ângulo de 60° garante o menor número de Mach relativo na descarga. Além disso, Rohlik, (1968) também sugere projetar o rotor da turbina com uma razão de velocidades relativas (entrada/saída) de 2,0; como critério para operar dentro da faixa de máxima eficiência.

No projeto do rotor da turbina também deve ser feita a determinação do número adequado de pás em função dos triângulos de velocidade encontrados para cada caso. Assim, existem várias relações empíricas desenvolvidas para o cálculo do número de pás a partir do ângulo de escoamento absoluto, dentro das quais se destacam as equações de Glassman, (1976) e Whitfield e Baines, (1990), como as mais utilizadas para diversos tipos de projetos desenvolvidos por serem validadas experimentalmente.

Dentro dos parâmetros adimensionais e semi-adimensionais utilizados para a descrição do comportamento das turbomáquinas, a rotação específica (N_{ss}) tem sido amplamente utilizada. Como pode ser observado, o parâmetro não está relacionado com as dimensões físicas, mas sim com as grandezas de funcionamento da turbomáquina: rotação do rotor, velocidade, vazão volumétrica e trabalho específico. O valor numérico desta relação fornece uma idéia geral da capacidade de fluxo volumétrico em relação ao trabalho desejado. Valores baixos de rotação específica (N_{ss}) estão associados com áreas de fluxo relativamente pequenas e valores altos com áreas de fluxo maiores. A rotação específica também é utilizada como indicador da eficiência máxima.

$$N_{ss} = \frac{\omega \sqrt{\dot{Q}_3}}{W_{expos}^{0,75}} \quad (19)$$

Rohlik, (1968) estudou o desempenho de turbinas radiais com entrada a 90° , buscando encontrar um procedimento de projeto ótimo para várias aplicações, relacionando as variáveis com a rotação específica. Seu procedimento foi desenvolvido a partir do trabalho de Wood, (1963), que determinou basicamente as perdas no ponto de projeto para vários rotores e bocais projetados para diferentes condições.

A Figura 11 mostra a variação da eficiência em função da rotação específica para diferentes ângulos absolutos do escoamento no bocal. Observa-se um valor máximo de eficiência de 0,87 quando se atinge uma velocidade específica de $N_{ss} = 0,58$. Em outro

trabalho Kofskey e Wasserbauer, (1966) encontrarem o mesmo valor de eficiência para um valor de $N_{ss} = 0,64$.

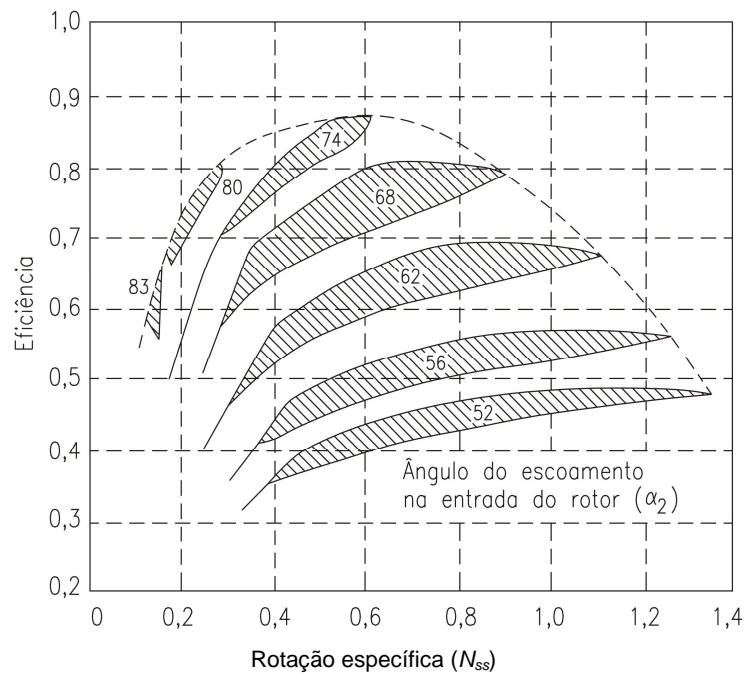


Figura 11 - Eficiência isentrópica em função da rotação específica.
Fonte: Rohlik, (1968).

Finalmente, outros coeficientes adimensionais para descrever as características de funcionamento de uma turbomáquina são:

➤ Coeficiente de Carregamento

Sendo $Y = \Delta p_0 / \rho = 2\Delta h$, define-se, o coeficiente de carregamento (ψ_p), por:

$$\psi_p = 2\Delta h/U^2 \quad (20)$$

➤ Coeficiente de Fluxo

Sendo $Q = C_m A$ e sabendo-se que (A) é proporcional a (D^2) , conclui-se que (Q) é também proporcional ao produto $(C_m D^2)$. Logo, o coeficiente de fluxo, (ϕ) é definido por:

$$\phi = C_m/U \quad (21)$$

3.2 METODOLOGIA DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL DA TURBINA RADIAL

Na metodologia unidimensional tem-se o uso das equações de conservação, onde o estudo é realizado em apenas uma direção, no plano meridional da turbomáquina, como é mostrado nas Figuras 12 e 13.

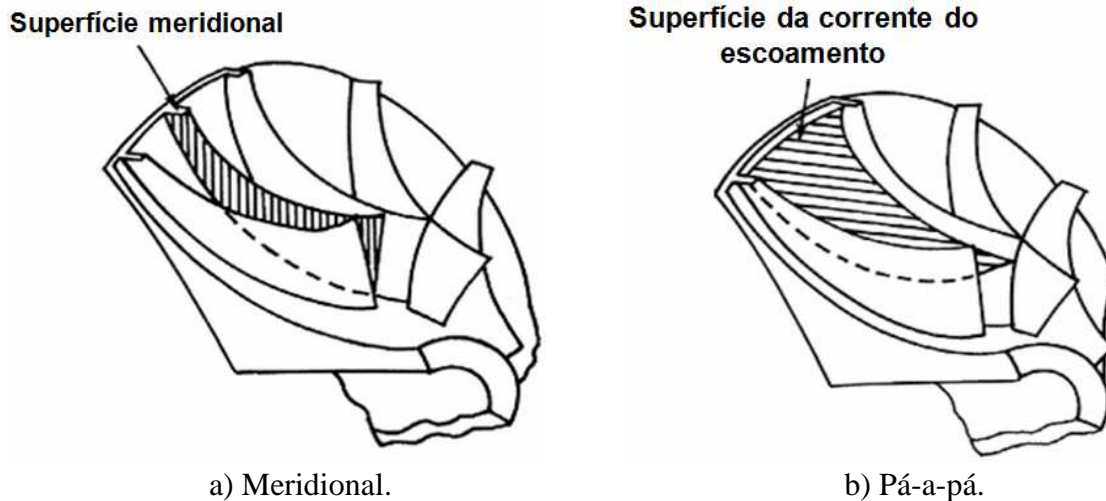


Figura 12 – Superfícies de análises.

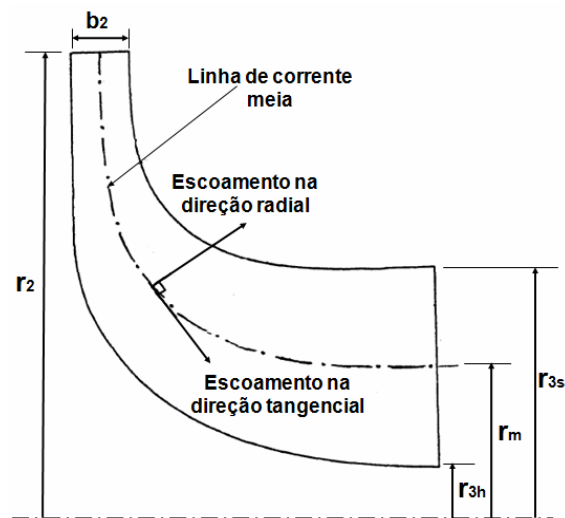


Figura 13 – Plano meridional de estudo: linha de corrente média.

O programa de cálculo desenvolvido em neste trabalho é uma ferramenta de grande utilidade na fase preliminar do projeto e pode ser usado para calcular e testar de forma rápida, diferentes tipos de configurações antes de qualquer detalhe da palheta do bocal ou da pá do rotor seja construída.

O programa consiste em um processo iterativo que admite uma eficiência inicial total do bocal, difusor e a total-estática ou de estágio da turbina, assim como os parâmetros geométricos: razão de raios na saída do rotor, relação de velocidades relativas do rotor, razão de raios de entrada e saída do bocal, largura adimensional do difusor, espessura da palheta do bocal, espessura da pá do rotor, espessura da lingüeta da voluta, os ângulos relativos de entrada e saída do rotor e o ângulo absoluto de entrada do rotor, a folga ideal entre o bocal e o rotor (o termo ideal refere-se à variação da folga em função das iterações, o qual produz correções na geometria dos componentes da turbomáquina, devido ao fator de obstrução no bocal e no rotor e aos “loops de perdas”).

O fator de obstrução é a diferença entre a área real que escoo o fluido e a área geométrica do componente (Equação 22), como é mostrado na Figura 14.

$$B_f = 1 - \frac{A_{efetiva}}{A_{geométrica}} \quad (22)$$

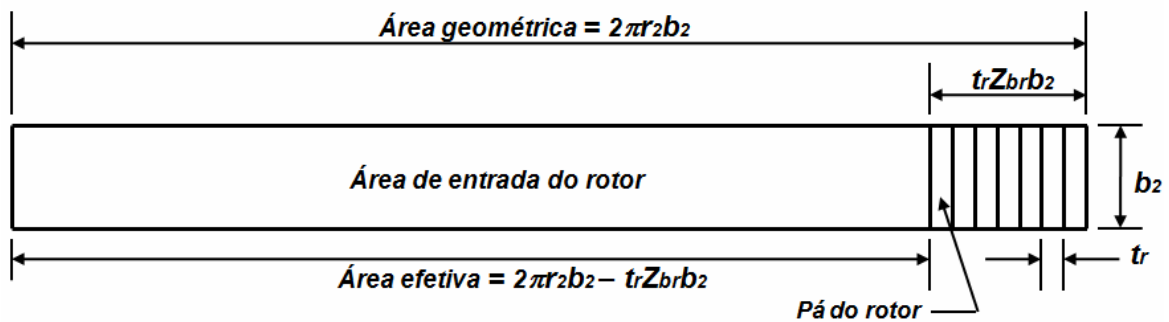


Figura 14 – Representação geométrica do fator de obstrução na entrada do rotor.

Os “loops de perdas” consistem em calcular os parâmetros adimensionais e as condições geométricas e aerodinâmicas utilizando as eficiências iniciais ou de entrada para assim avaliar as perdas e com base nelas, calcular uma nova eficiência para logo ser comparado com a inicial, atingir uma porcentagem mínima de erro e obter convergência entre os resultados obtidos.

Finalmente é necessário fornecer a vazão mássica do projeto juntamente com as propriedades termodinâmicas na entrada e saída da turbina e as propriedades químicas do fluido de trabalho, a razão de pressão e as condições de pressão e temperatura total na entrada da turbina radial.

3.2.1 Procedimento de Cálculo

O programa inicialmente realiza o cálculo do triângulo de velocidades como o mostra a Figura 15 e o número de Mach na entrada do rotor, juntamente com as relações termodinâmicas entre as diferentes temperaturas e pressões totais ou de estagnação e as propriedades físicas (massa específica, vazão mássica, etc.) nesse ponto.

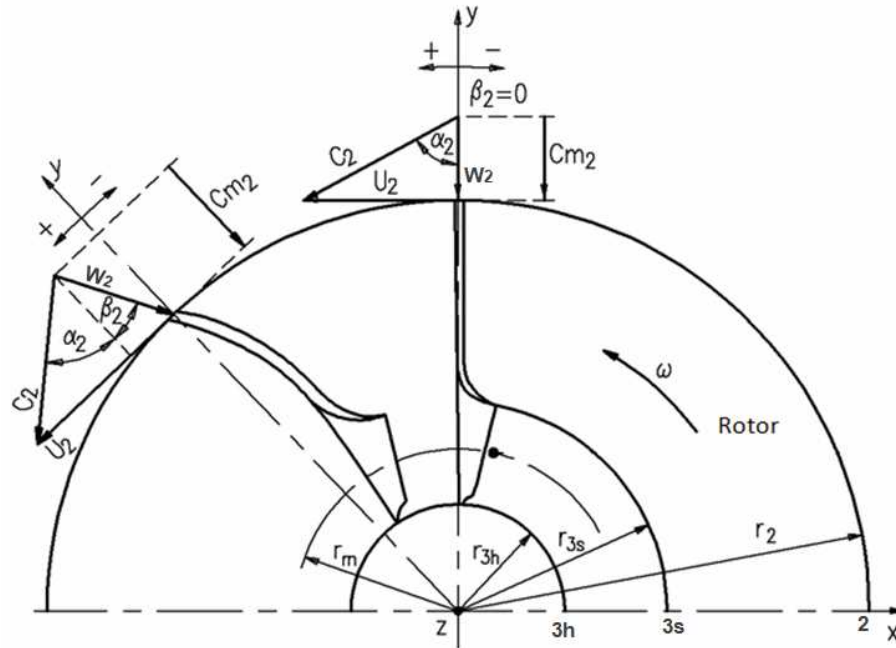


Figura 15 – Triângulo de velocidades na entrada do rotor para ângulos na entrada $\beta_2 = 90^\circ$ e $\beta_2 > 90^\circ$.

O passo seguinte é o cálculo do triângulo de velocidades na descarga do rotor como o mostra a Figura 16, visando encontrar a velocidade relativa e o número de Mach relativo na descarga.

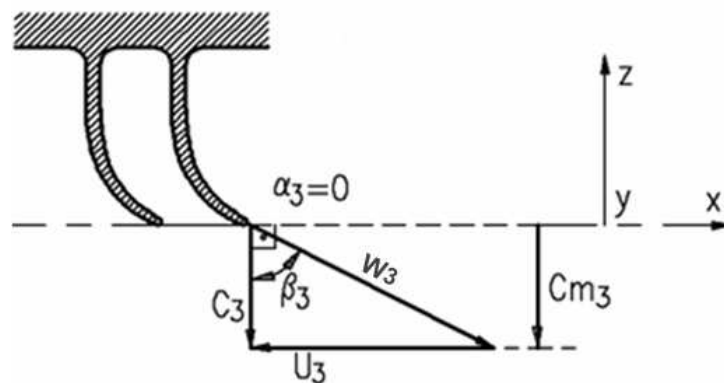


Figura 16 – Triângulo de velocidades na saída do rotor.

Uma vez estabelecidos os triângulos de velocidades, são calculados os parâmetros de desempenho adimensionais, semi-adimensionais e aerodinâmicos para finalmente obter as dimensões do bocal e do rotor em função da geometria do componente antes calculado, as quais são apresentadas nas Figuras 17 e 18.

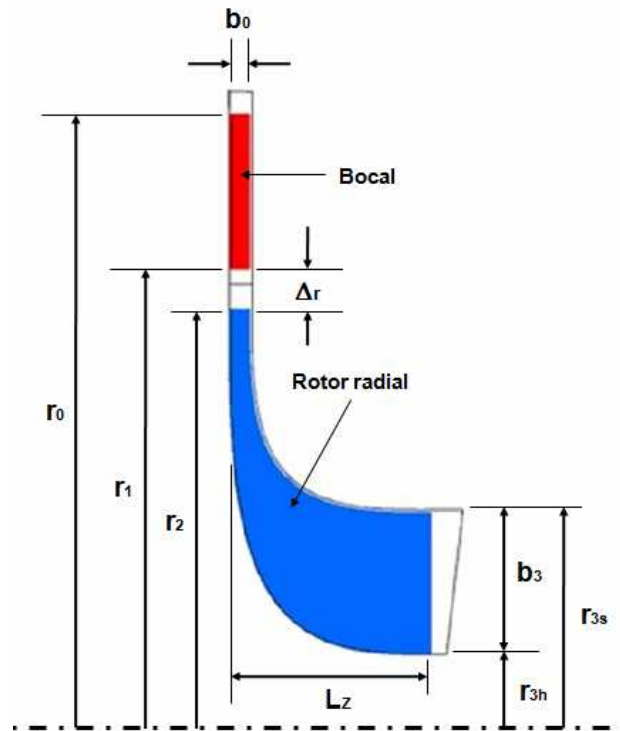


Figura 17 – Geometria básica do bocal e rotor radial: plano meridional.

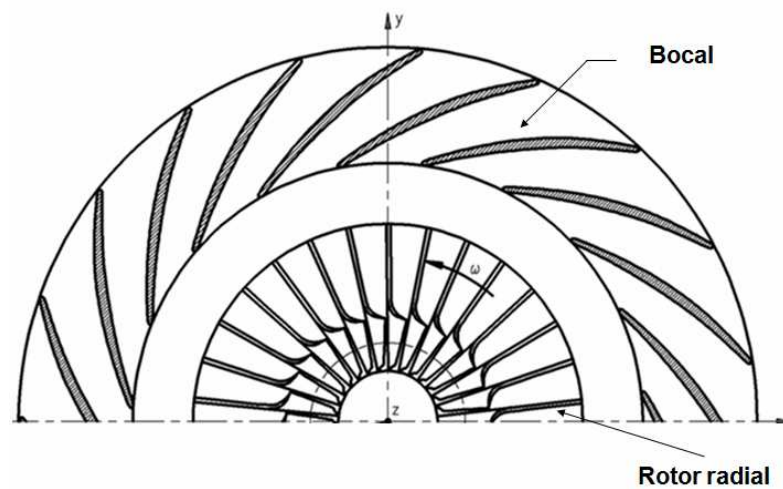


Figura 18 – Geometria básica do bocal e rotor radial: vista frontal.

Neste método, a modelagem do escoamento através da turbina radial consiste em dividir a turbomáquina em diferentes componentes, ou seja, cada parte é modelada por separado. Como foi mencionado anteriormente, as condições de saída de cada componente são as

condições de entrada do outro, a Figura 19 mostra o duto imaginário de entrada da turbina (a - 0), o bocal (0 - 1), a interface bocal-rotor (1 - 2), o rotor radial (2 - 3) e o duto imaginário de saída da turbina (3 - b).

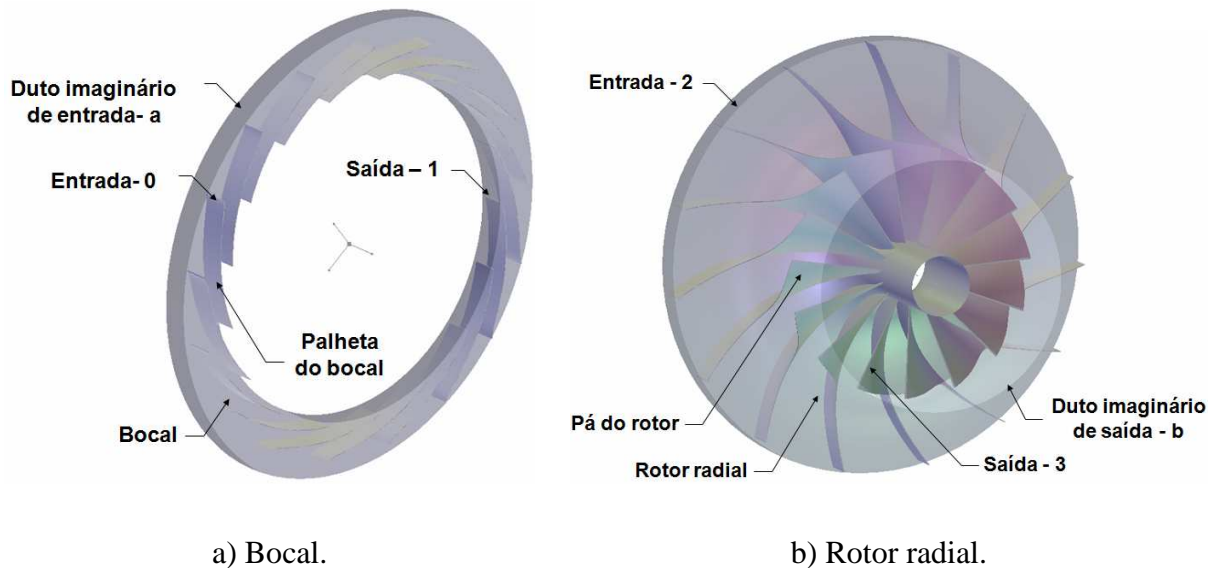


Figura 19 – Seções de estudo da turbomáquina.

3.3 FORMULAÇÃO AEROTERMODINÂMICA

O cálculo passo a passo é realizado ao longo da linha média da turbina radial no plano meridional como é mostrado na Figura 13. O procedimento inicia com o cálculo do rotor para depois ser calculado o bocal.

3.3.1 Cálculo do Rotor Radial

A análise do rotor inicia considerando a hipóteses segundo Glassman, (1976) da temperatura total ($T_{00} = T_{01} = T_{02}$) constante através do bocal e na interface bocal-rotor, portanto, se pode resolver:

3.3.1.1 Cálculo do Número de Mach Mínimo na Entrada

O projeto inicia com o cálculo da razão de pressão estática-total da turbina, a qual é definida pela equação (23).

$$\frac{P_3}{P_{00}} = \frac{I}{PR_{ts}} \quad (23)$$

Uma vez calculada a razão de pressão estática-total da turbina, é possível obter o fator de potência do estágio, definido pela equação (24).

$$S_w = \eta_{ts} \left[I - \left(\frac{I}{PR_{ts}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (24)$$

Desta maneira é possível calcular a razão de temperaturas totais na entrada e saída da turbina, assim:

$$\frac{T_{03}}{T_{00}} = I - S_w \quad (25)$$

A temperatura total na saída do rotor é:

$$T_{03} = T_{00}(I - S_w) \quad (26)$$

Agora, são calculadas as velocidades do som nas diferentes estações da turbina. A velocidade do som na entrada do bocal é:

$$a_{00} = \sqrt{kRT_{00}} \quad (27)$$

A velocidade do som na saída do bocal é:

$$a_{01} = \sqrt{kRT_{01}} \quad (28)$$

A velocidade do som na entrada do rotor é:

$$a_{02} = \sqrt{kRT_{02}} \quad (29)$$

A velocidade do som na saída do rotor é:

$$a_{03} = \sqrt{kRT_{03}} \quad (30)$$

Como mencionado anteriormente, inicialmente se calcula o número de Mach mínimo de estagnação na entrada do rotor (esta condição foi escolhida devido que o programa calculará a rotação mínima da turbomáquina como uma primeira aproximação, devido que também pode ser inserido o valor da rotação desejada) e o triângulo de velocidades na entrada, juntamente com as relações termodinâmicas entre as diferentes temperaturas e pressões totais, de estagnação e as propriedades físicas (massa específica, vazão mássica, etc.) nesse ponto. Portanto, o número de Mach mínimo de estagnação na entrada do rotor é dado pela equação (31):

$$M_{02}^2 = \frac{C_2^2}{a_{00}^2} = \left(\frac{S_w}{k-1} \right) \left(\frac{2 \cos \beta_2}{1 + \cos \beta_2} \right) \quad (31)$$

O número de Mach mínimo absoluto na entrada do rotor é:

$$M_2 = \sqrt{\frac{M_{02}^2}{1 - [(k-1)/2] M_{02}^2}} \quad (32)$$

3.3.1.2 Cálculos das Condições Aerotermodinâmicas de Entrada do Rotor

O cálculo das condições aerotermodinâmicas começa com a avaliação da velocidade absoluta em função da velocidade do som na entrada do rotor, dado pela equação (33), portanto:

$$\frac{C_2}{a_{00}} = \sqrt{M_{02}^2} \quad (33)$$

Assim, desta forma são calculadas as relações termodinâmicas entre as diferentes temperaturas e pressões totais, de estagnação e as propriedades físicas nesse ponto, logo se tem a razão de temperaturas total-estática na entrada do rotor:

$$\frac{T_{02}}{T_2} = 1 + \left(\left(\frac{k-1}{2} \right) M_2^2 \right) \quad (34)$$

A razão de pressão total-estática na entrada do rotor é:

$$\frac{P_{02}}{P_2} = \left(\frac{T_{02}}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (35)$$

A razão de massa específica estática-total na entrada do rotor é:

$$\frac{\rho_{02}}{\rho_2} = \left(\frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (36)$$

A razão de pressão estática-total na entrada do rotor e entrada do bocal é:

$$\frac{P_2}{P_{00}} = \left[1 - \left(\left(1 - \frac{T_2}{T_{02}} \right) / \eta_b \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (37)$$

A razão de pressão total-estática na entrada e saída do rotor é:

$$\frac{P_{02}}{P_3} = \left(\frac{P_{02}}{P_2} \right) \left(\frac{P_2}{P_{00}} \right) PR_{ts} \quad (38)$$

A razão de pressão total-total na entrada do rotor e saída do bocal é:

$$\frac{P_{02}}{P_{00}} = \left(\frac{P_{02}}{P_3} \right) \left(\frac{1}{PR_{ts}} \right) \quad (39)$$

A razão de massa específica total-total na entrada do rotor e na entrada do bocal é:

$$\frac{\rho_{02}}{\rho_{00}} = \frac{P_{02}}{P_{00}} \quad (40)$$

A razão de massa específica estática-total na entrada do rotor e saída do bocal é:

$$\frac{\rho_2}{\rho_{00}} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_{02}} \right) \left(\frac{\rho_{02}}{\rho_{00}} \right) \quad (41)$$

3.3.1.3 Cálculo do Ângulo do Escoamento Absoluto na Entrada do Rotor

O ângulo absoluto do escoamento α_2 é medido em relação à componente radial e pode ser calculado ou usado como dado de entrada, como é mostrado a seguir:

Para o $\beta_2 \neq 0$ (β_2 com valor negativo) e o $M_2 = M_{2min}$, então a tangente do ângulo absoluto da pá na entrada do rotor é dada por:

$$\tan \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - 1} \quad (42)$$

O ângulo absoluto do escoamento da pá na entrada do rotor é:

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \alpha_2 \quad (43)$$

Para $\beta_2 = 0$ e α_2 como dado de entrada, então:

$$\alpha_2 = \text{Valor de entrada estabelecido.} \quad (44)$$

3.3.1.4 Cálculos do Triângulo de Velocidade na Entrada do Rotor

Para o $\beta_2 \neq 0$ (β_2 com valor negativo) e o $M_2 = M_{2min}$, tem-se que a velocidade absoluta é calculada pela equação (33), logo os demais componentes do triângulo de velocidade (Figura 15) são calculados da seguinte maneira:

A velocidade absoluta na direção tangencial na entrada do rotor em função da velocidade do som, dada pela equação (45) é:

$$\frac{C_{\theta 2}}{a_{00}} = \left(\frac{C_2}{a_{00}} \right) \sin \alpha_2 \quad (45)$$

Assim, as outras componentes do triângulo de velocidades como a velocidade tangencial na entrada do rotor em função da velocidade do som é:

$$\frac{U_2}{a_{00}} = \left(\frac{S_w}{k-1} \right) \left(\frac{a_{00}}{C_{\theta 2}} \right) \quad (46)$$

A velocidade meridional na entrada do rotor em função da velocidade do som é:

$$\frac{C_{m2}}{a_{00}} = \left(\frac{C_2}{a_{00}} \right) \cos \alpha_2 \quad (47)$$

A velocidade relativa na entrada do rotor em função da velocidade do som é:

$$\frac{W_2}{a_{00}} = \left(\frac{C_{m2}}{a_{00}} \right) / \cos \beta_2 \quad (48)$$

Finalmente, a velocidade relativa na direção tangencial na entrada do rotor função da velocidade do som é:

$$\frac{W_{\theta 2}}{a_{00}} = W_2 \cos \beta_2 \quad (49)$$

O trabalho específico do rotor ($W_{esp} = U_2 C_{\theta 2}$) é dado pela equação (50):

$$W_{esp} = \left(\frac{U_2}{a_{00}} \right) \left(\frac{C_{\theta 2}}{a_{00}} \right) a_{00}^2 \quad (50)$$

Para $\beta_2=0$ e α_2 como dado de entrada, tem-se que a velocidade tangencial é igual à velocidade absoluta na direção tangencial na entrada do rotor em função da velocidade do som:

$$\frac{U_2}{a_{00}} = \frac{C_{\theta 2}}{a_{00}} = \sqrt{\frac{S_w}{(k-1) \cos \beta_2}} \quad (51)$$

Logo, a velocidade meridional é igual à velocidade relativa na entrada do rotor em função da velocidade do som:

$$\frac{C_{m2}}{a_{00}} = \frac{W_2}{a_{00}} = \left(\frac{U_2}{a_{00}} \right) \cot \alpha_2 \quad (52)$$

A velocidade absoluta na entrada do rotor em função da velocidade do som é:

$$\frac{C_2}{a_{00}} = \left(\frac{U_2}{a_{00}} \right) / \sin \alpha_2 \quad (53)$$

O trabalho específico do rotor ($W_{esp} = U_2^2$) é dado pela equação (54):

$$W_{esp} = \left(\frac{U_2}{a_{00}} \right)^2 a_{00}^2 \quad (54)$$

O número de Mach relativo na entrada do rotor é:

$$M'_2 = \left(\frac{W_2}{a_{00}} \right) \sqrt{\frac{T_{02}}{T_2}} \quad (55)$$

Segundo Glassman, (1976), o número de pás do rotor é dado pela equação (56):

$$Z_{br} = \left(\frac{\pi}{30} \right) (110 - \alpha_2) \tan \alpha_2 \quad (56)$$

Segundo Whitfield e Baines, (1990), o ângulo relativo ótimo da pá na entrada do rotor é:

$$\beta_{2opt} = \cos^{-1} \left(1 - \frac{0.63\pi}{Z_{br}} \right) \quad (57)$$

O ângulo de incidência na entrada do rotor é:

$$i_{2inc} = \beta_2 - \beta_{2opt} \quad (58)$$

3.3.1.5 Cálculos do Triângulo de Velocidade na Saída do Rotor

Para o $\alpha_3=0$ e saída do fluxo axial, tem-se que a velocidade absoluta é ($C_3=C_{m3}$). Portanto, a velocidade relativa na saída do rotor em função da velocidade do som é dada pela equação (59):

$$\frac{W_3}{a_{03}} = \frac{W_R (W_2/a_{00})}{\sqrt{(T_{03}/T_{00})}} \quad (59)$$

A velocidade absoluta é igual à velocidade meridional na saída do rotor em função da velocidade do som, logo:

$$\frac{C_3}{a_{03}} = \frac{C_{m3}}{a_{03}} = \left(\frac{W_3}{a_{03}} \right) \cos \beta_3 \quad (60)$$

E a velocidade tangencial é igual à velocidade relativa na direção tangencial na saída do rotor em função da velocidade do som:

$$\frac{U_3}{a_{03}} = \frac{W_{\theta 3}}{a_{03}} = - \left(\frac{C_3}{a_{03}} \right) \tan \beta_3 \quad (61)$$

3.3.1.6 Cálculos das Condições Aerodinâmicas de Saída do Rotor

As relações termodinâmicas entre as propriedades físicas e as diferentes temperaturas e pressões totais e de estagnação, nesse ponto são:

A razão de temperaturas total-estática na saída do rotor é:

$$\frac{T_{03}}{T_3} = 1 + \left[\left(\frac{k-1}{2} \right) \left(\frac{C_3}{a_{03}} \right)^2 \right] \quad (62)$$

O número de Mach absoluto na saída do rotor é:

$$M_3 = \left(\frac{C_3}{a_{03}} \right) \sqrt{\frac{T_{03}}{T_3}} \quad (63)$$

O número de Mach relativo na saída do rotor é:

$$M'_3 = \left(\frac{W_3}{a_{03}} \right) \sqrt{1 / \left(\frac{T_3}{T_{03}} \right)} \quad (64)$$

O ângulo relativo da pá na saída do rotor ótimo é:

$$\beta_{3opt} = \cos^{-1} \left(1 - \frac{0.63\pi}{Z_{br}} \right) \quad (65)$$

O ângulo de incidência na saída do rotor é:

$$i_{3inc} = \beta_3 - \beta_{3opt} \quad (66)$$

A razão de massa específica estática-total na saída do rotor é:

$$\frac{\rho_3}{\rho_{03}} = \left(\frac{T_3}{T_{03}} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (67)$$

A razão de pressão total-estática na saída do rotor é:

$$\frac{P_{03}}{P_3} = \left(\frac{1}{T_3/T_{03}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (68)$$

A razão de pressão total-total na saída e entrada do rotor é:

$$\frac{P_{03}}{P_{00}} = \left(\frac{P_{03}}{P_3} \right) / PR_{ts} \quad (69)$$

A razão de massa específica total-total na saída do rotor e saída do bocal é:

$$\frac{\rho_{03}}{\rho_{00}} = \left(\frac{P_{03}}{P_{00}} \right) / \left(\frac{T_{03}}{T_{00}} \right) \quad (70)$$

A razão de massa específica total-total na entrada e saída do rotor é:

$$\frac{\rho_{02}}{\rho_{03}} = \left(\frac{\rho_{02}}{\rho_{00}} \right) / \left(\frac{\rho_{03}}{\rho_{00}} \right) \quad (71)$$

A razão de massa específica estática-total na saída do rotor e entrada do bocal é:

$$\frac{\rho_3}{\rho_{00}} = \left(\frac{\rho_3}{\rho_{03}} \right) \left(\frac{\rho_{03}}{\rho_{00}} \right) \quad (72)$$

3.3.1.7 Parâmetros Adimensionais de Desempenho do Rotor

O grau de reação é:

$$D_{RT} = \left[\left(\frac{T_2}{T_{00}} \right) - \left(\left(\frac{T_3}{T_{03}} \right) (1 - S_w) \right) \right] / S_w \quad (73)$$

A função de fluxo na entrada do rotor é:

$$\theta_2 = \cos \alpha_2 M_2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{-(k+1)}{2(k-1)}} \quad (74)$$

A função de fluxo na saída do rotor é:

$$\theta_3 = M_3 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_3^2 \right)^{\frac{-(k+1)}{2(k-1)}} \quad (75)$$

A razão de área na saída e entrada do rotor é:

$$\frac{A_3}{A_2} = \left(\frac{\theta_2}{\theta_3} \right) \left(\frac{\rho_{02}}{\rho_{03}} \right) \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{03}}} \quad (76)$$

A razão de raios na saída do rotor é:

$$v = \frac{r_{3h}}{r_{3s}} \quad (77)$$

A largura adimensional da pá na entrada do rotor é:

$$\frac{b_2}{r_2} = \frac{1}{2} \left(\frac{r_{3s}}{r_2} \right)^2 (1 - v^2) \left(\frac{A_2}{A_3} \right) \quad (78)$$

A função de fluxo é:

$$\theta = 2\theta_2 \left(\frac{P_{02}}{P_{00}} \right) \left(\frac{b_2}{r_2} \right) \quad (79)$$

A razão de raios na ponta e entrada do rotor segundo Whitfield e Baines, (1990) é:

$$\frac{r_{3s}}{r_2} = \left(\frac{U_3}{a_{00}} \right) / \left(\frac{U_2}{a_{00}} \right) \quad (80)$$

A razão de raios na ponta e entrada do rotor segundo Rohlik, (1968) é:

$$\frac{r_{3s}}{r_2} = 1,29 N_{ss} \quad (81)$$

O fator de obstrução do rotor, segundo Moustapha, (2003) é:

$$B_f = 1 - \frac{A_{efetiva}}{A_{geometrica}} = 1 - \left(\frac{t_r Z_{br} b_2}{2\pi r_2 b_2} \right) \quad (82)$$

O fator de obstrução do rotor, segundo Aungier, (2006) é:

$$B_f = 1 - \left(\frac{t_r Z_{br}}{2\pi r_2 \sin(90^\circ + \beta_2)} \right) \quad (83)$$

A razão de raios médio quadrático é:

$$\frac{r_{3rms}}{r_2} = \left(\frac{r_{3s}}{r_2} \right) \sqrt{\frac{1+v^2}{2}} \quad (84)$$

A vazão volumétrica na saída do rotor é:

$$\dot{Q}_3 = \dot{m} / \rho_{03} \quad (85)$$

A rotação específica do rotor é:

$$N_{ss} = \frac{\omega \sqrt{\dot{Q}_3}}{W_{espos}^{0,75}} \quad (86)$$

O torque adimensional é:

$$\tau_{ND} = \theta \left(\frac{C_{\theta 2}}{a_{00}} \right) \quad (87)$$

O coeficiente de velocidade é:

$$\frac{U_2}{C_s} = \sqrt{\left(\frac{k-1}{2} \right) \left(\frac{(U_2/a_{00})^2}{1 - (P_{03}/P_{00})^{\frac{k-1}{k}}} \right)} \quad (88)$$

O coeficiente de velocidade isentrópica é:

$$\frac{U_2}{C_{OD}} = \sqrt{\left(\frac{k-1}{2} \right) \left(\frac{(U_2/a_{00})^2}{1 - (P_3/P_{00})^{\frac{k-1}{k}}} \right)} \quad (89)$$

O coeficiente de fluxo segundo Dixon, (1998) é:

$$\phi = \frac{C_{m3}}{U_2} = \left(\frac{r_{3m}}{r_2} \right) \cot \beta_{3m} \quad (90)$$

A relação de velocidades meridionais segundo Aungier, (2006) é:

$$\frac{C_{m3}}{C_{m2}} = 1 + \left(5 \left(\frac{b_2}{r_2} \right)^2 \right) \quad (91)$$

O diâmetro específico é:

$$D_s = \frac{D_2 W_{espos}^{0.75}}{\sqrt{\dot{Q}_3}} \quad (92)$$

O número de Reynolds do rotor, segundo Glassman, (1976) é:

$$Re_r = \frac{\rho_3 w_3 C_{rr}}{\mu_r} \quad (93)$$

onde, a corda da pá do rotor é mostrada na Figura 20(a) e dada pela equação (94):

$$C_{rr} = \sqrt{\left(r_2 - r_{3s} + \frac{b_2}{2}\right)^2 + (r_2 - r_m)^2} \quad (94)$$

O comprimento da linha da corrente média do rotor mostrada na Figura 20(a), segundo Glassman, (1976) é:

$$L_{cm} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{l}{2} \left[\left(r_2 - r_{3s} + \frac{b_2}{2}\right)^2 + (r_2 - r_m)^2 \right]} \quad (95)$$

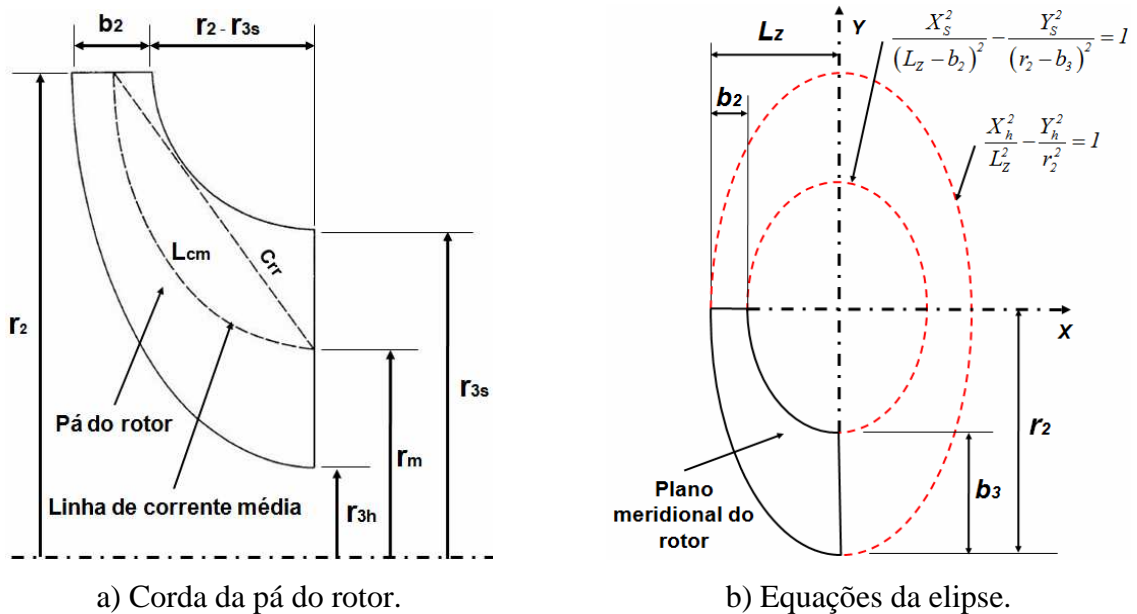


Figura 20 – Plano meridional da pá do rotor radial.

Finalmente, a Figura 20(b) mostra as curvaturas da carcaça (*shroud*) e da raiz (*hub*) no plano meridional do rotor, as quais são geradas a partir da equação da elipse (Equações 96 e 97), onde a largura axial do rotor representa o semi-eixo menor e o raio de entrada representa o semi-eixo maior.

$$\frac{X_h^2}{L_z^2} - \frac{Y_h^2}{r_2^2} = 1 \quad \text{Raiz} \quad (96)$$

$$\frac{X_s^2}{(L_z - b_2)^2} - \frac{Y_s^2}{(r_2 - b_3)^2} = 1 \quad \text{Carcaça} \quad (97)$$

3.3.1.8 Cálculo da Geometria do Rotor Radial

Para o cálculo da geometria do rotor são apresentados dois métodos, os quais estão em função da rotação do rotor.

a) Condições de Entrada:

Para a Rotação (N_{rpm}) Calculada pelo Programa Unidimensional:

A largura adimensional da pá na entrada do rotor é:

$$\frac{b_2}{r_2} = \left[\frac{I}{2} \left(\frac{r_{3s}}{r_2} \right)^2 (1 - v^2) \left(\frac{A_2}{A_3} \right) \right] / B_f \quad (98)$$

O raio de entrada do rotor é:

$$r_2 = \sqrt{\frac{\dot{m}}{\theta \rho_{00} a_{00} \pi}} \quad (99)$$

A largura da pá na entrada do rotor é:

$$b_2 = \left(\frac{b_2}{r_2} \right) r_2 \quad (100)$$

O espaçamento das pás na entrada do rotor é:

$$t_{er} = \frac{2\pi r_2}{Z_{br}} \quad (101)$$

A rotação do rotor é:

$$N_{rpm} = \omega_2 \left(\frac{30}{\pi} \right) \quad (102)$$

Para a Rotação (N_{rpm}) como Dado de Entrada:

O raio de entrada do rotor é:

$$r_2 = \left(\frac{U_2}{N_{rpm}} \right) \left(\frac{30}{\pi} \right) \quad (103)$$

A largura da pá na entrada do rotor é:

$$b_2 = \frac{\dot{m}}{2\pi r_2 \rho_2 C_{m2} B_f} \quad (104)$$

O espaçamento das pás na entrada do rotor é:

$$t_{er} = \frac{2\pi r_2}{Z_{br}} \quad (105)$$

b) Condições de Saída:

O raio na ponta das pás do rotor na saída é:

$$r_{3s} = (r_{3s}/r_2) r_2 \quad (106)$$

O espaçamento na raiz das pás na saída do rotor é:

$$t_{sr} = \frac{2\pi r_{3h}}{Z_{br}} \quad (107)$$

O raio de raiz das pás na saída do rotor é:

$$r_{3h} = r_{3s} \nu \quad (108)$$

A largura da pá na saída do rotor é:

$$b_3 = r_{3s} - r_{3h} \quad (109)$$

O raio meio na saída do rotor é:

$$r_m = \frac{r_{3s} - r_{3h}}{2} \quad (110)$$

A largura axial do rotor segundo Glassman, (1976) é:

$$L_z = b_2 + (r_2 - r_{3s}) \quad (111)$$

O raio médio quadrático é:

$$r_{3rms} = \left(\frac{r_{3rms}}{r_2} \right) r_2 \quad (112)$$

A vazão mássica do rotor é:

$$\dot{m} = \rho_2 C_{m2} A_2 = \rho_3 C_{m3} A_3 \quad (113)$$

onde, área de entrada do rotor é:

$$A_2 = 2\pi r_2 b_2 \quad (114)$$

E área de saída do rotor é:

$$A_3 = \pi r_{3s}^2 (1 - v^2) \quad (115)$$

3.3.1.9 Perdas no Rotor

Segundo Whitfield e Baines, (1990) as perdas no rotor são divididas em cinco (5) tipos, as quais são:

1) A perda por atrito é:

$$\Delta q_f = \frac{0,03 \left[\left(\frac{W_2}{a_{00}} \right)^2 + \left(\frac{W_3}{a_{00}} \right)^2 \right]}{4 \left(\frac{D_h}{L_h} \right) \left(\frac{U_2}{a_{00}} \right)^2} \quad (116)$$

onde, a razão de diâmetro hidráulico e largura hidráulica são:

$$\frac{D_h}{L_h} = \left(8 \left(\frac{b_2}{r_2} \right) \left(\frac{1}{x_1} \right) \right) + \left(\frac{4 (r_{3s}/r_2) (1 - v^2)}{x_2} \right) \quad (117)$$

$$x_1 = \left(\left(Z_{br} \left(\frac{b_2}{r_2} \right) \right) + 2\pi \right) \left(1 - \frac{r_{3rms}}{r_2} + \frac{L_z}{r_2} - \left(\frac{1}{2} \right) \left(\frac{b_2}{r_2} \right) \right) \quad (118)$$

$$x_2 = \left(Z_{br} (1 - v) \right) + \left(\pi (1 + v) \left(1 - \frac{r_{3rms}}{r_2} \right) Z_{br} - \left(\frac{1}{2} \left(\frac{b_2}{r_2} \right) \right) \right) \quad (119)$$

2) A perda devido à curvatura da passagem é:

$$\Delta q_k = \frac{\left(\frac{b_2}{r_2} + \left(\frac{r_{3rms}}{r_2} (1 - v) \right) \right)}{\left(1 - \frac{r_{3rms}}{r_2} \right)} \left(\frac{W_2^2 + W_3^2}{2a_{00}^2} \right) \left(\frac{a_{00}^2}{U_2^2} \right) \quad (120)$$

3) A perda de carga na pá é:

$$\Delta q_{bl} = \frac{2(C_{\theta 2}/U_2)^2}{Z_{br}(L_z/r_2)} \quad (121)$$

4) A perda devido à folga de topo e radial é:

$$\Delta q_{cl} = 0,4 \left(\frac{f_{br}}{(b_2/r_2)} \right) \left(\frac{C_{\theta 2}}{U_2} \right)^2 \quad (122)$$

5) A perda na saída do rotor é:

$$\Delta q_{ex} = \frac{1}{2} \left(\frac{C_3}{U_2} \right)^2 \quad (123)$$

O coeficiente de perda total do rotor é:

$$\Delta q_{total} = \Delta q_f + \Delta q_k + \Delta q_{bl} + \Delta q_{cl} + \Delta q_{ex} \quad (124)$$

A eficiência total-estática do rotor calculada é:

$$\eta_{tsrc} = \frac{\Delta q_{th}}{(\Delta q_{th} + \Delta q_{total})} \quad (125)$$

onde, a variação de entalpia é dada pela equação (126):

$$\Delta q_{th} = \frac{C_{\theta 2}}{U_2} \quad (126)$$

3.3.2 Cálculo do Bocal

As funções principais do bocal são: uniformizar o escoamento na entrada e promover a aceleração do fluido. A estratégia de dimensionamento consiste em considerar constante a

temperatura total ($T_{00} = T_{01}$) e a largura da palheta através do bocal, ou seja, ($b_0 = b_1$) e idêntico à largura de entrada do rotor ($b_1 = b_2$) como é mostrado na Figura 21, a qual também apresenta a geometria do bocal, portanto:

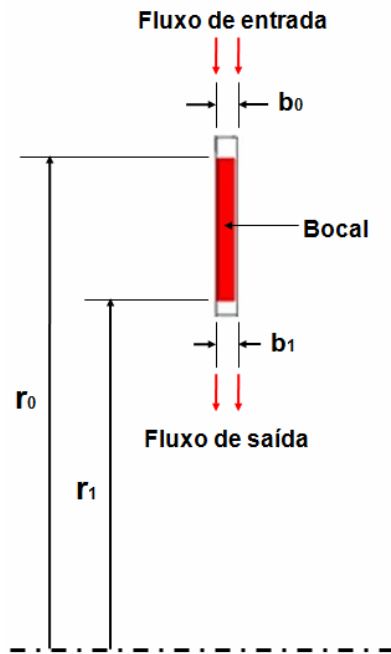


Figura 21 – Geometria do bocal.

3.3.2.1 Cálculo do Ângulo Absoluto na Saída do Bocal

Para o $\beta_2 \neq 0$ (β_2 com valor negativo), segundo Whitfield e Baines, (1990) o ângulo absoluto da palheta na saída do bocal (α_1) (Figura 22) é calculado pela equação (127), visto que a massa específica na interface bocal-rotor não é considerada constante, ou seja, ($\rho_1 \neq \rho_2$).

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_2}{\left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right) \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \left(\frac{A_2}{A_1} \right)} \right) \quad (127)$$

Para $\beta_2 = 0$ como dado de entrada, tem-se:

$$\alpha_1 = \alpha_2 \quad (128)$$

3.3.2.2 Cálculos do Diagrama de Velocidade na Saída do Bocal

Conhecidas as condições de entrada do rotor, o triângulo de velocidades mostrado na Figura 22 é calculado assim:

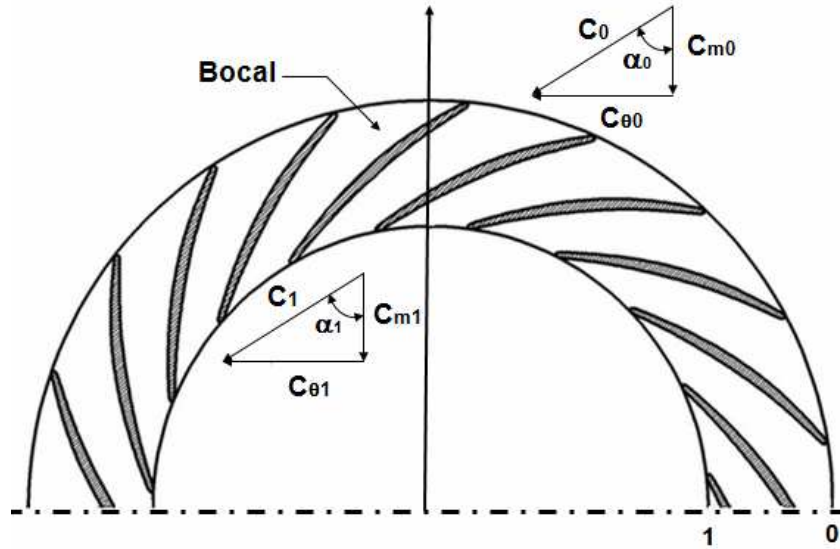


Figura 22 – Diagramas de velocidade na entrada e saída do bocal.

O raio de saída do bocal (Figura 21) é:

$$r_1 = r_2 + \Delta r \quad (129)$$

Segundo Glassman, (1976), a velocidade absoluta na direção tangencial na saída do bocal é:

$$C_{\theta 1} = (r_2 / r_1) C_{\theta 2} \quad (130)$$

A velocidade absoluta na saída do bocal é:

$$C_1 = C_{\theta 1} / \sin \alpha_1 \quad (131)$$

A velocidade meridional na saída do bocal é:

$$C_{m1} = C_{\theta 1} / \tan \alpha_1 \quad (132)$$

3.3.2.3 Cálculos das Condições Aerotermodinâmicas na Saída do Bocal

A razão de temperatura estática e total na saída do bocal é:

$$\frac{T_1}{T_{01}} = 1 - \frac{C_1^2}{2C_P T_{01}} \quad (133)$$

Segundo Dixon, (1998), a velocidade absoluta ideal quadrática na saída do bocal é:

$$C_{1s}^2 = C_1^2 / \eta_b \quad (134)$$

A velocidade absoluta ideal na saída do bocal é:

$$C_{1s} = \sqrt{C_{1s}^2} = \sqrt{\frac{C_1^2}{\eta_b}} \quad (135)$$

A razão de temperaturas estática e total isentrópica na saída do bocal é:

$$\frac{T_{1s}}{T_{01s}} = 1 - \frac{C_{1s}^2}{2C_P T_{01}} \quad (136)$$

A razão de pressões estáticas na saída e total na entrada na do bocal é:

$$\frac{P_1}{P_{00}} = \left(\frac{T_{1s}}{T_{01s}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (137)$$

A temperatura estática isentrópica na saída do bocal é:

$$T_{1s} = T_{01} \left[1 - \frac{(1 - (T_1/T_{01}))}{\eta_b} \right] \quad (138)$$

A razão de pressão total-estática na saída do bocal é:

$$\frac{P_{00}}{P_1} = \left(1 + \frac{C_{1s}^2}{2C_p T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (139)$$

A massa específica na saída do bocal é:

$$\rho_1 = P_1 / (RT_1) \quad (140)$$

O volume específico na saída do bocal é:

$$v_1 = 1 / \rho_1 \quad (141)$$

O número de Mach absoluto na saída do bocal segundo Sutton, (2001) é:

$$M_1 = \sqrt{\left(\frac{2}{k-1} \right) RT_{01}} \quad (142)$$

A velocidade absoluta máxima na saída do bocal segundo é:

$$C_{1max} = \sqrt{\left(\frac{2k}{k-1} \right) RT_{01}} \quad (143)$$

A pressão estática crítica na saída do bocal segundo é:

$$P_{1cr} = P_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (144)$$

A velocidade absoluta crítica na saída do bocal é:

$$C_{1cr} = \sqrt{\left(\frac{2k}{k+1} \right) RT_{01}} \quad (145)$$

A razão de velocidades absoluta e crítica na saída do bocal é:

$$r_{C_{cr}} = C_1 / C_{1cr} \quad (146)$$

O volume específico crítico na saída do bocal é:

$$v_{1cr} = v_1 \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (147)$$

A massa específica crítica na saída do bocal é:

$$\rho_{1cr} = 1 / v_{1cr} \quad (148)$$

A temperatura estática crítica na saída do bocal é:

$$T_{1cr} = T_1 \left(\frac{k+1}{2} \right) \quad (149)$$

3.3.2.4 Cálculo do Ângulo Absoluto do Escoamento na Entrada do Bocal

O ângulo absoluto do escoamento (α_0) mostrado na Figura 22 é medido com respeito à componente radial e calculado como é mostrado a seguir:

$$\alpha_0 = \sin^{-1} \left(\frac{r_1 \sin \alpha_1}{r_0} \right) \quad (150)$$

3.3.2.5 Cálculos das Componentes de Velocidade na Entrada do Bocal

Conhecidas as condições e a geometria na saída do bocal, o triângulo de velocidades mostrado na Figura 22 é calculado da seguinte maneira:

O raio de entrada do bocal é:

$$r_0 = r_1 (r_0 / r_1) \quad (151)$$

A velocidade absoluta na entrada do bocal é:

$$C_0 = \frac{\dot{m}}{2\pi r_0 b_0 \rho_0 \cos\alpha_0} \quad (152)$$

A velocidade absoluta na direção tangencial na entrada do bocal é:

$$C_{\theta 0} = C_0 \sin\alpha_0 \quad (153)$$

E a velocidade meridional na entrada do bocal é:

$$C_{m0} = C_0 \cos\alpha_0 \quad (154)$$

3.3.2.6 Cálculos das Condições Aerotermodinâmicas na Entrada do Bocal

A temperatura estática na entrada do bocal é calculada por:

$$\frac{T_0}{T_{00}} = 1 - \frac{C_0^2}{2C_p T_{00}} \quad (155)$$

A razão de pressões estática-total na entrada do bocal é:

$$\frac{P_0}{P_{00}} = \left(\frac{T_0}{T_{00}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (156)$$

A massa específica na entrada do bocal é:

$$\rho_0 = P_0 / RT_0 \quad (157)$$

O volume específico na entrada do bocal é:

$$v_0 = 1 / \rho_0 \quad (158)$$

O número de Mach absoluto na entrada do bocal é:

$$M_o = \sqrt{\left(\frac{2}{k-1}\right) RT_{o0}} \quad (159)$$

Outros parâmetros geométricos do bocal são mostrados na Figura 23 e calculados assim:

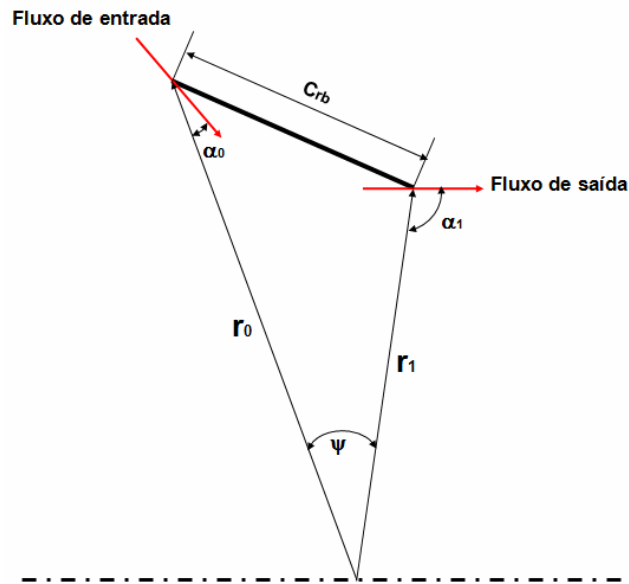


Figura 23 – Geometria do bocal: corda.

Segundo Glassman, (1976) a corda da palheta do bocal (Figura 23) é:

$$C_{rb} = r_1 \left(\frac{\sin \alpha_1}{\tan \alpha_0 - \cos \alpha_1} \right) \quad (160)$$

Segundo Glassman, (1976) o ângulo formado entre os raios de entrada e saída (ψ) da palheta do bocal (Figura 23) é:

$$\psi = \frac{r_0^2 + r_1^2 - C_{rb}}{2r_0r_1} \quad (161)$$

O número de palhetas do bocal segundo Glassman, (1976) é:

$$Z_{bb} = \frac{2\pi r_1}{(C_{rb}/1,35)} \quad (162)$$

O espaçamento das palhetas na entrada do bocal é:

$$t_{eb} = \frac{2\pi r_0}{Z_{bb}} \quad (163)$$

O espaçamento das palhetas na saída do bocal é:

$$t_{sb} = \frac{2\pi r_1}{Z_{bb}} \quad (164)$$

O ângulo absoluto ótimo da palheta na entrada do bocal é:

$$\alpha_{0opt} = \cos^{-1} \left(1 - \frac{0.63\pi}{Z_{bb}} \right) \quad (165)$$

O ângulo de incidência de entrada do bocal é:

$$i_{0inc} = \alpha_0 - \alpha_{0opt} \quad (166)$$

3.3.2.7 Parâmetros Adimensionais de Desempenho do Bocal

O coeficiente de perda de entalpia do bocal conforme apresentado em Dixon, (1998) é:

$$\phi_0 = \frac{1}{\eta_b} - 1 \quad (167)$$

O coeficiente de velocidade do bocal conforme apresentado em Mizumachi, (1960) é:

$$K_n = C_1 / C_{1s} \quad (168)$$

O coeficiente de perda de pressão de estagnação do bocal conforme apresentado em Moustapha, (2003) é:

$$Y_n = \frac{P_{00} - P_{01}}{P_{01} - P_1} \quad (169)$$

Segundo Watanabe et al., (1970), a razão de raios na interface bocal-rotor é:

$$\frac{r_1}{r_2} = 1 - \left(\frac{2b_2 \sin \alpha_2}{r_2} \right) \quad (170)$$

O número de Reynolds do bocal segundo Glassman, (1976) é:

$$Re_b = \frac{\rho_1 C_1 C_{rb}}{\mu_b} \quad (171)$$

A vazão mássica do bocal é:

$$\dot{m} = \rho_0 C_{m0} A_0 = \rho_1 C_{m1} A_1 \quad (172)$$

onde, a área de entrada do bocal é:

$$A_0 = 2\pi r_0 b_0 \quad (173)$$

Finalmente, a área de saída do bocal é:

$$A_1 = 2\pi r_1 b_1 \quad (174)$$

Capítulo 4

DESEMPENHO DA TURBINA RADIAL: PONTO FORA DE PROJETO

Este capítulo apresenta a formulação matemática, a metodologia utilizada e o procedimento de cálculo unidimensional dos parâmetros adimensionais e semi-adimensionais para as condições de desempenho fora do ponto de projeto, através de um programa computacional que tem como nome “*TurbinaODP.exe*”.

Finalmente, no APÊNDICE D descreve-se em detalhe o programa computacional de cálculo unidimensional para o ponto fora de projeto e no APÊNDICE E são mostradas as linhas de programação que utiliza o programa computacional para a realização do cálculo para a condição fora do ponto de projeto.

4.1 METODOLOGIA DE ANÁLISE UNIDIMENSIONAL FORA DO PONTO DE PROJETO EM TURBINAS RADIAIS

Um método para o cálculo do desempenho global de uma turbina de fluxo radial constitui a base desse estudo. Neste trabalho são utilizadas as hipóteses do modelo de perda, a consideração da obstrução no bordo de fuga e o cálculo da razão de pressão no ponto de entupimento a fim de melhorar os resultados.

O programa computacional original desenvolvido por Wasserbauer e Glassman, (1975) foi modificado para ser integrado ao programa computacional de cálculo unidimensional para o ponto de projeto e desta maneira oferecer uma interface amigável que permita o cálculo das curvas características para diferentes valores de rotação da turbina.

Os valores de duas variáveis independentes são adotados para o ponto de desempenho calculado. É escolhido um valor para a velocidade tangencial na entrada do rotor, (U_3). Assim, para cada velocidade, uma faixa de relações de velocidade crítica na saída do bocal, $(V/V_{cr})_1$, é adotada. A Figura 24 mostra uma turbina típica com a nomenclatura das suas seções de entrada e saída de cada componente.

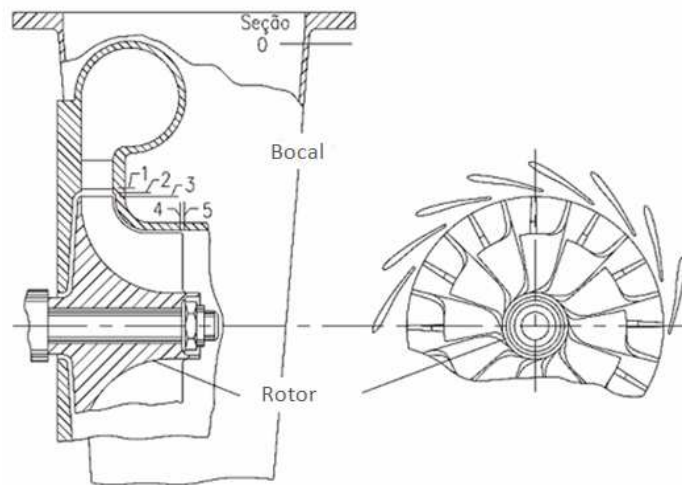


Figura 24 – Conjunto turbina radial.

4.1.1 Perdas no Bocal

No programa, as perdas de energia cinética no bocal são proporcionais à energia cinética média nas pás, sendo calculada pela equação (175)

$$L_s = \frac{V_{1,id}^2 - V_1^2}{2gJ} = K_s \frac{V_0^2 + V_1^2}{2gJ} \quad (175)$$

O coeficiente de perda (K_s) foi considerado constante para os cálculos no modo *off-design*, nesta primeira aproximação. Portanto, o coeficiente de perda foi dado como uma função da relação de velocidade absoluta crítica na saída do bocal. Notou-se que (K_s) diminuía de forma significativa com o aumento da relação de velocidade ao longo da faixa de

dados. Desse modo, a hipótese de coeficiente de perda constante no bocal não é uma boa aproximação, porém se recomenda calcular este valor pela relação de pressão total entre a saída do bocal e a entrada da turbina.

4.1.2 Perdas por Incidência

A perda mínima por incidência não ocorre num ângulo de incidência nulo na pá, mas sim a certo ângulo ótimo de escoamento, φ . O método utilizado para se determinar o ângulo ótimo de escoamento foi o proposto por Stanitz (1952). O ângulo do escoamento na entrada do rotor é (β_3) e o ângulo de incidência, definido como:

$$i_3 = \beta_3 - \varphi \quad (176)$$

A perda por incidência é considerada como uma componente da velocidade relativa normal ao ângulo φ , logo:

$$L_{IN} = \frac{(W_3)^2 \text{sen}^2(i_3)}{2gJ} \quad (177)$$

Como no método foram consideradas diferentes variações da perda para incidências negativas e positivas, a equação acima foi modificada para:

$$L_{IN} = \frac{(W_3)^2 \text{sen}^n(i_3)}{2gJ} \quad (178)$$

4.1.3 Perdas no Rotor

Primeiramente, a perda devido à viscosidade no rotor foi considerada proporcional à energia cinética média nas pás, sendo obtida por:

$$L_R = \frac{W_{4,id}^2 - (W_4)^2}{2gJ} = K \frac{(W_3)^2 + (W_4)^2}{2gJ} \quad (179)$$

Para elevadas relações de pressão, a velocidade relativa na entrada do rotor, (W_3), possui uma grande influência na perda no rotor. Uma melhor aproximação, com os dados experimentais foi obtida utilizando-se a componente da velocidade na direção do ângulo ótimo do escoamento. Para todas as turbinas testadas por Wasserbauer e Glassman, (1975), $K \cong 0,3$. Portanto, o cálculo da perda no rotor foi modificado para:

$$L_R = \frac{W_{4,id}^2 - (W_4)^2}{2gJ} = K \frac{(W_3)^2 \cos^2(i) + (W_4)^2}{2gJ} \quad (180)$$

4.1.4 Obstrução no Bordo de Fuga

Neste trabalho são consideradas as obstruções nos bordos de fuga das palhetas do bocal e nas pás do rotor. Esse efeito é expresso em termos da relação entra as áreas imediatamente antes e após o bordo de fuga.

4.1.5 Entupimento no Bocal e no Rotor

A condição de entupimento no bocal ocorre quando $(V/V_{cr})_1 \cong 1,0$, o qual representa o ponto de fluxo máximo por unidade de área. Para valores acima de 1,0 um novo ângulo de saída do escoamento do bocal, (α_1), é obtido a partir da área necessária para a passagem da vazão mássica de entupimento. Para o bocal entupido, a vazão mássica de entupimento não é função da rotação da turbina, já que o bocal é estacionário (Moustapha, 2003).

Para determinar o ponto de entupimento do rotor, calcula-se o valor de $(V/V_{cr})_1$ que maximiza o fluxo por unidade de área na saída do mesmo. As condições a jusante do rotor são mantidas constantes.

Conforme a relação de velocidade $(W/W_{cr})_4$ aumenta além do valor de entupimento, o ângulo de saída do escoamento, (α_4), é modificado para passar a vazão mássica de entupimento. O programa é encerrado ao se atingir o limite de carregamento da pá ou ao se aproximar deste valor, quando $(W_x/W_{cr})_4 = 1,0$.

4.1.6 Procedimento de Cálculo

Definidas as perdas, um cálculo passo a passo é realizado ao longo da linha média da turbina. As condições do escoamento e os triângulos de velocidade são determinados no raio médio, mas poderiam ser obtidos no escoamento médio ou na área média. Assim, o procedimento de cálculo é descrito a seguir:

4.1.6.1 Análise do Bocal

A temperatura total é constante nas primeiras quatro seções, como é mostrada na Figura 24, assim:

$$V_{cr,0} = V_{cr,1} = V_{cr,2} = V_{cr,3} \quad (181)$$

A vazão mássica por unidade de área é definida pela equação (182):

$$\frac{\rho V}{\rho' V_{cr}} = \frac{V}{V_{cr}} \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)^2 \right]^{1/(k-1)} \quad (182)$$

Para um valor de entrada de p'_1 / p'_0 e um valor adotado de $(V/V_{cr})_1$, a equação de continuidade na seção 0 (Figura 24) fornece:

$$\left(\frac{\rho V}{\rho' V_{cr}} \right)_0 = \frac{p'_1}{p'_0} \left(\frac{\rho V}{\rho' V_{cr}} \right)_1 \frac{A_1}{A_0} \cos \alpha_1 \quad (183)$$

Substituindo a equação (182) na (183), esta pode ser resolvida iterativamente para $(V/V_{cr})_0$. A vazão mássica é, então, calculada por:

$$\dot{m} = \frac{p'_1}{p'_0} \left(\frac{\rho V}{\rho' V_{cr}} \right)_1 (\rho V_{cr})_0 A_1 \cos \alpha_1 \quad (184)$$

Onde $(\rho V_{cr})_0$ é obtido a partir das condições de entrada conhecidas para p'_0 e T'_0 utilizando-se:

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} \text{ e } V_{cr} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} g RT_0} \quad (185)$$

Para valores de V/V_{cr} maiores que 1,0, o valor da vazão mássica de entupimento é utilizado para se obter um novo ângulo do escoamento na saída do bocal. Assim, tem-se:

$$\cos\alpha_1 = \frac{\dot{m}_{cr}}{\frac{P'_1}{P'_0} \left(\frac{\rho V}{\rho' V_{cr}} \right)_1 (\rho' V_{cr}) A_1} \quad (186)$$

Na seção 1, por geometria, obtém-se do diagrama de velocidades. Logo, tem-se:

$$\left(\frac{V_u}{V_{cr}} \right)_1 = \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_1 \text{ sen}\alpha_1 \quad (187)$$

$$\left(\frac{V_r}{V_{cr}} \right)_1 = \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_1 \text{ cos}\alpha_1 \quad (188)$$

As condições na seção 2 são determinadas admitindo-se que $(\rho' V_{cr})_1 = (\rho' V_{cr})_2$, desde que $D_2 = D_1$, $(V_u/V_{cr})_1 = (V_u/V_{cr})_2$. Portanto:

$$\left(\frac{\rho V}{\rho' V_{cr}} \right)_1 B_1 \cos\alpha_1 = \left(\frac{\rho V}{\rho' V_{cr}} \right)_2 \cos\alpha_2 \quad (189)$$

onde:

$$B_1 = A_1/A_2 \quad (190)$$

$$\left(\frac{\rho V}{\rho' V_{cr}} \right)_2 \cos\alpha_2 = \left\{ 1 - \frac{k-1}{k+1} \left[\left(\frac{V_r}{V_{cr}} \right)_2^2 + \left(\frac{V_u}{V_{cr}} \right)_2^2 \right] \right\}^{1/(k-1)} \left(\frac{V_r}{V_{cr}} \right)_2 \quad (191)$$

Do triângulo de velocidades, tem-se:

$$\left(\frac{V}{V_{cr}}\right)_2 = \sqrt{\left(\frac{V_r}{V_{cr}}\right)_2^2 + \left(\frac{V_u}{V_{cr}}\right)_2^2} \quad (192)$$

e

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \frac{(V_r/V_{cr})_2}{(V/V_{cr})_2} \quad (193)$$

As equações (189) a (193) são calculadas por iteração a fim de se determinar $(V_r/V_{cr})_2$, $(V/V_{cr})_2$ e α_2 . As condições na seção 3 são calculadas admitindo-se que:

$$(\rho'V_{cr})_2 = (\rho'V_{cr})_3 \quad (194)$$

e

$$\left(\frac{V_u}{V_{cr}}\right)_3 = \left(\frac{V_u}{V_{cr}}\right)_2 \left(\frac{D_2}{D_3}\right) \quad (195)$$

A aplicação da equação de continuidade entre as seções 2 e 3 resulta em:

$$\left(\frac{\rho V}{\rho_0 V_{cr}}\right)_2 \left(\frac{D_2}{D_3}\right) \cos \alpha_2 = \left(\frac{\rho V}{\rho_0 V_{cr}}\right)_3 \cos \alpha_3 \quad (196)$$

onde:

$$\left(\frac{\rho V}{\rho' V_{cr}}\right)_3 \cos \alpha_3 = \left\{ 1 - \frac{k-1}{k+1} \left[\left(\frac{V_r}{V_{cr}}\right)_2^2 + \left(\frac{V_u}{V_{cr}}\right)_2^2 \right] \right\}^{1/(k-1)} \left(\frac{V_r}{V_{cr}}\right)_3 \quad (197)$$

Por geometria, obtêm-se do triângulo de velocidades as seguintes equações:

$$\left(\frac{V}{V_{cr}}\right)_3 = \sqrt{\left(\frac{V_r}{V_{cr}}\right)_3^2 + \left(\frac{V_u}{V_{cr}}\right)_3^2} \quad (198)$$

e

$$\alpha_3 = \cos^{-1} \frac{(V_r/V_{cr})_3}{(V/V_{cr})_3} \quad (199)$$

As equações (195) a (199) também são resolvidas iterativamente a fim de se obter $(V_r/V_{cr})_3$, $(V/V_{cr})_3$ e α_3 .

4.1.6.2 Análise do Rotor Radial

As relações entre as grandezas absolutas e relativas, na entrada do rotor, são dadas pelas seguintes equações:

$$\left(\frac{T''}{T'}\right)_3 = \left\{ 1 - \frac{k-1}{k+1} \left[\frac{2U_3 V_{u,3}}{V_{cr,3}^2} - \left(\frac{U}{V_{cr}}\right)_3^2 \right] \right\} \quad (200)$$

$$\frac{p''_3}{p'_3} = \left(\frac{T''_3}{T'_3}\right)^{k/(k-1)} \quad (201)$$

$$\left(\frac{W_{cr}}{V_{cr}}\right)_3 = \sqrt{\left(\frac{T''}{T'}\right)_2} \quad (202)$$

$$\left(\frac{\rho'' W_{cr}}{\rho' V_{cr}}\right)_3 = \left(\frac{T''}{T'}\right)_3^{(k+1)/2(k-1)} \quad (203)$$

Por geometria, tem-se do triângulo de velocidades:

$$\left(\frac{W_u}{W_{cr}}\right)_3 = \left[\left(\frac{V_u}{V_{cr}}\right)_3 - \left(\frac{U}{V_{cr}}\right)_3 \right] \left(\frac{V_{cr}}{W_{cr}}\right)_3 \quad (204)$$

$$\left(\frac{W}{W_{cr}}\right)_3 = \left[\left(\frac{V_r}{V_{cr}}\right)_3^2 + \left(\frac{W_u}{V_{cr}}\right)_3^2 \right]^{1/2} \left(\frac{V_{cr}}{W_{cr}}\right)_3 \quad (205)$$

$$\left(\frac{W_r}{W_{cr}}\right)_3 = \left[\left(\frac{W}{W_{cr}}\right)_3^2 - \left(\frac{W_u}{W_{cr}}\right)_3^2 \right]^{1/2} \quad (206)$$

$$\beta_3 = \text{sen}^{-1} \frac{(W_u/W_{cr})_3}{(W/W_{cr})_3} \quad (207)$$

O ângulo ótimo de escoamento na entrada do rotor, φ , é calculado por:

$$\frac{V_{u,3,opt}}{U_3} = 1 - \frac{1,98}{Z_{br}} \quad (208)$$

$$V_{u,3,opt} = U_3 \left(\frac{V_{u,3,opt}}{U_3} \right) \quad (209)$$

$$W_{u,3,opt} = V_{u,3,opt} - U_3 \quad (210)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{(W_{u,3,opt}/V_{cr,3})}{(V_r/V_{cr})_3} \quad (211)$$

O ângulo de incidência do rotor é:

$$i_3 = \beta_3 - \varphi \quad (212)$$

A queda da temperatura total pode ser calculada por:

$$\frac{T''_4}{T''_3} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{U}{W_{cr}} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{U_4}{U_3} \right)^2 \right] \quad (213)$$

Desse modo, é possível calcular os seguintes parâmetros na saída do rotor:

$$\frac{P''_{4,id}}{P''_3} = \left(\frac{T''_4}{T''_3} \right)^{k/(k-1)} \quad (214)$$

$$\frac{W_{cr,4}}{W_{cr,3}} = \left(\frac{T''_4}{T''_3} \right)^{1/2} \quad (215)$$

$$\frac{(\rho'' W_{cr})_{4,id}}{(\rho'' W_{cr})_3} = \left(\frac{T''_4}{T''_3} \right)^{(k+1)/2(k-1)} \quad (216)$$

As condições de saída do rotor são obtidas aplicando-se a equação da continuidade entre as seções 3 e 4:

$$(\rho A W_r)_3 = (\rho A W_x)_4 \quad (217)$$

Portanto:

$$\left(\frac{\rho W}{\rho'' W_{cr}} \right)_4 = \frac{\left(\frac{\rho W}{\rho'' W_{cr}} \right)_3 \left(\frac{A_3}{A_4} \right) \frac{\cos \beta_3}{\cos \beta_4}}{\frac{p_4''}{p_{4,id}}'' \left(\rho' W_{cr} \right)_3} \quad (218)$$

onde $A_4 = B_4 A_5$.

O lado direito da equação (219) é conhecido, exceto $p_{24}/p_{24,id}$, que representa a recuperação da pressão total relativa, para o rotor. Essa relação pode ser expressa como:

$$\frac{P''_4}{P''_{4,id}} = \left\{ I - \frac{\left[\frac{k-1}{k+1} \left[K \left(\frac{W}{W_{cr}} \right)_4^2 + \left(\frac{W_3}{W_{cr,4}} \right)^2 (K \cos^2 i_3 + \sin^2 i_3) \right] \right]^{k/(k-1)}}{I - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{W}{W_{cr}} \right)_4^2} \right\} \quad (219)$$

A equação (182) é substituída, em termos de valores relativos, na equação (219). Os valores de $(W/W_{cr})_4$ e $p_{24}/p_{24,id}$ são calculados por iteração através das equações (219) e (220). Após a condição de entupimento do rotor, as condições a jusante do rotor são mantidas fixas. Como a relação de velocidade $(W/W_{cr})_4$ aumenta além do valor de entupimento, o ângulo de saída do escoamento β_4 é ajustado pela equação abaixo:

$$\cos\beta_4 = \frac{\left(\frac{\rho W}{\rho'' W_{cr}}\right)_3 \left(\frac{A_3}{A_4}\right) \cos\beta_3}{\frac{p''_4}{p''_{4,id}} \left(\frac{\rho'' W_{cr}}{\rho'' W_{cr}}\right)_{4,id} \left(\frac{\rho W}{\rho'' W_{cr}}\right)_4} \quad (220)$$

O triângulo de velocidades, por geometria, fornece:

$$\left(\frac{W_u}{W_{cr}}\right)_4 = \left(\frac{W}{W_{cr}}\right)_4 \operatorname{sen}\beta_4 \quad (221)$$

$$\left(\frac{W_x}{W_{cr}}\right)_4 = \left(\frac{W}{W_{cr}}\right)_4 \cos\beta_4 \quad (222)$$

As condições na seção 5 são determinadas admitindo-se que $(\rho'' W_{cr})_4 = (\rho'' W_{cr})_5$ e $(W_u/W_{cr})_4 = (W_u/W_{cr})_5$. A equação da continuidade entre as seções 4 e 5 fornece:

$$\left(\frac{\rho W}{\rho'' W_{cr}}\right)_4 B_4 \cos\beta_4 = \left(\frac{\rho W}{\rho'' W_{cr}}\right)_5 \cos\beta_5 \quad (223)$$

onde:

$$B_4 = \frac{A_4}{A_5} \quad (224)$$

e

$$\left(\frac{\rho W}{\rho_2 W_{cr}}\right)_5 \cos \beta_5 = \left(\frac{W_x}{W_{cr}}\right)_5 \left\{ I - \frac{k-1}{k+1} \left[\left(\frac{W_x}{W_{cr}}\right)_5^2 + \left(\frac{W_u}{W_{cr}}\right)_4^2 \right] \right\}^{1/(k-1)} \quad (225)$$

Da geometria do triângulo de velocidades, obtém-se:

$$\left(\frac{W}{W_{cr}}\right)_5 = \left[\left(\frac{W_u}{W_{cr}}\right)_4^2 + \left(\frac{W_x}{W_{cr}}\right)_5^2 \right]^{1/2} \quad (226)$$

$$\beta_5 = \text{sen}^{-1} \frac{(W_u/W_{cr})_5}{(W/W_{cr})_5} \quad (227)$$

As equações (228) a (231) são calculadas iterativamente, a fim de se obter os valores de $(W_x/W_{cr})_5$, $(W/W_{cr})_5$ e β_5 . As relações entre os parâmetros absolutos e relativos na saída do rotor são dadas por:

$$\left(\frac{T'}{T''}\right)_4 = \left(\frac{T'}{T''}\right)_5 = I - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{W_u}{W_{cr}}\right)_4^2 + \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{V_u}{W_{cr}}\right)_4^2 \quad (228)$$

onde:

$$\left(\frac{V_u}{W_{cr}}\right)_4 = \left(\frac{W_u}{W_{cr}}\right)_4 + \left(\frac{U_4}{V_{cr,3}}\right) \left(\frac{V_{cr}}{W_{cr}}\right)_3 \left(\frac{W_{cr,3}}{W_{cr,4}}\right) \quad (229)$$

$$\left(\frac{p'}{p''}\right)_5 = \left(\frac{T'}{T''}\right)_5^{k/(k-1)} \quad (230)$$

$$\left(\frac{V_{cr}}{W_{cr}}\right)_5 = \left(\frac{T'}{T''}\right)_5^{1/2} \quad (231)$$

Assumindo que $(V_u/W_{cr})_4 = (V_u/W_{cr})_5$ e $(W_x/W_{cr})_5 = (V_x/W_{cr})_5$, tem-se, do triângulo de velocidades:

$$\left(\frac{V_x}{V_{cr}}\right)_5 = \left(\frac{W_x}{W_{cr}}\right)_5 \left(\frac{W_{cr}}{V_{cr}}\right)_5 \quad (232)$$

$$\left(\frac{V_u}{V_{cr}}\right)_5 = \left(\frac{V_u}{W_{cr}}\right)_4 \left(\frac{W_{cr}}{V_{cr}}\right)_5 \quad (233)$$

$$\left(\frac{V}{V_{cr}}\right)_5 = \left[\left(\frac{V_x}{V_{cr}}\right)_5^2 + \left(\frac{V_u}{V_{cr}}\right)_5^2 \right]^{1/2} \quad (234)$$

$$\alpha_5 = \text{sen}^{-1} \frac{(V_u/V_{cr})_5}{(V/V_{cr})_5} \quad (235)$$

4.1.6.3 Desempenho Global da Turbina

A relação de temperatura total é dada por:

$$\frac{T'_{5}}{T'_{0}} = 1 - 2 \left(\frac{k-1}{k+1} \right) \left(\frac{(U_3)V_{u,3}}{V_{cr,3}^2} - \frac{(U_4)V_{u,4}}{V_{cr,3}^2} \right) \quad (236)$$

onde:

$$\frac{V_{u,4}}{V_{cr,3}} = \left(\frac{W_u}{W_{cr}}\right)_4 \left(\frac{W_{cr,4}}{W_{cr,3}}\right) \left(\frac{W_{cr}}{V_{cr}}\right)_3 + \left(\frac{U_u}{V_{cr,3}}\right) \quad (237)$$

E a velocidade crítica na saída da turbina é dada por:

$$V_{cr,5} = \left(\frac{T'_{5}}{T'_{0}} \right)^{1/2} V_{cr,0} \quad (238)$$

A razão de pressão total global da turbina é dada pela equação (239):

$$\frac{P'_{5}}{P'_{0}} = \left(\frac{P'_{1}}{P'_{0}} \right) \left(\frac{P''}{P'} \right)_3 \left(\frac{P''_{4,id}}{P''_{3}} \right) \left(\frac{P''_{4}}{P''_{4,id}} \right) \left(\frac{P'}{P''} \right)_5 \quad (239)$$

A razão de pressão total-estática na saída da turbina é:

$$\left(\frac{p}{p'}\right)_5 = \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{V}{V_{cr}}\right)_5^2\right]^{k/(k-1)} \quad (240)$$

Portanto, a relação entre a pressão total e a estática global é finalmente definida como:

$$\frac{p_5}{p'_0} = \left(\frac{p'_5}{p'_0}\right) \left(\frac{p}{p'}\right)_5 \quad (241)$$

O rendimento total e estático da turbina é:

$$\eta_t = \frac{1 - (T'_5/T'_0)}{1 - (p'_5/p'_0)^{(k-1)/k}} = \frac{1 - (T'_5/T'_0)}{1 - (p_5/p'_0)^{(k-1)/k}} \quad (242)$$

As equações a seguir definem os parâmetros de desempenho, os quais também aparecem na lista de saída de dados do programa:

$$\theta_{cr} = \frac{\frac{k}{k+1} RT'_0}{\left(\frac{k}{k+1} RT'\right)^*} \quad (243)$$

$$\delta = \frac{p'_0}{p'^*} \quad (244)$$

$$\epsilon = \frac{0,7395945}{k} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{k/(k-1)} \quad (245)$$

$$N_{eq} = \frac{C_1 U_3}{D_3 (\theta_{cr})^{1/2}} \quad (246)$$

$$\Delta h'_{eq} = \left(\frac{k}{k-1} \right) \frac{R T'_0}{J \theta_{cr}} \left(1 - \frac{T'_5}{T'_0} \right) \quad (247)$$

$$\dot{m}_{eq} = \epsilon \frac{\dot{m}(\theta_{cr})^{1/2}}{\delta} \quad (248)$$

$$\Gamma_{eq} = \left(\frac{\epsilon}{\delta} \right) \frac{C_2 J \dot{m} \Delta h'}{N} \quad (249)$$

$$(\dot{m} N_{eq}) = \frac{\dot{m} N \epsilon}{\delta} \quad (250)$$

$$\Delta h'_{id,s} = \left[1 - \left(\frac{p'_5}{p'_0} \right)^{(k-1)/k} \right] \frac{k}{k-1} \frac{R T'_0}{J} \quad (251)$$

$$\Delta h'_{id,t} = \left[1 - \left(\frac{p'_5}{p'_0} \right)^{(k-1)/k} \right] \frac{k}{k-1} \frac{R T'_0}{J} \quad (252)$$

$$\left(\frac{p'_0}{p'_5} \right)_{eq} = \left[1 - \left(\frac{k-1}{k R T'} \right)^* \frac{J \Delta h'_{id,s}}{\theta_{cr}} \right]^{-k/(k-1)} \quad (253)$$

$$\left(\frac{p'_0}{p'_5} \right)_{eq} = \left[1 - \left(\frac{k-1}{k R T'} \right)^* \frac{J \Delta h'_{id,t}}{\theta_{cr}} \right]^{-k/(k-1)} \quad (254)$$

$$\left(\frac{p'_5}{p'_0} \right)_{eq} = \frac{1}{\left(p'_0 / p'_5 \right)_{eq}} \quad (255)$$

$$\Delta h' = \Delta h'_{eq} \theta_{cr} \quad (256)$$

$$N = N_{eq} (\theta_{cr})^{1/2} \quad (257)$$

$$\Gamma = \Gamma_{eq} \frac{\delta}{\epsilon} \quad (258)$$

Finalmente, o coeficiente de velocidade é:

$$v = \frac{U_3}{(2gJ\Delta h'_{id,s})^{1/2}} \quad (259)$$

$$WF = (gJ\Delta h')/U_3^2 \quad (260)$$

$$P = (\Delta h' \dot{m}J)/C_3 \quad (261)$$

$$\frac{WT}{P} = \frac{\dot{m}(T'_0)^{1/2}}{p'_0} \quad (262)$$

$$\frac{N}{T} = \frac{N}{(T'_0)^{1/2}} \quad (263)$$

$$T'_s = T'_0 (T'_s/T'_0) \quad (264)$$

$$p'_s = p'_0 (p'_s/p'_0) \quad (265)$$

$$\rho'_s = p'_s/RT'_s \quad (266)$$

$$\rho_s = \rho'_s (p_s/p'_s)^{1/k} \quad (267)$$

Capítulo 5

DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (DFC) NO CÁLCULO DAS CARACTERÍSTICAS DO ESCOAMENTO

Este capítulo apresenta os fundamentos teóricos da Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC), os resultados obtidos pelo programa de cálculo unidimensional de turbinas radiais e a simulação numérica em DFC usando o programa ANSYS CFX 12.0 para o cálculo tridimensional, a escolha do modelo de turbulência, as condições de contorno, os critérios de convergência, a definição e características da malha, os domínios do modelo e da interface utilizados. Nesse capítulo também é apresentado a validade do programa computacional e da metodologia de cálculo unidimensional (avaliação do bocal e do rotor) no ponto de projeto e fora do ponto de projeto, juntamente com as comparações entre os resultados simulados e os casos retirados da literatura.

5.1 GENERALIDADES DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC) começou no final da década de 1970 e início dos anos 1980 e estudavam principalmente escoamentos com interesses bélicos, em especial o deslocamento de ar ao redor de aviões. Entretanto, visto que as mesmas equações

que regem os fenômenos de fluxo nestes equipamentos são as equações que se aplicam aos escoamentos de um modo geral, esta ciência rapidamente se desenvolveu para a aplicação em outros campos da engenharia.

Para garantir que o resultado da simulação de DFC este coerente, é necessário validar o resultado obtido com resultados experimentais. Uma vez realizada a validação pode-se concluir que a simulação feita representa o fenômeno ou o processo estudado.

Durante a realização de uma simulação numérica existem dois tipos de erros, quando os resultados obtidos são comparados com os reais. Os quais podem ser: os erros numéricos, sendo estes resultados função da ordem do método numérico utilizado. A identificação deste tipo de erro é realizada mediante uma validação numérica, através da comparação do resultado com outras soluções analíticas ou numéricas. O segundo tipo é o erro do fenômeno físico, sendo este resultante do uso de equações diferenciais que não representam adequadamente o fenômeno físico em estudo.

O desenvolvimento da DFC deve-se também ao desenvolvimento da capacidade de processamento das máquinas. Por isso, todos os desenvolvedores de códigos comerciais associados ao DFC, possuem versões paralelizadas de seus programas que sejam aplicáveis em *clusters* de estações de trabalho como memória compartilhada ou não.

5.2 EQUAÇÕES GERAIS DA MECÂNICA DOS FLUIDOS

As equações da conservação são as representações matemáticas da massa do fluido utilizadas pelo método numérico para a solução dos diversos problemas de engenharia por meio de simulações, sendo elas as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e de energia, portanto:

5.2.1 Equação de Conservação da Massa

A equação de conservação da massa na forma diferencial é:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \quad (268)$$

5.2.2 Equação de Conservação da Quantidade de Movimento

As equações de conservação de quantidade de movimento na forma diferencial para as componentes (x , y e z) são:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (269)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (270)$$

$$\frac{\partial \rho w}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (271)$$

5.2.3 Equação de Conservação de Energia

A equação de conservação de energia na forma diferencial é:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \right] = \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial y} - \frac{\partial (wp)}{\partial z} + \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} \\ + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho f \cdot V \end{aligned} \quad (272)$$

5.2.3.1 Dinâmica dos Fluidos Computacional através do CFX

O pacote comercial ANSYS CFX possui um conjunto de aplicações que permitem a elaboração e solução de diversos problemas de DFC.

A Figura 25 mostra a estrutura de funcionamento de ANSYS CFX.

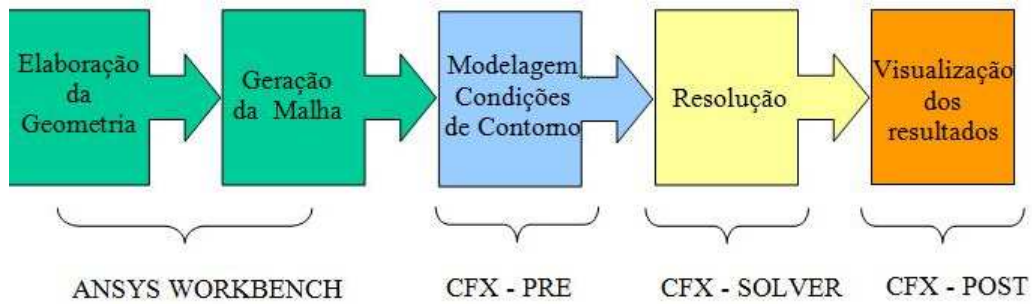


Figura 25 – Estrutura de funcionamento de ANSYS CFX.

A seqüência de resolução utilizando a metodologia de DFC é a seguinte:

- a) **Gerador de Geometria:** todas as geometrias foram geradas no ANSYS Workbench 12.0, que dispõe de uma ferramenta própria para geração de geometria utilizando a tecnologia CAD “Computer Aided Design”.
- b) **Gerador de Malha:** as malhas foram geradas no ANSYS Workbench 12.0.
- c) **Pré-processamento:** o pré-processamento é a aplicação na qual são definidas as principais características do problema e as condições de contorno. Nesse sentido são definidas: as forças de campo que atuam no sistema, os fluidos envolvidos na simulação (Multifásico, Superfície livre, etc.) os modelos de turbulência, as condições de contorno e o tipo de simulação (transitório ou regime permanente).
- d) **“Solver”:** é a parte responsável pela resolução numérica do problema e conta com algoritmos capazes de resolver as EDP’s, de acordo com os parâmetros pré-definidos.
- e) **Pós-processamento:** uma vez concluído o solver, deve-se partir para a análise dos resultados obtidos. Nessa aplicação, os resultados podem ser visualizados de diversas formas:
 - **Gráficos:** o CFX permite a elaboração de gráficos com todas as variáveis envolvidas.
 - **Vetores e linhas de corrente:** permitem visualizar o recorrido do fluido no domínio. Além disso, permite que tantos os vetores como as linhas de corrente sejam coloridos de acordo com alguma variável de interesse. Essa coloração segue uma escala, permitindo uma visualização qualitativa rápida de alguma variável de interesse.

5.3 VALIDAÇÃO DO PROGRAMA DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL

O processo de validação do programa computacional de cálculo unidimensional para o projeto de turbinas radiais foi feito da seguinte forma: inserir os mesmos valores de entrada utilizados no relatório NASA TN D-8164 (Glassman, 1976) no programa computacional “*TurbinaDP.exe*” para desta maneira calcular a geometria do bocal e do rotor radial e realizar uma comparação entre os resultados obtidos a partir do programa desenvolvido.

A Tabela 2 mostra os parâmetros e os valores de entrada utilizados na validação do programa computacional de cálculo unidimensional para o projeto de turbinas radiais “*TurbinaDP.exe*”.

Tabela 2 - Dados de entrada para a validação do programa “*TurbinaDP.exe*”.

Parâmetros de entrada	Símbolo	Unidade	Valor
Ângulo relativo da pá na entrada do rotor	β_2	°	-31,5
Ângulo relativo da pá na saída do rotor	β_{3s}	°	-70,65
Razão de raios na saída do rotor	v	--	0,3493
Eficiência total do bocal	η_b	%	81,7686
Eficiência total-estática do rotor	η_{ts}	%	89,15
Folga no shroud do rotor	f_{br}	mm	0,0059
Massa molar do gás	M_{mg}	kg/kmol	39,9498
Relação de calores específicos	k	--	1,667
Temperatura total na entrada da turbina	T_{00}	K	1083,33
Pressão total na entrada da turbina	P_{00}	kPa	91,011
Vazão mássica	\dot{m}	kg/s	0,2771
Razão de velocidades relativas do rotor	w_r	--	2,3698
Razão de expansão total-estática da turbina	RP_{ts}	--	1,6125
Espessura da pá do rotor	t_r	mm	0,2884
Espessura da palheta do bocal	t_b	mm	0,2884
Folga ideal entre rotor e bocal	Δr	mm	0,336
Razão de raios de entrada e saída do bocal	r_o/r_l	--	1,2314
Porcentagem de velocidade para o ponto fora de projeto	P_{vpp}	%	100

O APÊNDICE F mostra os resultados reportados por Glassman, (1976) e os resultados da validação obtidos usando o programa computacional de cálculo unidimensional para o projeto de turbinas radiais (Miranda et al. 2010 – a) são mostrados no APÊNDICE G.

A Tabela 3 apresenta a comparação entre resultados obtidos pelo programa “*TurbinaDP.exe*” e dados da turbina calculada no relatório NASA TN D-8164 (Glassman, 1976) para o rotor radial.

Tabela 3 - Comparação de resultados para o rotor: “*TurbinaDP*” e NASA TN D-8164 .

Parâmetros	Unidade	TurbinaDP	NASA TN D-8164	Desvio
Entrada do rotor				
Diâmetro	mm	151,2846	155,3900	-4,1054
Temperatura total	K	1083,3300	1083,3300	0
Pressão total	kPa	87,9078	89,9500	-2,0422
Temperatura estática	K	1013,1610	1010,8500	2,3110
Pressão estática	kPa	74,3607	75,6500	-1,2893
Ângulo absoluto (Alpha)	°	74,2500	71,9200	2,3300
Ângulo relativo (Beta)	°	-31,5000	-31,5000	0
Velocidade absoluta	m/s	270,1714	274,5900	-4,4186
Velocidade tangencial	m/s	304,9679	313,2400	-8,2721
Velocidade relativa	m/s	86,0098	99,9300	-13,9202
Potência de saída	kW	21,9741	22,3710	-0,3969
Trabalho específico	kJ/kg	79,3002	81,7686	-2,4684
Rotação específica		0,7054	0,7390	-0,0336
Rotação	rpm	38500	38500	0
Número de pás		13	12	1
Saída do rotor				
Diâmetro na ponta	mm	95,4019	110,8400	-15,4381
Diâmetro de raiz	mm	33,3239	38,7200	-5,3961
Temperatura total	K	930,8653	926,1200	4,7453
Pressão total	kPa	57,1077	57,3500	-0,2423
Temperatura estática	K	926,5011	920,2000	6,3011
Pressão estática	kPa	56,4409	56,4400	0,0009
Ângulo absoluto (Alpha)	°	0	0	0
Ângulo relativo (Beta)	°	-70,6500	-70,6500	0
Velocidade absoluta	m/s	67,5368	78,4800	-10,9432
Velocidade tangencial	m/s	192,3164	223,4400	-31,1236
Velocidade relativa	m/s	203,8304	236,8200	-32,9896

A Tabela 4 apresenta a comparação entre resultados obtidos pelo programa “*TurbinaDP.exe*” e dados da turbina calculada no relatório NASA TN D-8164 (Glassman, 1976) para o bocal.

Tabela 4 - Comparação de resultados para o bocal: “*TurbinaDP*” e NASA TN D-8164.

Parâmetros	Unidade	TurbinaDP	NASA TN D-8164	Desvio
Entrada do bocal				
Diâmetro	mm	191,3629	195,5500	-4,1871
Temperatura total	K	1083,3300	1083,3300	0
Pressão total	kPa	91,0110	91,0100	0,0010
Temperatura estática	K	1076,9450	1072,0200	4,9250
Pressão estática	kPa	89,6763	88,6500	1,0263
Ângulo absoluto (alpha)	°	51,5296	55,6000	-4,0704
Velocidade absoluta	m/s	81,4985	108,4900	-26,9915
Número de palhetas		17	16	1
Saída do bocal				
Diâmetro	mm	153,4829	158,7500	-5,2671
Temperatura total	K	1083,3300	1083,3300	0
Pressão total	kPa	88,0123	89,9500	-1,9377
Temperatura estática	K	1015,3990	1013,9400	1,4590
Pressão estática	kPa	74,8608	76,2300	-1,3692
Ângulo absoluto (alpha)	°	74,6161	72,0000	2,6161
Velocidade absoluta	m/s	265,8284	268,6700	-2,8416
Razão vel. absoluta critica		0,5007	0,5060	-0,0053

As diferenças encontradas entre os valores obtidos pelos dois programas são menores que o 10 %; deste modo, é possível afirmar que o programa computacional de cálculo unidimensional “*TurbinaDP.exe*” garante a obtenção de valores válidos para o projeto de turbinas radiais e pode ser utilizada em projetos posteriores.

Finalmente, as Tabelas 5 e 6 apresentam a comparação dos resultados da validação do CFX e FORTRAN para o rotor e o bocal respectivamente.

Tabela 5 - Comparação dos resultados da validação no CFX e FORTRAN para o rotor.

Parâmetros	Unidade	TurbinaDP	ANSYS CFX 12.0	Desvio
Entrada do rotor				
Vazão mássica	K	0,2771	0,2078	0,0693
Temperatura total	K	1083,3300	1083,4200	-0,0900
Pressão total	kPa	87,9078	88,0782	-0,1704
Temperatura estática	K	1013,1610	1038,2400	-25,0790
Pressão estática	kPa	74,3607	75,9067	-1,5460
Ângulo absoluto (Alpha)	°	74,2500	75,6497	-1,3997
Velocidade absoluta	m/s	270,1714	300,6090	-30,4376
Velocidade tangencial	m/s	304,9679	310,0370	-5,0691
Velocidade relativa	m/s	86,0098	77,6212	8,3886
Potência de saída	kW	21,9741	21,1516	0,8225
Saída do rotor				
Temperatura total	K	930,8653	980,8350	-49,9697
Pressão total	kPa	57,1077	60,6486	-3,5409
Temperatura estática	K	926,5011	960,0250	-33,5239
Pressão estática	kPa	56,4409	56,4257	0,0152
Ângulo absoluto (Alpha)	°	0	0	0
Velocidade absoluta	m/s	67,5368	197,3490	-129,8122
Velocidade tangencial	m/s	192,3164	139,8180	52,4984
Velocidade relativa	m/s	203,8304	292,2210	-88,3906

Tabela 6 - Comparação dos resultados da validação no CFX e FORTRAN para o bocal.

Parâmetros	Unidade	TurbinaDP	ANSYS CFX 12.0	Desvio
Entrada do bocal				
Temperatura total	K	1083,3300	1083,3300	0,0000
Pressão total	kPa	91,0110	91,0134	-0,0024
Temperatura estática	K	1076,9450	1081,3700	-4,4250
Pressão estática	kPa	89,6763	90,5870	-0,9107
Ângulo absoluto (Alpha)	°	51,5296	55,6000	-4,0704
Velocidade absoluta	m/s	81,4985	49,4008	32,0977
Saída do bocal				
Temperatura total	K	1083,3300	1082,7600	0,5700
Pressão total	kPa	88,0123	88,1177	-0,1054
Temperatura estática	K	1015,3990	1036,2500	-20,8510
Pressão estática	kPa	74,8608	75,8993	-1,0385
Ângulo absoluto (Alpha)	°	74,6161	75,4907	-0,8747
Velocidade absoluta	m/s	265,8284	297,9060	-32,0776

5.4 ANÁLISE UNIDIMENSIONAL DA TURBINA RADIAL DE 600 kW

O projeto da turbina radial foi dividido em duas etapas de análise: uma unidimensional e outra tridimensional. A seguir, apresentam-se os parâmetros do o projeto do bocal e do rotor radial, os resultados obtidos, a geometria e as características aerodinâmicas de cada um dos componentes, junto com os mapas de desempenho utilizando a ferramenta computacional desenvolvida em FORTRAN e a análise tridimensional empregando-se as técnicas de DFC.

A Tabela 7 descreve os parâmetros aerodinâmicos e os valores de entrada empregados para o cálculo do ponto de projeto utilizando o programa computacional de cálculo unidimensional “*TurbinaDP.exe*” para avaliação do bocal e do rotor radial.

Tabela 7 - Dados de entrada para a ponto de projeto da turbina radial de 600 kW.

Parâmetros de entrada	Símbolo	Unidade	Valor
Ângulo relativo da pá na entrada do rotor	β_2	°	-25
Ângulo relativo da pá na saída do rotor	β_{3s}	°	-60
Razão de raios na saída do rotor	ν	--	0,2395
Eficiência total do bocal	η_b	%	90
Eficiência total-estática do rotor	η_{ts}	%	85
Folga no shroud do rotor	f_{br}	mm	1
Massa molar do gás	M_{mg}	kg/kmol	28,97
Relação de calores específicos	k	--	1,4
Temperatura total na entrada da turbina (Bocal)	T_{00}	K	1123
Pressão total na entrada da turbina (Bocal)	P_{00}	kPa	396
Vazão mássica	\dot{m}	kg/s	4,5
Razão de velocidades relativas do rotor	w_r	--	3,28304
Razão de expansão total-estática da turbina	RP_{ts}	--	3,96
Espessura da pá do rotor	t_r	mm	1
Espessura da palheta do bocal	t_b	mm	1
Folga ideal entre rotor e bocal	Δr	mm	2
Razão de raios de entrada e saída do bocal	r_0/r_1	--	1,2
Porcentagem de velocidade para o ponto fora de projeto	P_{vpfp}	%	100
Espessura da língua da voluta	t_{lv}	mm	10
Porcentagem de pressão total na saída do difusor	P_{psd}	%	90
Eficiência total do difusor	η_d	%	80
Largura adimensional do difusor	L_d/D_3	--	2

A Tabela 8 apresenta os parâmetros adimensionais e semi-adimensionais utilizados na avaliação da turbina radial. Em seguida são mostrados os resultados de vários dos parâmetros antes referidos encontrados na literatura, juntamente com os gráficos de desempenho, com o objetivo de mostrar os desvios entre os resultados obtidos pelo programa de cálculo unidimensional e os casos retirados da literatura, já no APÊNDICE H são mostrados os resultados completos do programa computacional de cálculo unidimensional para o ponto de projeto de turbinas a gás radiais.

Tabela 8 - Parâmetros adimensionais e semi-adimensionais de saída da turbina radial.

Parâmetros de entrada	Símbolo	Valor
Grau de reação	D_{rt}	0,5959
Rotação específica	N_{ss}	0,5601
Diâmetro específico	D_s	3,2710
Coefficiente de velocidade isentrópica	U_2/C_{OD}	0,5558
Coefficiente de velocidade	U_2/C_s	0,6645
Coefficiente de vazão	C_{m3}/U_2	0,3639
Eficiência isentrópica total-estática calculada	η_{isc}	76,0635
Eficiência isentrópica ou total-total do rotor	η_H	82,8380
Eficiência politrópica do rotor	η_p	80,1190
Fator de potência do estágio	S_w	0,2473
Razão de velocidades meridionais	C_{m3}/C_{m2}	1,1440
Razão de raio na ponta do rotor (Rohlik, 1968)	$(r_{3s}/r_2)_R$	0,7225
Razão de raio na ponta do rotor	r_{3s}/r_2	0,6303
Razão adimensional da largura da pá em função do raio de entrada do rotor	b_2/r_2	0,1697
Razão adimensional da largura da pá em função do diâmetro de entrada do rotor	b_2/D_2	0,0858
Razão adimensional da largura da pá em função do diâmetro médio de entrada do rotor	b_2/D_{3m}	0,2172
Razão de diâmetros médios do rotor	D_{3m}/D_2	0,3906
Razão de raio na interface	r_1/r_2	1,0416
Razão de raio na interface (Watanabe et al., 1970)	$(r_1/r_2)_W$	1,3313
Razão de pressão total-total do rotor	RP_{tr}	3,4591
Razão de temperatura total-total do rotor	RT_{tr}	1,3285
Razão de pressão total-total do bocal	RP_{tb}	1,0506
Razão de temperatura total-total do bocal	RT_{tb}	1

A avaliação dos resultados obtidos pelo programa de cálculo unidimensional para a turbina radial de 600 kW foi feita mediante a análise e comparação destes, com os resultados e gráficos obtidos para o ponto de máxima eficiência de diversas turbinas radiais retirados da literatura, mostrando assim, uma relação entre a geometria e o triângulo de velocidade de cada componente que resulta na máxima eficiência atingível para diferentes valores de rotação específica.

5.4.1 Avaliação do Bocal

A geometria do bocal foi examinada em detalhe para a condição de projeto, assim, as Tabelas 9 e 10 apresentam os dados de saída para a condição de projeto do bocal obtida pelo programa de cálculo unidimensional

Tabela 9 – Parâmetros aerotermodinâmicos na entrada do bocal.

Parâmetros de entrada do bocal	Símbolo	Unidade	Valor
Pressão total	P_{00}	kPa	396,0000
Pressão estática	P_0	kPa	388,8504
Temperatura total	T_{00}	K	1123,0000
Temperatura estática	T_0	K	1117,1694
Raio de entrada do bocal	r_0	mm	263,3205
Diâmetro de entrada do bocal	D_0	mm	526,6411
Corda da palheta do bocal	C_{rb}	mm	106,7531
Espaçamento das palhetas na entrada do bocal	t_{eb}	mm	97,3230
Largura da palheta na entrada	b_0	mm	35,7529
Número de palhetas	Z_{bb}	--	17
Número de Mach absoluto	M_0	--	0,1615
Ângulo absoluto	α_0	°	54,5809
Ângulo de incidência do bocal	i_{0inc}	°	82,5041
Velocidade absoluta	C_0	m/s	108,2274
Velocidade meridional	C_{m0}	m/s	62,7234
Velocidade absoluta na direção tangencial	$C_{\theta 0}$	m/s	88,1983
Velocidade do som na entrada do bocal	a_{00}	m/s	671,7144
Massa específica estática	ρ_0	kg/m ³	1,2128

Tabela 10 - Parâmetros aerotermodinâmicos na saída do bocal.

Parâmetros de saída do bocal	Símbolo	Unidade	Valor
Pressão total	P_{01}	kPa	376,9062
Pressão estática	P_1	kPa	248,6588
Temperatura total	T_{01}	K	1123,0000
Temperatura estática	T_1	K	997,1749
Raio de saída do bocal	r_1	mm	219,4338
Diâmetro de saída do bocal	D_1	mm	430,8689
Espaçamento das palhetas na saída do bocal	t_{sb}	mm	81,1025
Largura da palheta na saída	b_1	mm	35,7530
Número de Mach absoluto	M_1	--	0,7943
Ângulo absoluto	α_1	°	77,9381
Ângulo de incidência do bocal	i_{inc}	°	105,8612
Velocidade absoluta	C_1	m/s	502,7631
Velocidade meridional	C_{m1}	m/s	105,0620
Velocidade absoluta na direção tangencial	$C_{\theta 1}$	m/s	491,6632
Velocidade do som na entrada do bocal	a_{01}	m/s	671,7144

A Figura 26 descreve a variação do ângulo absoluto do escoamento na saída do bocal (α_1) em função da rotação específica (N_{ss}), na qual, à medida que aumenta a N_{ss} (de 0,2 a 1,34) diminui o α_1 (de 83° a 52°). Nota-se que para a condição de projeto (PP), o $\alpha_1 = 77,9308^\circ$ se encontra a 3,760% (2,930°) acima do valor obtido por Rohlik, (1968). para o ponto de máxima eficiência de turbinas radiais para diferentes valores de rotação específica

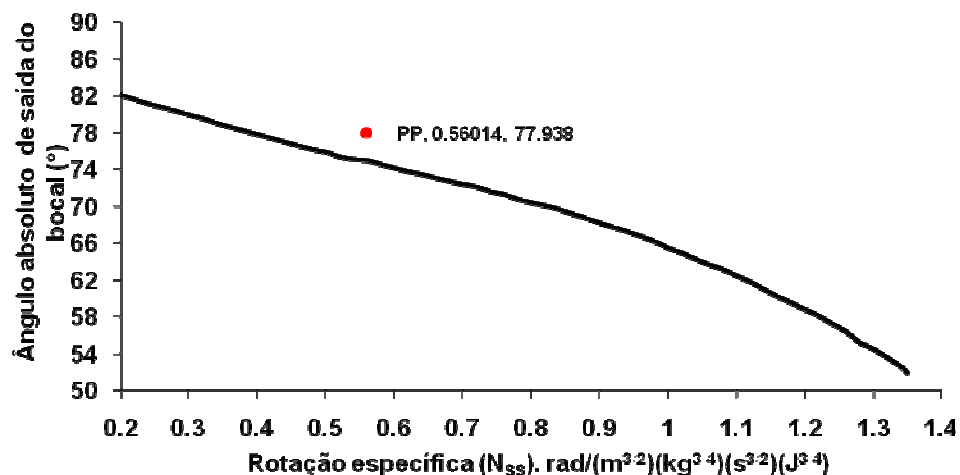


Figura 26 – Variação do ângulo absoluto do escoamento na saída do bocal em função da rotação específica.

Fonte: Rohlik, (1968).

A Figura 27 apresenta o número mínimo de palhetas do bocal (Z_{bb}) em função do ângulo absoluto do escoamento na saída do bocal, (α_1), para diferentes valores do ângulo de escoamento absoluto na entrada do bocal, (α_0), razão de raios do bocal (r_0/r_1) e a eficiência ideal do bocal ($\eta_b = 100\%$). Pode-se observar que o ponto de projeto (PP_{id}), está posicionado abaixo da curva de razão de raio $r_0/r_1 = 1,2$ e entre as curvas de 55° e 50° do ângulo de escoamento absoluto na entrada do bocal.

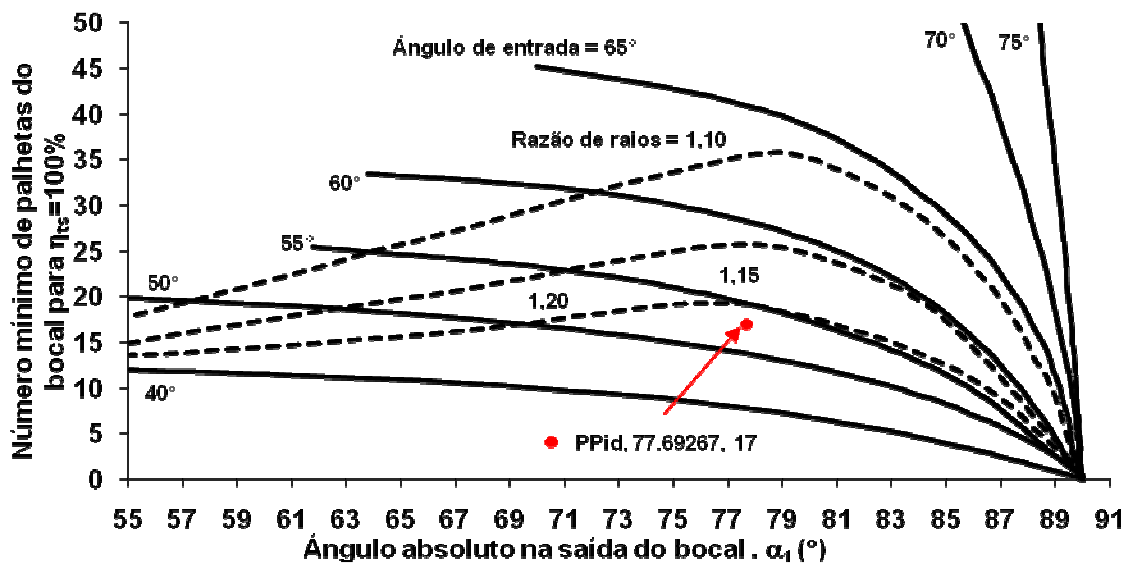


Figura 27 – Número mínimo de palhetas do bocal em função do ângulo absoluto do escoamento na saída do bocal.

Fonte: Moustapha, (2003).

Outros parâmetros utilizados para a avaliação do bocal são:

- Na condição ideal, a pressão total através do bocal é constante, mas na realidade se apresenta uma queda de pressão através do mesmo, sendo a temperatura total constante. No ponto de projeto $P_{00} = 396$ kPa, $P_{01} = 376,906$ kPa, e $T_{00} = 1123$ K, porém se tem um desvio de 19,094 kPa. Observa-se que o resultado obtido no programa de cálculo unidimensional apresenta uma variação do 22,2% (5,459 kPa) em comparação com a simulação no DFC.
- Rohlik, (1968) sugere que o ângulo absoluto do escoamento na saída do bocal (α_1) deve encontrar-se na faixa de $52^\circ \leq \alpha_1 \leq 83^\circ$, enquanto Logan e Ramendra, (1995) recomendam que este valor deva ser inferior aos 75° , para escoamentos com saída radial, além de que a espessura da palheta no bordo de fuga (t_b) seja maior que 0,381 mm, isto por razões de manufatura. Note-se que o valor obtido

para $\alpha_i = 77,938^\circ$ se encontra dentro da faixa estabelecida por Rohlik, (1968) e 3,76% (2,938°) acima do valor recomendado por Logan e Ramendra, (1995), o qual pode ser observado na Figura 26. Com respeito à espessura da palheta no bordo de fuga, o valor de $t_b = 1$ mm se encontra em concordância com o valor recomendado.

- Kofskey e Nusbaum, (1972) recomendam utilizar uma razão de raios do bocal (r_o/r_i) na faixa de $1,2 \leq r_o/r_i \leq 1,3$; enquanto Aungier, (2006) aconselha que este valor deva encontrar-se na faixa de $1,1 \leq r_o/r_i \leq 1,7$. Nota-se que o valor de $r_o/r_i = 1,2$ utilizado, se encontra dentro dos limites recomendados, o qual também pode ser observado na Figura 27.
- No projeto de turbinas radiais, Whitfield e Baines, (1990) recomendam a utilização de um fator de potência de estágio (S_w) ao redor de 0,2 para evitar o aumento da velocidade e do número de Mach na garganta do bocal, evitando assim o *entupimento*. Nota-se que o valor obtido para S_w igual a 0,2473 se encontra 19,126% (0,0473) acima do máximo valor recomendado.
- Finalmente, quanto à razão de raios da interface bocal-rotor (Δr), Watanabe et al., (1970) recomenda valores inferiores a $\Delta r \leq 1,33139$; Logan e Ramendra, (1995) recomendam valores inferiores a 1,05 e Moustapha, (2003) sugere o valor mínimo de 1,04. Nota-se que o valor obtido pelo programa computacional, $\Delta r = 1,04165$, se encontra dentro dos limites recomendados pelos autores, sendo 21,766% (0,28974) abaixo do máximo valor recomendado ($\Delta r \leq 1,33139$).

5.4.2 Avaliação do Rotor Radial

Para o rotor radial a avaliação também foi baseada nos resultados de vários parâmetros adimensionais e semi-adimensionais de projeto (Tabela 8) encontrados na literatura, juntamente com gráficos de desempenho em função da rotação específica de turbinas radiais testadas. Assim, para o bocal, a geometria do rotor foi examinada em detalhe para a condição de projeto, assim, as Tabelas 11 e 12 apresentam os dados de saída para a condição de projeto do rotor radial obtida pelo programa de cálculo unidimensional

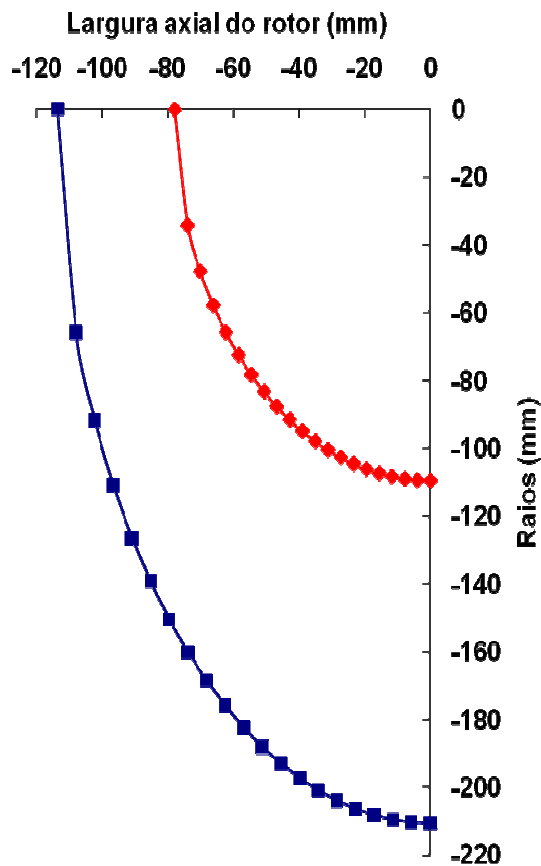
Tabela 11 – Parâmetros aerotermodinâmicos na entrada do rotor radial.

Parâmetros de entrada do rotor	Símbolo	Unidade	Valor
Pressão total	P_{02}	kPa	375,8586
Pressão estática	P_2	kPa	242,6070
Temperatura total	T_{02}	K	1123,0000
Temperatura estática	T_2	K	990,9677
Raio de entrada do rotor	r_2	mm	210,6597
Diâmetro de entrada do rotor	D_2	mm	421,3193
Espaçamento das pás entrada do rotor	t_{er}	mm	88,2409
Largura da pá na entrada	b_2	mm	35,7530
Número de pás	Z_{br}	--	15
Número de Mach absoluto	M_2	--	0,8162
Número de Mach relativo	M'_2	--	0,1949
Ângulo absoluto	α_2	°	77,5000
Ângulo relativo	β_2	°	-25,0000
Ângulo ótimo relativo	β_{2opt}	°	-29,7668
Ângulo de incidência do rotor	i_{2inc}	°	4,7668
Velocidade absoluta	C_2	m/s	515,0151
Velocidade relativa	W_2	m/s	122,9931
Velocidade tangencial	U_2	m/s	554,7863
Velocidade meridional	C_{m2}	m/s	111,4696
Velocidade absoluta na direção tangencial	$C_{\theta 2}$	m/s	502,8072
Velocidade relativa na direção tangencial	$W_{\theta 2}$	m/s	51,9791
Velocidade do som na entrada do rotor	a_{00}	m/s	671,7144
Rotação do eixo da turbina	N_{rpm}	rpm	25148,7129
Velocidade do eixo da turbina	ω_2	m/s	2633,5667
Massa específica total na entrada do rotor	ρ_2	kg/m ³	1,1662
Fator de obstrução na saída do rotor	B_f	--	0,9888

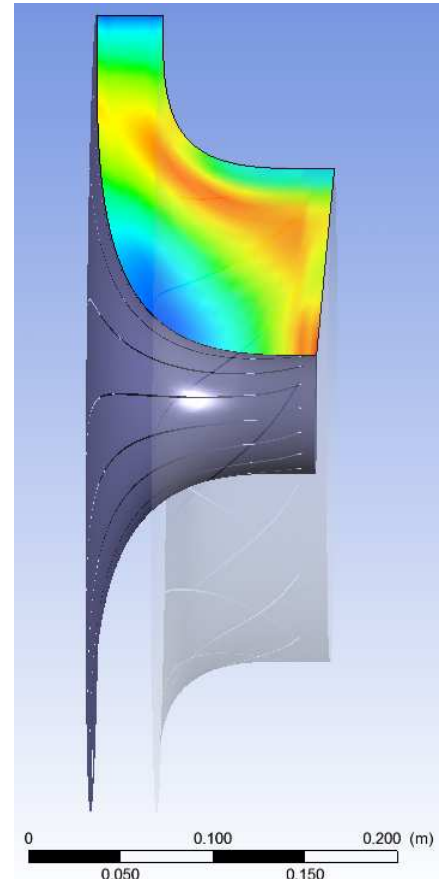
Tabela 12 - Parâmetros aerotermodinâmicos na saída do rotor radial.

Parâmetros de saída do rotor	Símbolo	Unidade	Valor
Pressão total	P_{03}	kPa	108,6567
Pressão estática	P_3	kPa	100,0000
Temperatura total	T_{03}	K	845,2861
Temperatura estática	T_3	K	825,4712
Raio da ponta	r_{3s}	mm	132,7832
Diâmetro da ponta	D_{3s}	mm	265,5665
Raio de raiz	r_{3h}	mm	31,8016
Diâmetro de raiz	D_{3h}	mm	63,6032
Raio médio	r_m	mm	96,5472
Espaçamento das pás saída do rotor	t_{sr}	mm	13,3210
Largura axial do rotor	L_z	mm	113,6294
Largura da pá na saída	b_3	mm	100,9817
Número de Mach absoluto	M_3	--	0,3506
Número de Mach relativo	M'_3	--	0,7012
Ângulo relativo	β_3	°	-60,0000
Ângulo ótimo relativo	β_{3opt}	°	-29,7668
Ângulo de incidência do rotor	i_{3inc}	°	-30,2332
Velocidade absoluta	C_3	m/s	201,8957
Velocidade relativa	W_3	m/s	403,7913
Velocidade tangencial	U_3	m/s	349,6935
Velocidade meridional	C_{m3}	m/s	201,8957
Velocidade relativa na direção tangencial	$W_{\theta 3}$	m/s	349,6935
Velocidade do som na saída do rotor	a_{03}	m/s	582,7693
Trabalho específico isentrópico do rotor	W_{espiso}	kJ/kg	366,7296
Potência isentrópica de saída do rotor	W_{riso}	kW	1650,2832
Trabalho específico do rotor	W_{esp}	kJ/kg	278,9505
Potência de saída do rotor	W_r	kJ/kg	1255,2773

A Figura 28 mostra o plano meridional da pá do rotor como é realizado no programa de cálculo unidimensional e o resultado obtido através do CFX 12.0 para o projeto de turbinas radiais. Pode-se observar que as curvaturas da carcaça (*shroud*) e da raiz (*hub*) são geradas a partir da equação da elipse, onde a largura axial do rotor é representada pelo semi-eixo menor e o raio é representado pelo semi-eixo maior.



a) programa de cálculo unidimensional.



b) DFC.

Figura 28 – Plano meridional da pá do rotor.

A Figura 29 mostra a eficiência isentrópica ou total-total (η_t) em função da rotação específica, para diferentes ângulos absolutos do escoamento na saída do bocal. Para cada valor de (α_1), uma área é elaborada, para diferentes razões de diâmetro (D_{3s}/D_2) e o ponto de máxima eficiência isentrópica se encontra em $\eta_t = 0,87$ e $N_{ss} = 0,58$. Note-se que na condição de projeto (PP), o $\alpha_1 = 77,9308^\circ$ se encontra 5,7043% ($3,9308^\circ$) acima do valor obtido por Rohlik, (1968). para o ponto de máxima eficiência de turbinas radiais para diferentes valores de rotação específica.

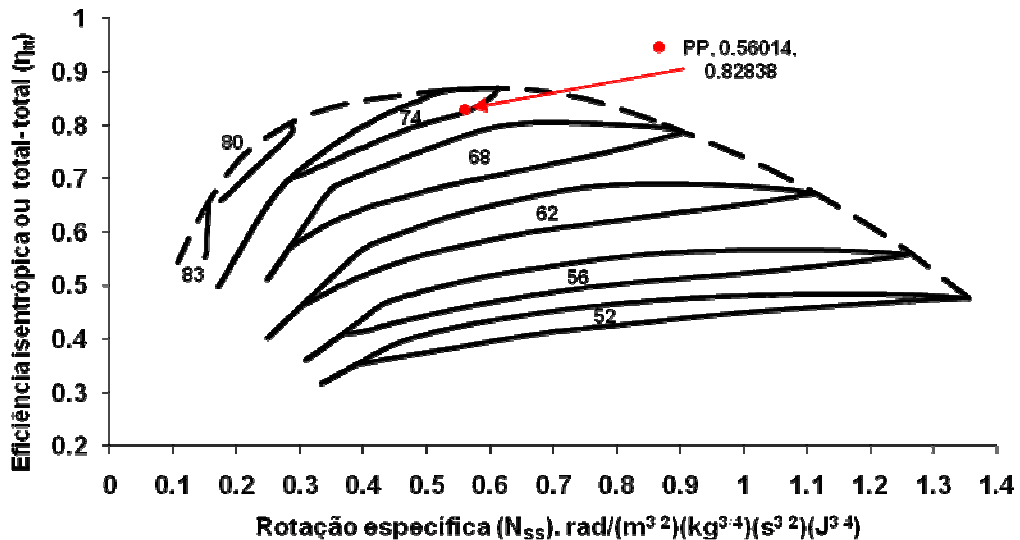


Figura 29 – Eficiência isentrópica em função da rotação específica.
Fonte: Rohlik, (1968).

A Figura 30 mostra os resultados obtidos para as equações de Glassman, Whitfield e Jamieson para o cálculo do número de pás do rotor radial (Z_{br}), em função do ângulo absoluto do escoamento na entrada do rotor, (α_2). Na prática, não é utilizada uma grande quantidade de pás, devido ao entupimento do fluxo na saída do rotor, altos valores de superfície causam altas perdas por atrito e porque o peso e a inércia do rotor são altos. Portanto, preferiu-se utilizar a relação empírica de Glassman, (1976), pois se pode obter um menor número de pás, $Z_{br} = 15$.

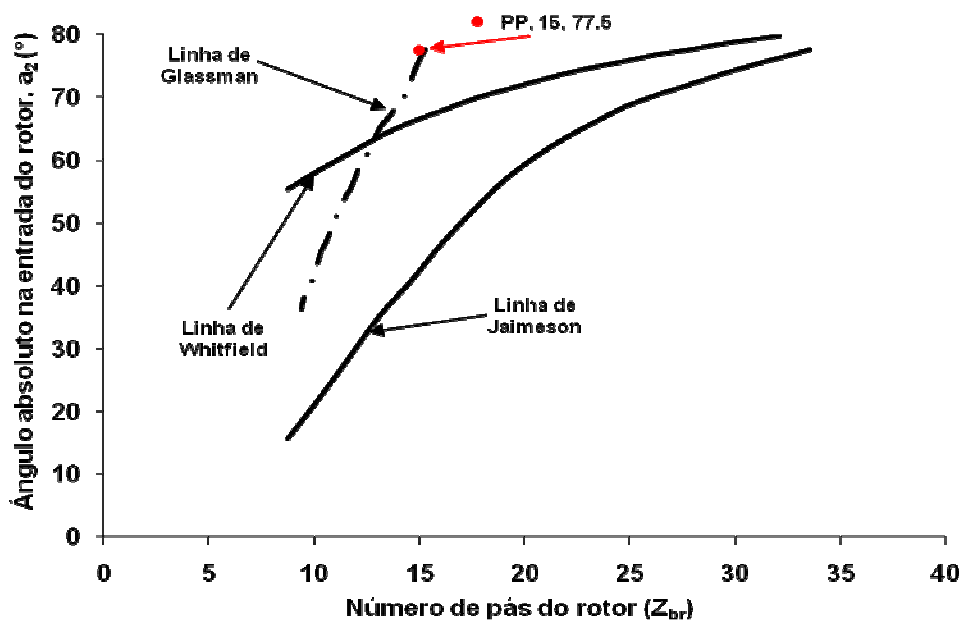


Figura 30 – Número de pás do rotor radial.
Fonte: Whitfield e Baines, (1990).

A Figura 31 mostra a correlação entre o coeficiente de velocidade isentrópica (U_2/C_{OD}) em função do coeficiente de vazão (C_{m3}/U_2), para diferentes valores de eficiência isentrópica total-estática, (η_{is}). Nota-se que a condição de máxima eficiência é obtida para os valores de $C_{m3}/U_2 = 0,7$ e U_2/C_{OD} entre 0,2 e 0,3.

Pode-se observar que o ponto de projeto (PP), está posicionado antes da curva de eficiência de 78%, para uma eficiência isentrópica total-estática de aproximadamente 76%, ou seja 2% abaixo do valor correspondente para o ponto de máxima eficiência de turbinas radiais atingível para diferentes valores do coeficiente de vazão obtido por Dixon, (1998).

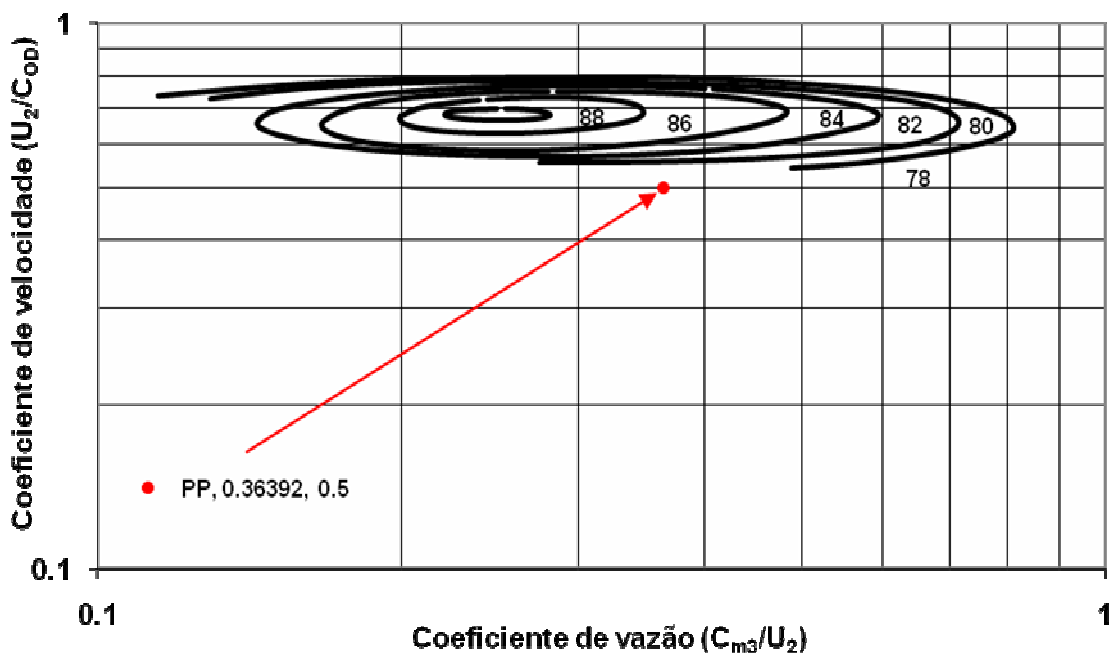


Figura 31 – Coeficiente de velocidade isentrópica em função do coeficiente de vazão.
Fonte: Dixon, (1998).

A Figura 32 mostra valores correspondentes para o ponto de máxima eficiência de turbinas radiais atingível para diferentes valores da variação da razão de expansão total-estática em função do fator de potência do estágio, para diferentes valores de eficiência isentrópica total-estática obtido por Whitfield e Baines, (1990). Nota-se que o ponto de projeto (PP), está posicionado antes da curva de eficiência de 0,80, para uma eficiência isentrópica de aproximadamente 0,76.

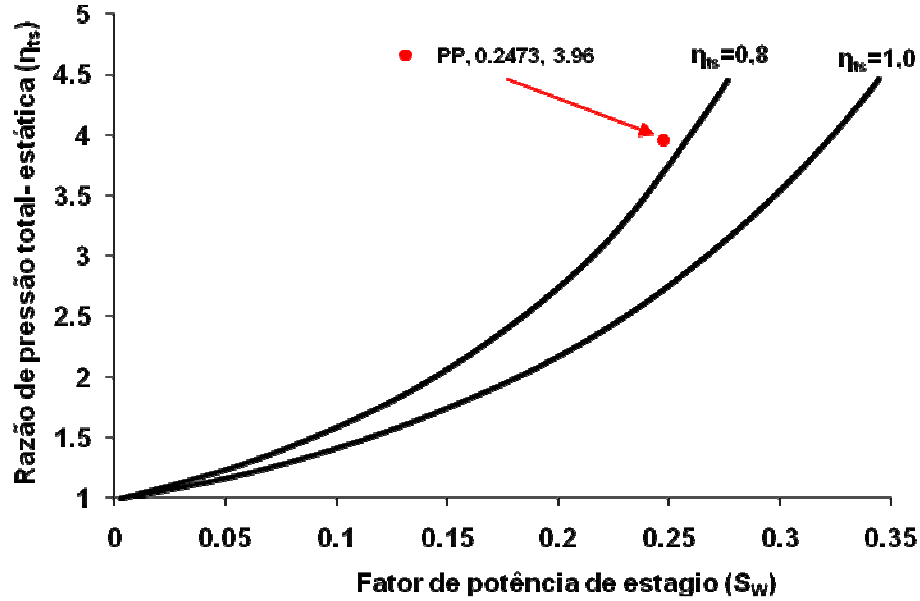


Figura 32 – Razão de expansão total-estática em função do fator de potência do estágio.
Fonte: Whitfield e Baines, (1990).

A Figura 33 mostra a razão adimensional de largura da pá do rotor (b_2/r_2) em função da razão da velocidade relativa (w_r), para diferentes ângulos relativos do escoamento na entrada do rotor, (β_2). Pode-se observar que o ponto de projeto (PP), está posicionado entre as curvas de ângulo relativo de -20° e -30° ; ou seja, $\beta_2 = -25^\circ$.

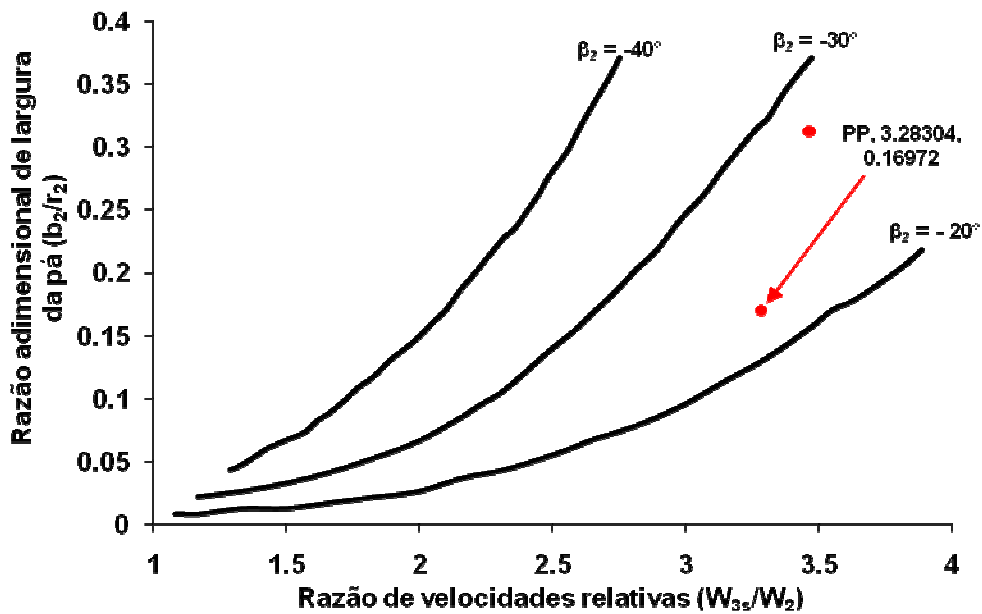


Figura 33 – Razão de largura da pá do rotor em função da razão da velocidade relativa.
Fonte: Whitfield e Baines, (1990).

A Figura 34 mostra a razão de raios na saída do rotor (r_{3s}/r_2) em função da razão da velocidade relativa para diferentes ângulos relativos do escoamento na entrada do rotor. Pode-se observar que o ponto de projeto (PP), está posicionado entre as curvas do ângulo relativo de -20° e -30° ; ou seja, para um ângulo relativo de -25° .

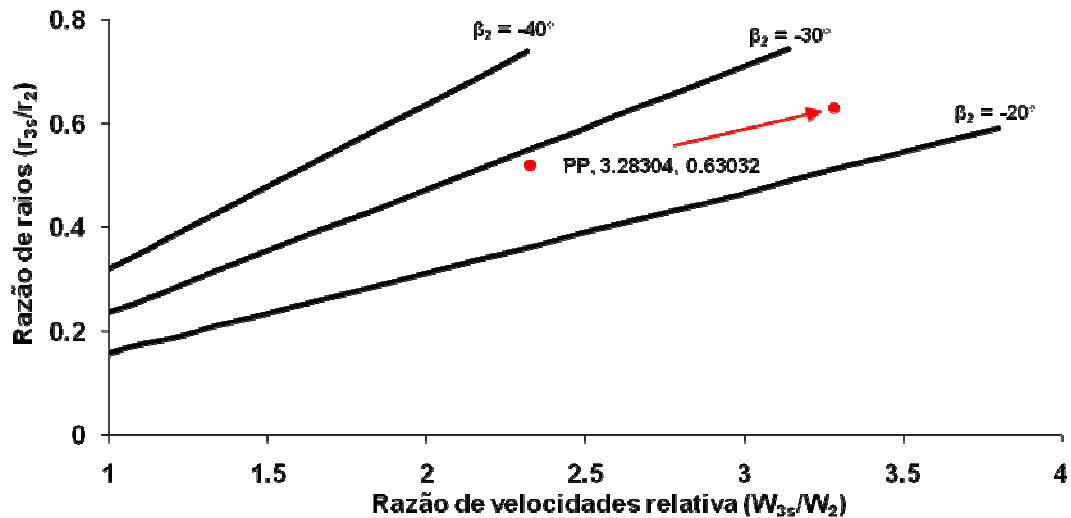


Figura 34 – Razão de raios na saída do rotor em função da razão da velocidade relativa.
Fonte: Whitfield e Baines, (1990).

A Figura 35 mostra a variação da eficiência isentrópica em função da eficiência politrópica (η_p), para diferentes valores de razão de expansão total-total (RP_{tot}) do rotor. Nota-se que o ponto de projeto (PP), está posicionado abaixo da linha de razão de expansão total-estática de 4 para o valor de aproximadamente 3,459.

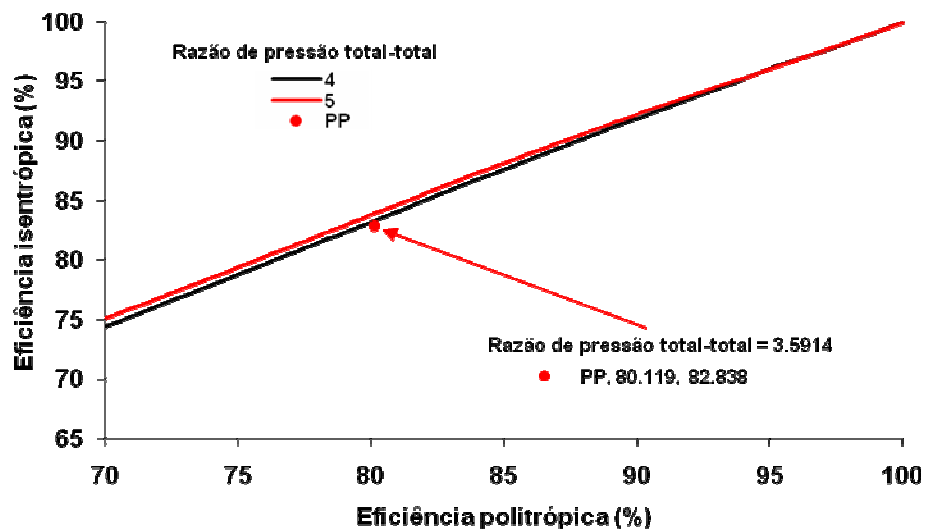


Figura 35 – Eficiência isentrópica vs eficiência politrópica.
Fonte: Boyce, (2006).

A Figura 36 mostra a correlação entre o diâmetro específico (D_s) em função da rotação específica. Nota-se que para o ponto de projeto (PP), o valor de $D_s = 3,271$ se encontra 10,77% (0,3523) abaixo do valor correspondente para o ponto de máxima eficiência de turbinas radiais atingível para diferentes valores de rotação específica obtido por Moustapha, (2003).

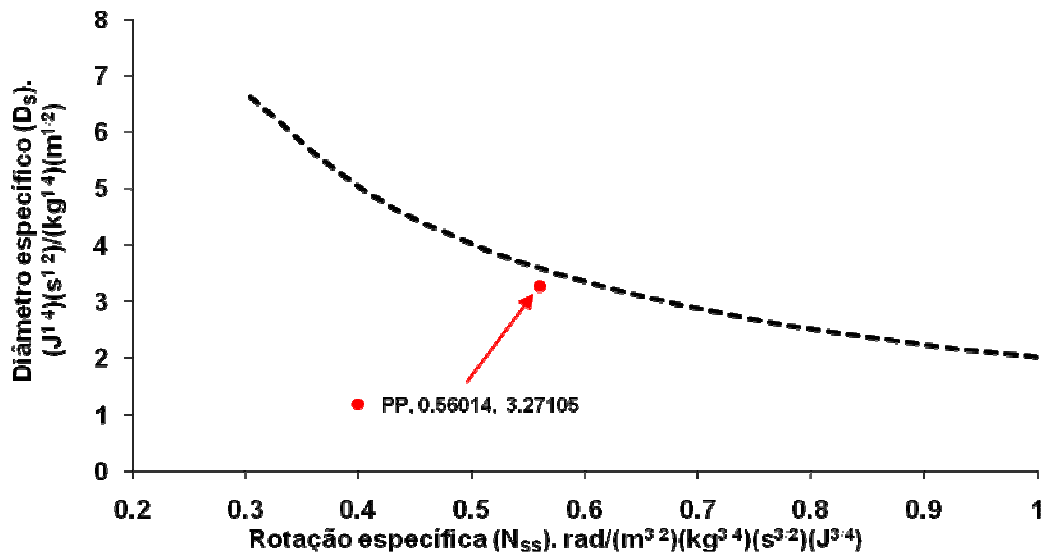


Figura 36 – Correlação entre o diâmetro específico em função da rotação específica.
Fonte: Moustapha, (2003).

A Figura 37 mostra a variação da largura adimensional da pá (b_2/D_2) em função da rotação específica. A Figura 51 também mostra que, à medida que aumenta a rotação específica N_{ss} (de 0 a 1,34) aumenta a razão b_2/D_2 (de 0 a 0,16). Nota-se que para o ponto de projeto (PP), a razão b_2/D_2 é igual a 0,0858, se encontra de acordo com o valor obtido Rohlik, (1968). para o ponto de máxima eficiência de turbinas radiais para diferentes valores de rotação específica.

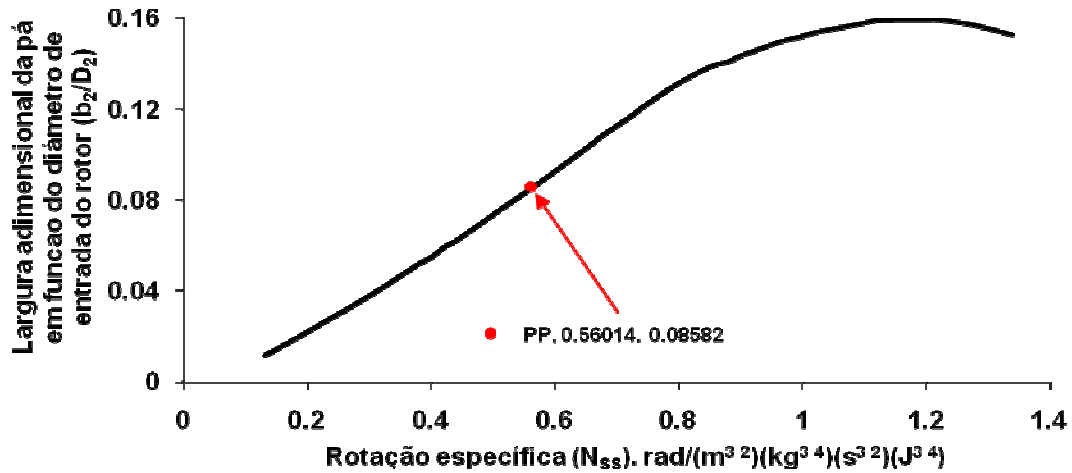


Figura 37 – Variação da largura adimensional da pá em função da rotação específica.
Fonte: Rohlik, (1968).

A Figura 38 apresenta a relação entre o raio na carcaça e o raio de entrada do rotor (r_{3s}/r_2) em função da rotação específica. Nota-se que a razão (r_{3s}/r_2) aumenta de forma linear até o limite especificado de 0,7; a uma rotação específica de 0,58. Pode observar-se que para o ponto de projeto (PP) a razão r_{3s}/r_2 é igual a 0,6303 o qual se encontra 7,305% (0,0460) abaixo do valor obtido por Rohlik, (1968) para o ponto de máxima eficiência de turbinas radiais para diferentes valores de rotação específica.

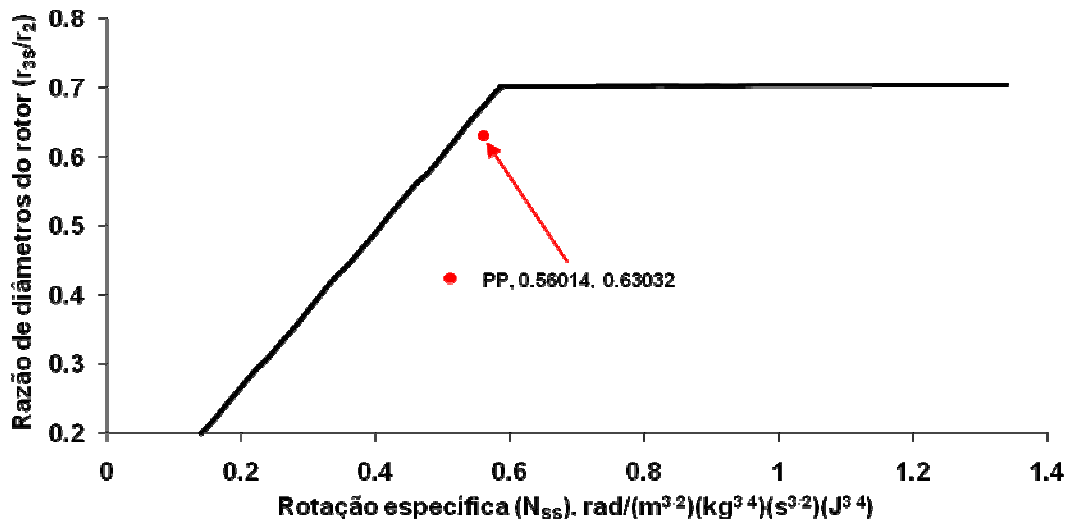


Figura 38 – Raio na ponta e de entrada do rotor em função da rotação específica.
Fonte: Rohlik, (1968).

A Figura 39 mostra a variação da eficiência isentrópica total-estática em função da rotação específica para diferentes razões de diâmetros do rotor (D_{3m}/D_2). Pode-se observar que o ponto de projeto (PP) está posicionado entre as curvas de razão de diâmetros do rotor de

0,55 e 0,49, portanto precisam-se realizar análises adicionais para que a razão de diâmetros real seja 0,39, conforme o valor correspondente para o ponto de máxima eficiência de turbinas radiais atingível para diferentes valores de rotação específica obtido por Rohlik, (1968).

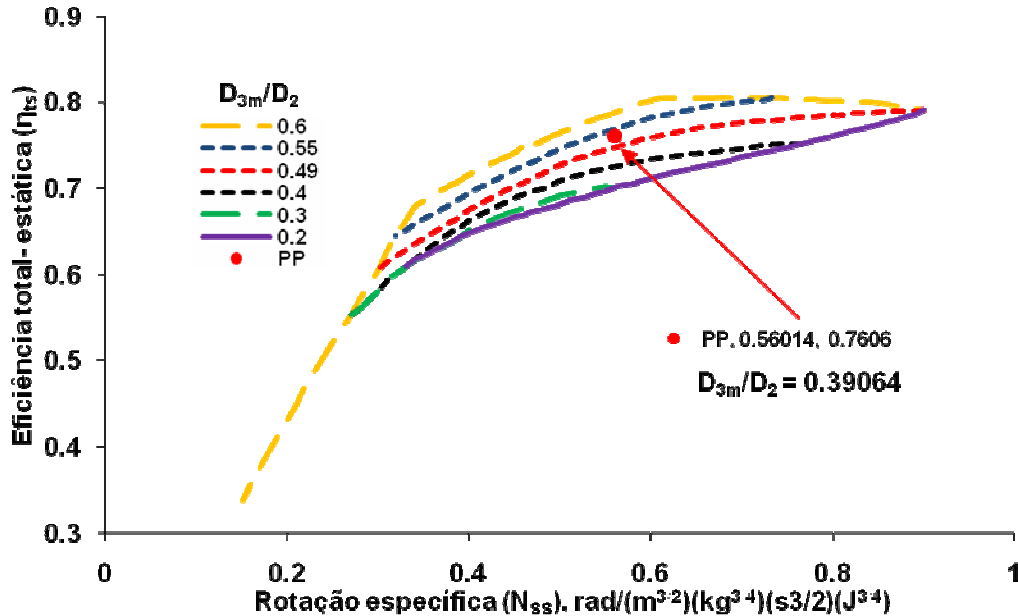


Figura 39 – Eficiência isentrópica total-estática em função da rotação específica.

Fonte: Rohlik, (1968).

Outros parâmetros utilizados para a avaliação do rotor radial são:

- Segundo Boyce, (2006) a razão de velocidade na ponta da pá do rotor ($C_{\theta 2}/U_2$) deve estar em torno de 0,8 para que desta maneira se obtenha saída axial, evitando a influência do ângulo de incidência no triângulo de velocidades. No presente trabalho, esta razão é de 0,9063 e a influência do ângulo de incidência no triângulo de velocidades mencionada, pode ser observado na simulação com DFC (APÊNDICE J) na qual as condições de saída do rotor não são completamente axiais.
- Rohlik, (1968) recomenda que a razão de raios do rotor (D_{3m}/D_2) deve estar na faixa de $0,2 \leq D_{3m}/D_2 \leq 0,6$ para que desta maneira seja evitada uma excessiva curvatura na carcaça (*shroud*). Para o ponto de projeto (PP), $D_{3m}/D_2 = 0,3906$, o qual se encontra dentro da faixa especificada.
- Rohlik, (1968) recomenda que o valor da razão de raios da ponta e saída do rotor (v) não deva ser inferior a 0,4; Kofskey e Nusbaum, (1972) recomendaram que o valor de (v) não deve ser inferior a 0,53 para assim evitar o entupimento

próximo do rotor, enquanto Logan e Ramendra, (1995), com o objetivo de reduzir o tamanho e o custo dos rotores radiais recomendaram valores de $v \leq 0,25$. Para o ponto de projeto (PP), o valor de $v = 0,2395$, o qual se encontram dentro do limite recomendado por Logan e Ramendra, (1995).

- Whitfield e Baines, (1990) aconselham que o ângulo relativo do escoamento na saída do rotor (β_3) deve encontrar-se na faixa de $-55^\circ < \beta_3 < -75^\circ$, enquanto Logan e Ramendra, (1995) recomendaram que este valor deva estar em torno de -60° para fluxos com saída axial, além de que a espessura da pá no bordo de fuga (t_r) seja maior que 0,508 mm. Neste trabalho $\beta_3 = -60^\circ$ e $t_r = 1$ mm. Note que todos os valores mencionados se encontram dentro dos limites recomendados pelos autores.
- O esforço estrutural na entrada da pá do rotor é um aspecto crítico a considerar. Rodgers e Geiser, (1987) recomendam que o valor máximo da velocidade tangencial na ponta ou na entrada do rotor (U_2) não deve exceder 670 m/s. O valor para U_2 no presente trabalho foi de 554 m/s aproximadamente, o qual se encontra dentro do valor recomendado.
- Quanto ao ângulo de incidência (i_{inc}), Moustapha, (2003) sugere valores na faixa de -20° até -40° , porém valores em torno de -30° produzem recirculação na entrada do rotor, portanto se recomendam valores menores que este. Neste trabalho, $i_{inc} = -29,767^\circ$, valor próximo ao citado por Moustapha, (2003) , que produz recirculação do fluxo na entrada do rotor
- Wood, (1963) recomenda que a razão de velocidades meridionais (C_{m3}/C_{m2}) deva encontrar-se na faixa de $1 \leq C_{m3}/C_{m2} \leq 1,5$. Neste trabalho a $C_{m3}/C_{m2} = 1,144$, ou seja, o valor se encontra dentro da faixa recomendada.
- Watanabe et al., (1970) recomenda que o grau de reação da turbomáquina (D_{rt}) deve estar na faixa de $0,45 \leq D_{rt} \leq 0,65$. Para o ponto de projeto (PP), $D_{rt} = 0,59592$, ou seja, o valor se encontra dentro da faixa recomendada.
- Rohlik, (1968) recomenda que a razão adimensional da largura da pá em função do diâmetro de saída médio (b_2/D_{3m}) deve encontrar-se na faixa de $0,04 \leq b_2/D_{3m} \leq 0,68$. Note-se que o valor de $b_2/D_{3m} = 0,2172$ se encontra dentro da faixa recomendada.

- Balje, (1980) e Rodgers e Geiser, (1987) recomendam que o coeficiente de vazão (C_{m3}/U_2) deva encontrar-se na faixa de $0,2 \leq C_{m3}/U_2 \leq 0,4$. Note-se que o valor de $C_{m3}/U_2 = 0,3639$ está dentro da faixa recomendada como ótima.
- Finalmente, Rohlik, (1968) recomenda que a razão de raios (r_{3s}/r_2) deve ser menor ou igual a 0,7; enquanto Balje, (1980) sugere que esta razão seja menor ou igual a 0,78. No presente trabalho, o valor de $r_{3s}/r_2 = 0,7225$. Este valor está de acordo com o valor sugerido por Balje, (1980) e 3,125% (0,2258) acima do valor recomendado por Rohlik, (1968).

5.4.3 Mapas de Desempenho da Turbina Radial

Para a turbina radial, os mapas de desempenho são determinados utilizando o programa computacional desenvolvido por Wasserbauer e Glassman, (1975) o qual utiliza as características geométricas e termodinâmicas geradas pelo programa de cálculo para o ponto de projeto. O APÊNDICE I mostra os resultados completos fora do ponto de projeto do programa computacional de cálculo unidimensional de turbinas radiais.

5.4.3.1 Resultados do Programa Computacional de Cálculo Unidimensional para o Ponto Fora de Projeto

A Figura 40 apresenta o mapa de desempenho da turbina radial, razão mássica adimensional ($\dot{m}\sqrt{T_{02}}/P_{02}$) em função da razão de pressão total-estática (P_{00}/P_3) para diferentes porcentagens de rotação obtida pelo programa desenvolvido em FORTRAN. Nota-se que à medida que é reduzida a rotação nominal da turbina aumenta a vazão mássica da mesma até atingir o ponto de entupimento, o que significa que por mais que se acrescente a razão de expansão não se produzira um aumento significativo da vazão mássica na turbina.

Pode observar-se também que todas as curvas convergem numa só curva na faixa de razão de pressão de 5 a 6,5 aproximadamente. Isto significa que o bocal se encontra no ponto de entupimento nesta faixa de razão de pressão. Para o bocal, o ponto de entupimento é só função da razão de pressão e não da rotação da turbina, uma vez que o mesmo é estacionário (Miranda et al. 2010 – b).

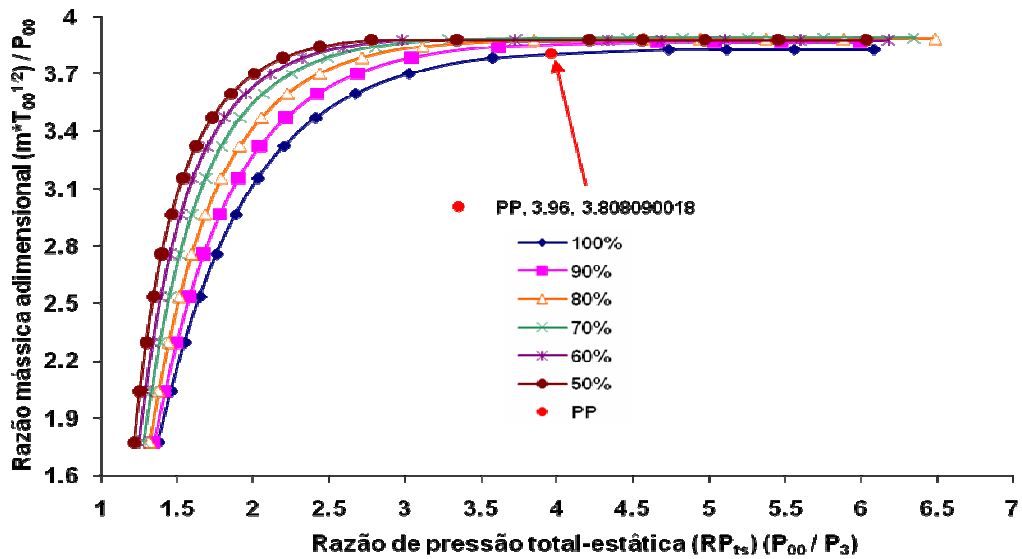


Figura 40 – Razão mássica adimensional vs razão de pressão total-estática.

A Figura 41 apresenta o mapa de desempenho da turbina radial, eficiência total-estática em função da razão de pressão total-estática para diferentes porcentagens de rotação nominal obtida pelo programa desenvolvido em FORTRAN. Nota-se que a eficiência máxima se produz numa faixa estreita de razão de expansão, principalmente a velocidades inferiores ao ponto de projeto.

Pode-se observar que a eficiência máxima encontrada se refere à rotação de 90% e para a faixa de razão de pressão de 2,5 a 3,5 aproximadamente (Miranda et al. 2010 – b).

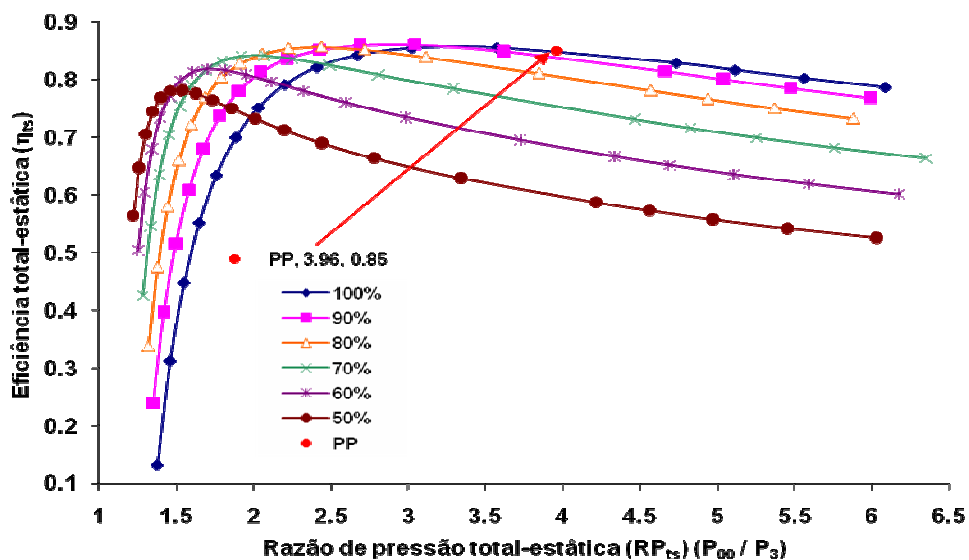


Figura 41 – Eficiência total-estática vs razão de pressão total-estática.

A Figura 42 apresenta o mapa de desempenho da turbina radial, eficiência total-estática em função do coeficiente de velocidade ($\phi = U_2/C_s$) para diferentes porcentagens rotação

obtida pelo programa desenvolvido em FORTRAN. A eficiência de uma turbina radial convencional é máxima quando ($\phi = 0,7$), a qual é independente da rotação, portanto para qualquer rotação específica, o diâmetro específico (D_s) tende a ser ligeiramente maior do que a curva ideal sugere, já que a eficiência na prática, é menor que a unidade (100%). Porém o valor ($\phi = 0,6656$) indica uma adequada aproximação já que o desvio máximo com relação ao valor ideal é aproximadamente 4,9% (0,0343) (Miranda et al. 2010 – b).

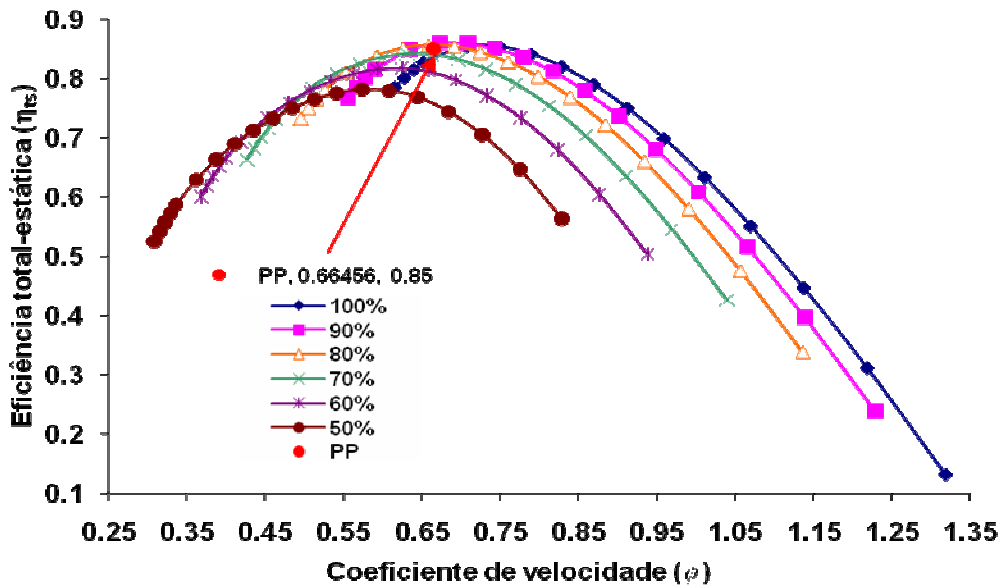


Figura 42 – Eficiência total-estática vs coeficiente de vazão.

5.4.3.2 Resultados do Cálculo do Escoamento Utilizando DFC para o Ponto Fora de Projeto

A Figura 43 mostra a comparação entre os resultados obtidos para os mapas de desempenho da turbina radial, vazão mássica adimensional em função da razão de expansão para a rotação de projeto, gerados pelo cálculo do escoamento utilizando o ANSYS CFX 12.0 e a o programa desenvolvido em FORTRAN para o cálculo unidimensional para fora do ponto. Nota-se que os resultados de ambos os programas estão próximos na faixa das razões de expansão de 2,3 até 4,7, aproximadamente, mostrando que para a rotação e razão de expansão de projeto, a vazão mássica adimensional é de 3,808 a qual se encontra 1,1473% (0,0436) abaixo do valor do ponto de projeto obtido com o ANSYS CFX 12.0 (Miranda et al. 2010 – b).

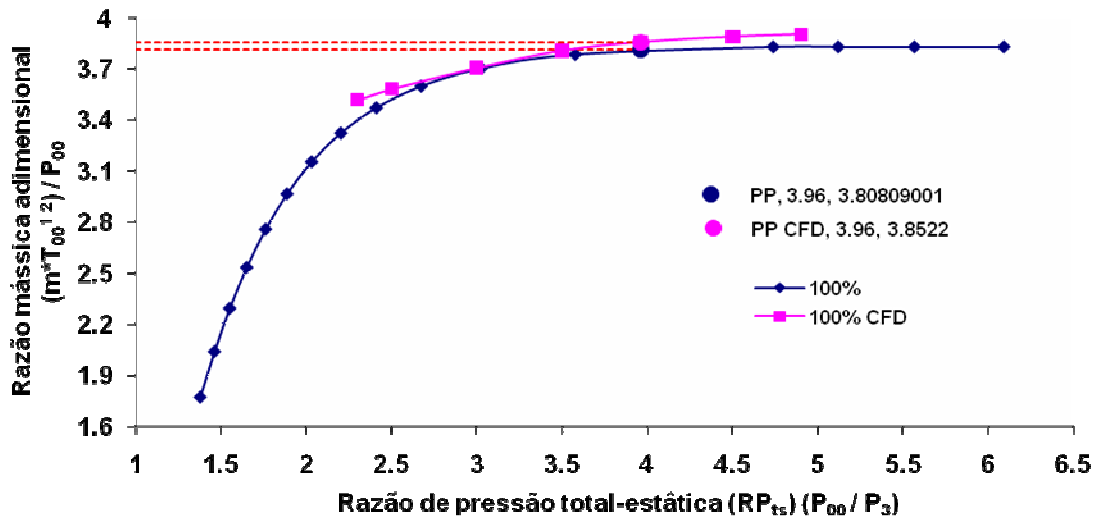


Figura 43 – Comparação entre as curvas de desempenho de razão mássica adimensional vs razão de pressão total-estática obtida pelo programa em FORTRAN e DFC.

A Figura 44 mostra uma comparação entre os resultados obtidos para os mapas de desempenho da turbina radial, eficiência isentrópica total-estática em função da razão de expansão para a rotação nominal ou de projeto, gerados pela simulação numérica com o ANSYS CFX 12.0 e o programa desenvolvido em FORTRAN de cálculo unidimensional para o ponto fora de projeto. Note-se que para uma razão de pressão total-estática de 0,85 os resultados de ambos os programas estão próximos na faixa das razões de expansão de 3,0 e 4,8 aproximadamente (Miranda et al., 2010 – b).

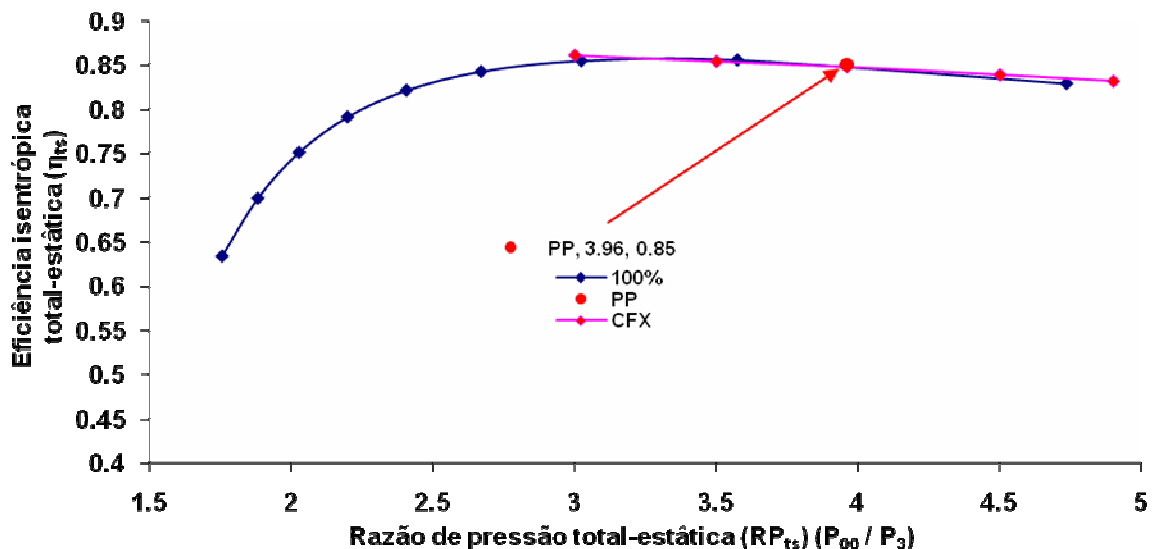


Figura 44 – Comparação entre a curva de desempenho de eficiência isentrópica total-estática vs razão de pressão total-estática obtida pelo programa em FORTRAN e das simulações com DFC.

5.5 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL UTILIZANDO DFC

Os parâmetros de projeto necessários para a simulação computacional são calculados e definidos pelos resultados do projeto preliminar usando o programa computacional de cálculo unidimensional para o projeto de turbinas radiais, como é mostrado nas Tabelas 13 e 14.

Tabela 13 - Parâmetros utilizados na construção da geometria do bocal no CFX 12.0.

Grandeza	Símbolo	Unidade	Entrada (0)	Saída (1)
			Valor	Valor
Largura da pá	b	mm	35,7529	
Raio	r	mm	263,3205	219,4338
Espessura da pá	t_r	mm	1	
Número de pás	Z_{bb}	--	17	
Angulo Absoluto	α	°	54,5809	77,9380

Tabela 14 - Parâmetros utilizados na construção da geometria do rotor no CFX 12.0.

Grandeza	Símbolo	Unidade	Entrada (2)	Saída (3)
			Valor	Valor
Largura da pá	b	mm	35,7529	100,9816
Raio	r	mm	210,6596	Na ponta (3S)
				132,7832
				Na raiz (3H)
				31,8015
Largura axial	L_z	mm	113,6294	
Espessura da pá	t_r	mm	1	
Número de pás	Z_{br}		15	
Angulo relativo	β	°	-25	Na ponta (β_{3S})
				-22,5299
				Na raiz (β_{3H})
				-60,0

Estes resultados são transferidos ao gerador de geometria ANSYS BladeGen para a construção tridimensional dos componentes da turbina radial. Uma vez gerada a geometria da palheta do bocal e a pá do rotor, estes são transferidos ao gerador de malha ANSYS TurboGrid para a construção da malha computacional utilizada na simulação. Os modelos de simulação numérica foram produzidos usando o pacote comercial ANSYS CFX 12.0.

As simulações numéricas foram realizadas num *cluster* que possui 40 núcleos, distribuídos em cinco (5) computadores, cada um com oito (8) processadores Intel Xeon Quad-core 5420 de 2,5 GHz/12MB, com 16-GB RAM.

Devido à complexidade da simulação em questão, o tempo de processamento da mesma é relativamente longo. O tempo aproximado para 100 iterações foi de 60 minutos,

aproximadamente. Portanto, para as 600 iterações utilizadas nas simulações, o tempo computacional foi entorno de 6 horas utilizando toda a capacidade do *cluster*.

5.5.1.1 Condições de Contorno

As condições de contorno utilizadas são:

a) Condição de Parede “Wall”

Considerou-se a opção sem escorregamento (*No Slip*) tendo em vista o princípio da aderência e a velocidade relativa do fluido em contato com a parede igual a zero.

b) Condição de Entrada “Inlet”

Empregou-se a condição de pressão total e temperatura total.

c) Condição de Saída “Outlet”

Empregou-se a condição de pressão estática.

As Tabelas 15, 16 e 17 apresentam outras condições impostas a partir das opções de CFX.

Tabela 15 - Condições físicas.

Componente	Local	Tipo	Material	Modelo
Bocal	Passage	Fluid	Air ideal gas	Heat transfer model = Total Energy Turbulence model = SST Flow Direction = Normal to Boundary Condition
Rotor	Passage 2	Fluid	Air ideal gas	

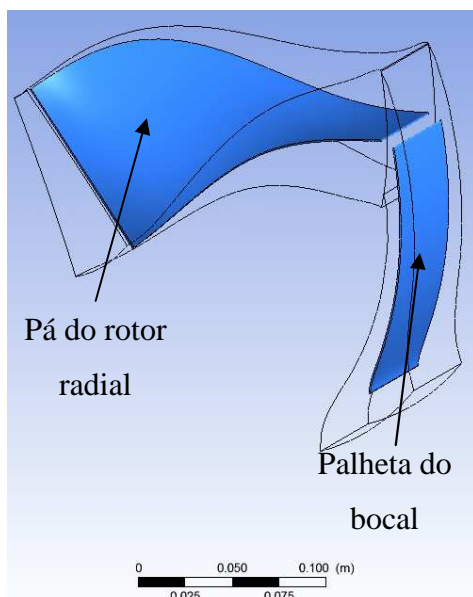
Tabela 16 - Condições de setagem: bocal.

Nome	Setor	Local	Tipo	Setagem
Bocal	S1 Inlet	Inflow	Inlet	Flow Regime = Subsonic Total Temperature = 1123 [K] Total Pressure = 396 [kPa] Domain motion = Stationary
	S1 Blade, S1 Hub	Shroud	Wall	Heat Transfer = Adiabatic Wall Influence On Flow = No Slip
	S1 Shroud			

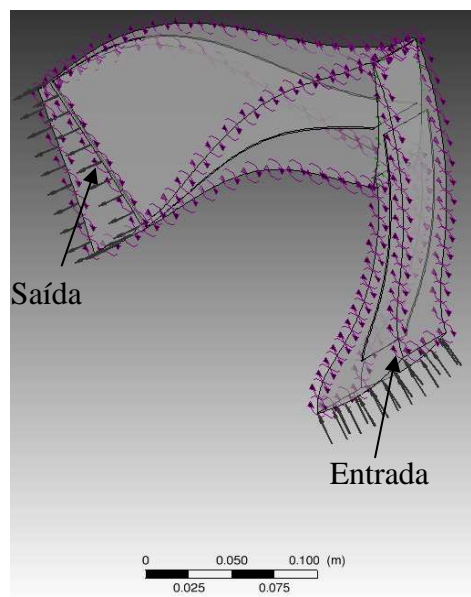
Tabela 17 - Condições de setagem: rotor radial.

Nome	Setor	Local	Tipo	Setagem
Rotor	R1 Outlet	Outflow 2	Outlet	Flow Regime = Subsonic Average Relative Pressure Static Pressure = 100 [kPa] Domain motion = Rotating
	R1 Blade, R1 Hub	Shroud 2	Wall	Heat Transfer = Adiabatic Wall Influence On Flow = No Slip
	R1 Shroud			

5.5.1.2 Periódica: Foi utilizada a condição de periodicidade no bocal e no rotor, a Figura 45(a) apresenta a geometria da turbina radial estudada no ANSYS CFX 12.0 e a Figura 45(b) mostra as faces de contorno. A Figura 46 mostra as superfícies periódicas.

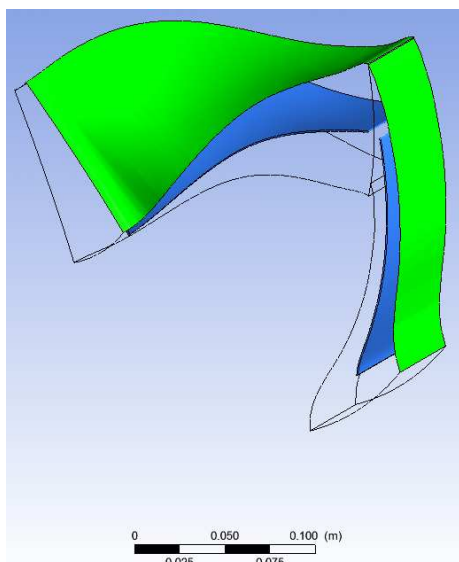


a) Geometria do setor em estudo.

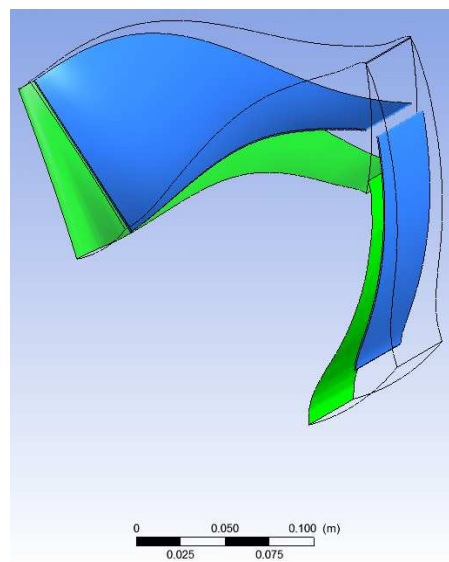


b) Setas de entrada, saída e setores periódicos.

Figura 45 – Turbina radial.



a) Lateral esquerda.



b) Lateral direita.

Figura 46 – Periodicidade da turbina radial.

5.5.1.3 Interface entre Bocal e Rotor

Na simulação numérica da turbina radial foi utilizada a interface *Stage* para conectar o componente estacionário (Bocal) e o rotativo (Rotor). Este tipo de interface permite uma adequada aproximação do comportamento do fluxo no estado estacionário, pois representa o movimento relativo do mesmo ao girar o sistema de referência no domínio de rotação durante o processo de cálculo. A Figura 47 mostra a interface e o domínio da interface utilizado na simulação da turbina radial.

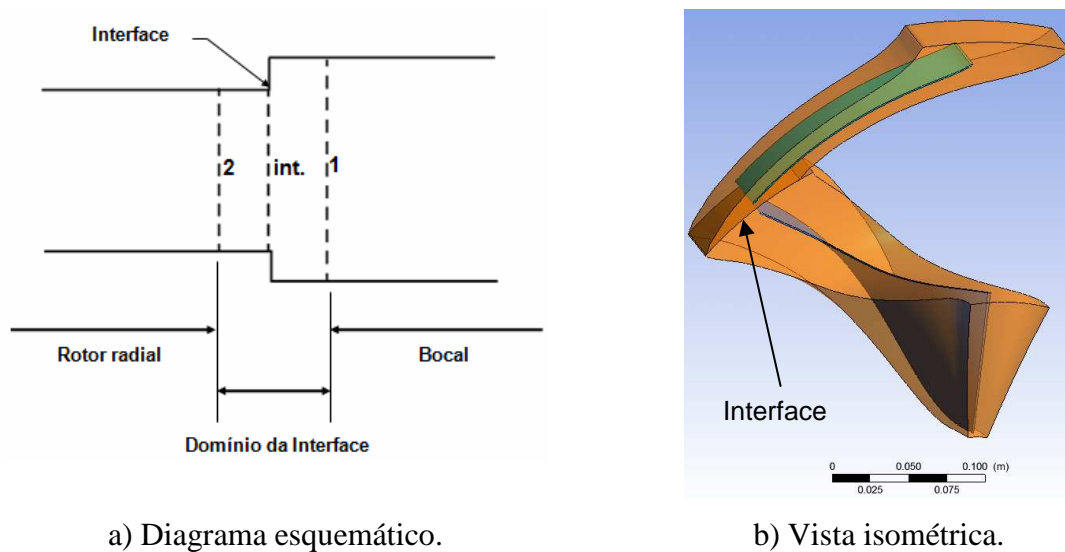


Figura 47 – Domínio da interface utilizado na simulação numérica da turbina radial.

Como foi mencionado anteriormente a saída de um setor se converte na entrada do outro, portanto na simulação da turbina radial e para maior precisão nos cálculos se alinham os componentes como é mostrado na Figura 48.

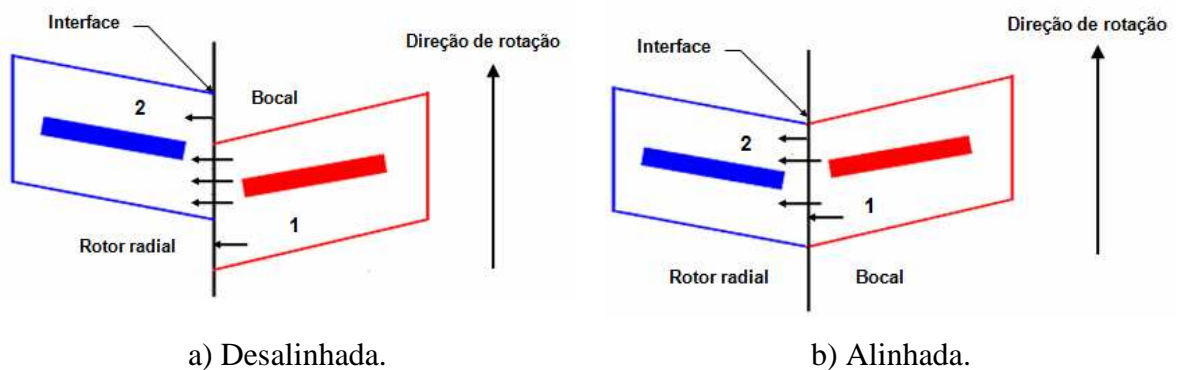


Figura 48 – Representação esquemática da turbina radial.

5.5.1.4 Geração da Malha Computacional

Para o caso analisado foi utilizada uma malha hexaédrica estruturada em todo o domínio, a qual é a única malha usada pelo ANSYS CFX 12.0 para turbomáquinas radiais. A Figura 49 mostra a malha utilizada na simulação computacional da turbina radial.

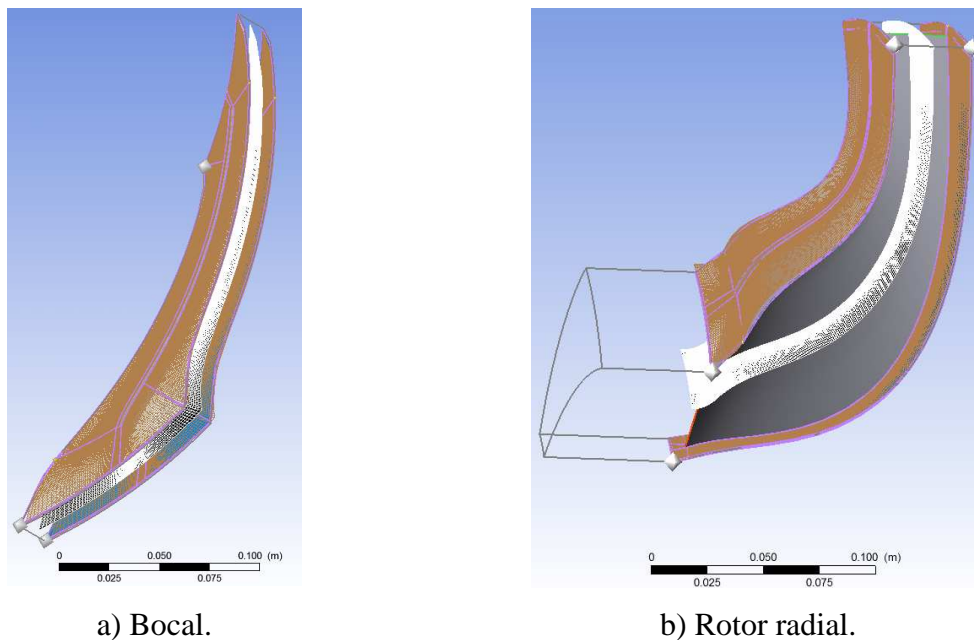


Figura 49 – Malha utilizada na turbina radial.

A Figura 50 apresenta em detalhe a malha utilizada ao redor de duas palhetas do bocal e de duas pás do rotor na simulação numérica da turbina radial, o que confirma a periodicidade antes mencionada.

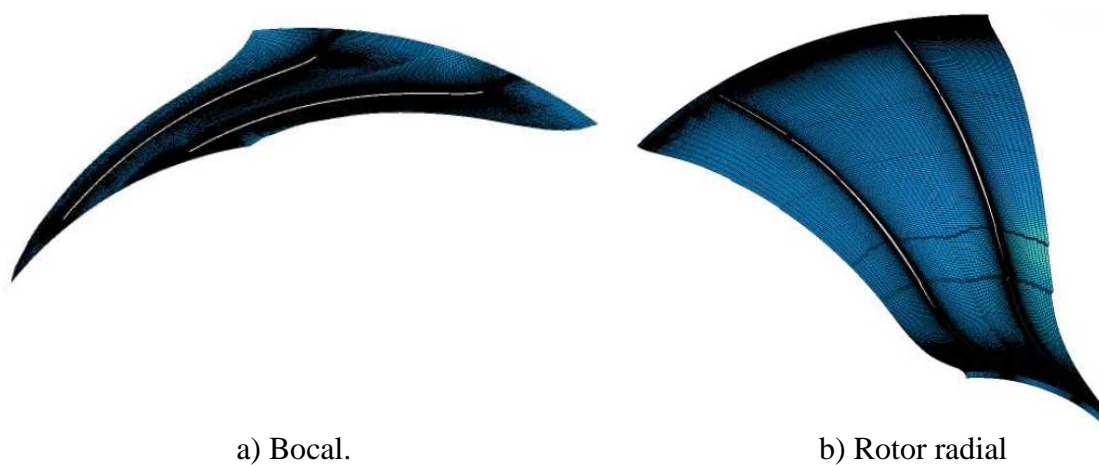


Figura 50 – Malha usada na simulação computacional.

A Figura 51 apresenta o detalhe da folga de topo e radial do rotor nas Figuras 51(a) e 51(b), respectivamente, utilizadas na simulação numérica da turbina radial. Como foram mencionados anteriormente os valores da folga do topo e radial são constantes.

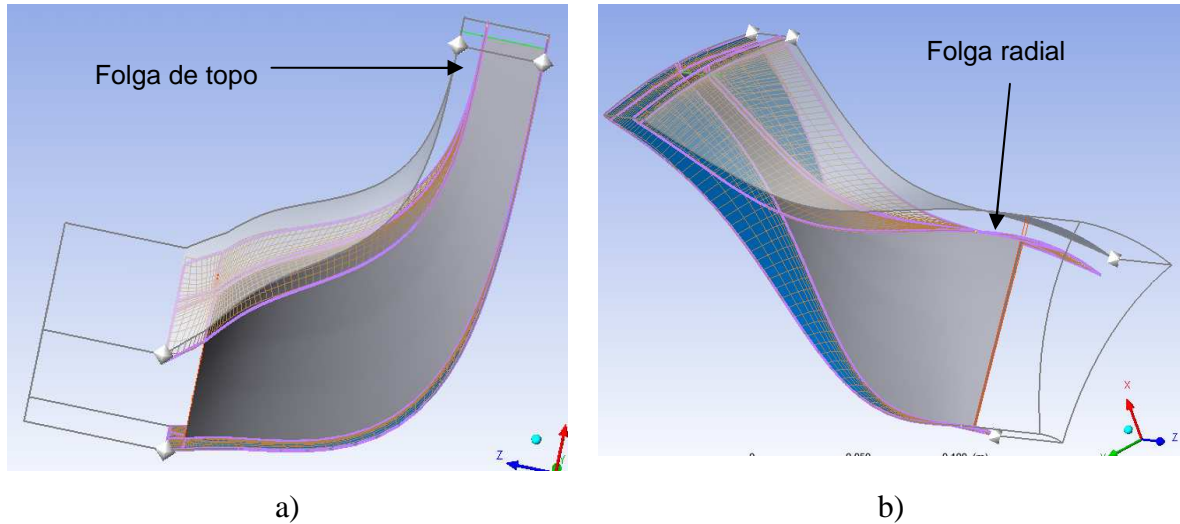


Figura 51 – Folga na pá do rotor.

A Tabela 18 descreve a quantidade de nós e de elementos usados na simulação numérica para cada componente da turbomáquina.

Tabela 18 - Características da malha numérica.

Grandeza	Números de nós	Número de elementos
Bocal	1.659.665	1.588.752
Rotor radial	2.495.703	2.402.388

Quando se tentou fazer um maior refinamento com uma quantidade de nós superior a um milhão setecentos mil (1.700.000) para o bocal e dois milhões e quinhentos mil (2.500.000) para o rotor radial, as malhas apresentam erros de volume negativos (setores vermelhos) como é descrito na Figura 52.

Um refinamento de malha foi realizado nas regiões de maior interesse e onde existem pequenos detalhes, como por exemplo, os bordos da palheta do bocal e da pá do rotor, com o objetivo de caracterizar melhor o escoamento nas regiões onde existe uma maior turbulência e para uma melhor discretização da geometria.

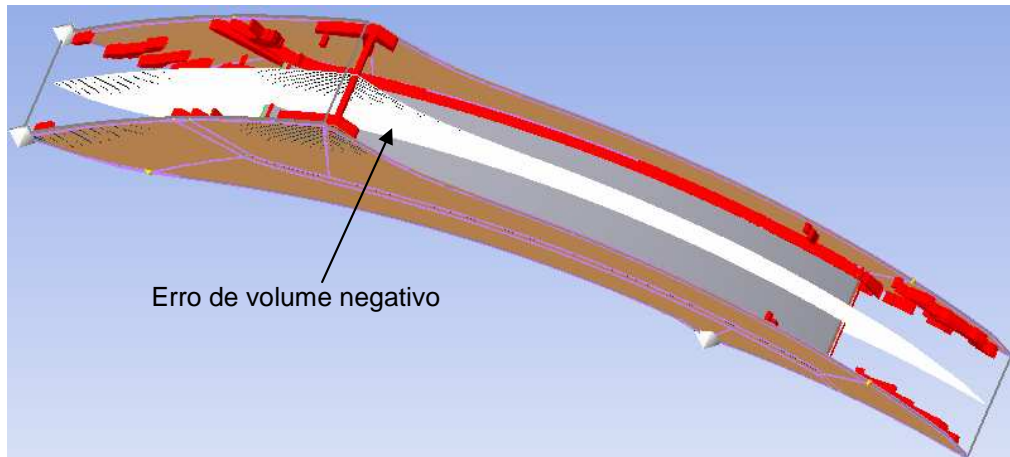


Figura 52 – Erro de volume negativo no refinamento da malha.

5.5.1.5 Critérios de Convergência

Os critérios de convergência utilizados foram dois:

a) O Número Máximo de Iterações

Define o número de iterações usadas. A simulação numérica termina após este número de iterações, mesmo se os critérios de convergência previstos não foram alcançados. Para os cálculos apresentados foram realizadas 600 iterações, sendo usadas para a maioria das simulações entre 50 e 100 iterações para uma convergência adequada.

b) O Erro Residual

Emprega-se o RMS (*Root Mean Square*) que consiste na raiz quadrada da média dos quadrados dos resíduos normalizados. Uma solução que apresenta uma boa convergência deve apresentar um resíduo máximo em torno de $10e-4$. Tipicamente o RMS do resíduo deve apresentar ordem de magnitude menor, portanto:

- * $5e-4$ é um critério de convergência de baixa confiabilidade e suficiente para obter uma idéia aproximada dos fenômenos que acontecem no interior da turbomáquina.

- * $1e-4$ é bom critério de convergência suficiente para a maioria das aplicações de engenharia e interesses acadêmicos.

- * $1e-5$ ou menos é um critério de convergência muito apertado.

- * $1e-6$ e $1e-7$ são critérios de convergência que só podem ser atingidos com uma alta precisão dos dados de entrada.

5.5.1.6 Modelos de Turbulência

As análises ou simulações foram realizadas para dois tipos modelos de turbulência: o modelo $k - \varepsilon$ e o modelo SST . As Figuras 53 e 54 apresentam a distribuição de entropia no interior da turbina radial em estudo.

Pode observar-se que o modelo SST prevê a zona de separação, enquanto o modelo $k - \varepsilon$ não consegue capturar a física da mesma maneira. O modelo de turbulência SST ou do transporte das tensões de cisalhamento foi aplicado em cada simulação, sendo considerado como preciso para simulações de fluxos complexos, que envolvem a separação do mesmo (Miranda et al. 2010 – b).

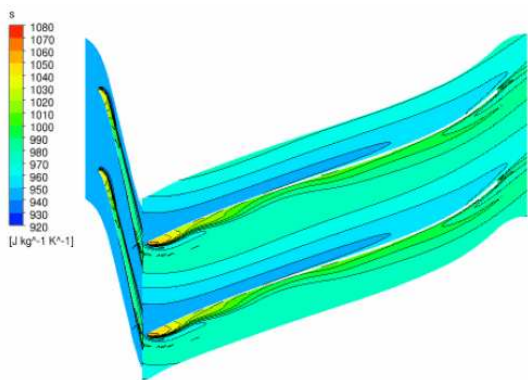


Figura 53 – Distribuição de entropia usando o modelo de turbulência SST .

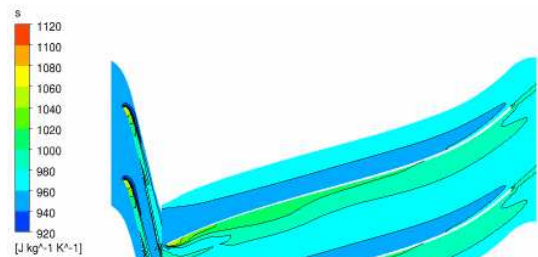


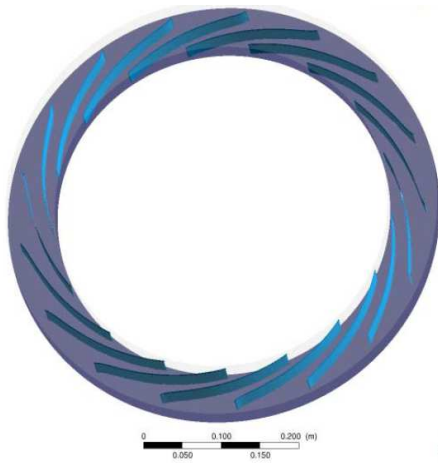
Figura 54 – Distribuição de entropia usando o modelo de turbulência $k - \varepsilon$.

5.6 ANÁLISE TRIDIMENSIONAL DA TURBINA RADIAL DE 600 kW

A simulação numérica da turbina radial de 600 kW e os resultados completos são mostrados no APÊNDICE J. A seguir são apresentados os resultados obtidos através da simulação numérica.

5.6.1 Análise do Bocal

A Figura 55 apresenta a configuração geométrica e o plano meridional do bocal da turbina radial.



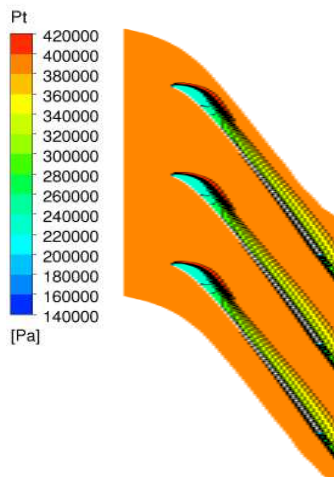
a) Geometria.



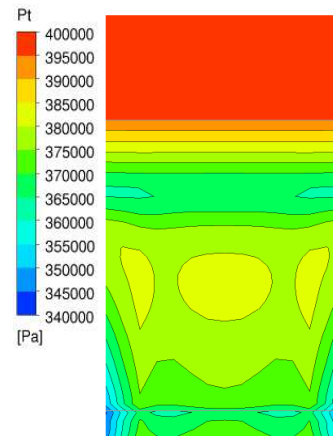
b) Plano meridional.

Figura 55 – Bocal da turbina radial.

A Figura 56 mostra a distribuição de pressão total a 50% da altura da palheta e no plano meridional do bocal. Pode-se observar na Figura 56(a) que a pressão total permanece aproximadamente constante ao longo do bocal, apresentando uma ligeira variação na saída, o que concorda com os resultados obtidos pelo programa desenvolvido em FORTRAN. Enquanto a Figura 56(b) mostra a variação da pressão total no plano meridional, onde as regiões azuis próximas às paredes laterais representam as zonas de baixa pressão com um desvio de 56 kPa, aproximadamente.



a) Grade.



b) Plano meridional.

Figura 56 – Distribuição de pressão total no bocal.

A Figura 57 mostra a distribuição de pressão estática a 50% da altura da palheta do bocal. Pode-se observar que a pressão estática permanece aproximadamente constante na

entrada da palheta, para depois continuar caindo até a saída da mesma, o que está de acordo com os resultados obtidos pelo programa desenvolvido em FORTRAN.

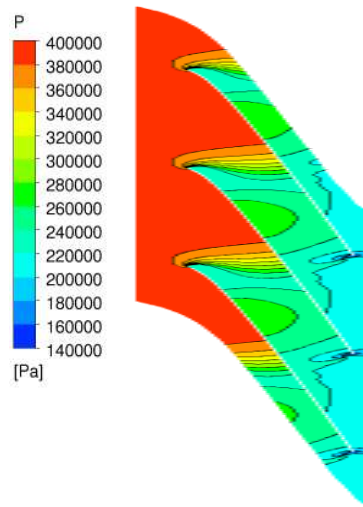
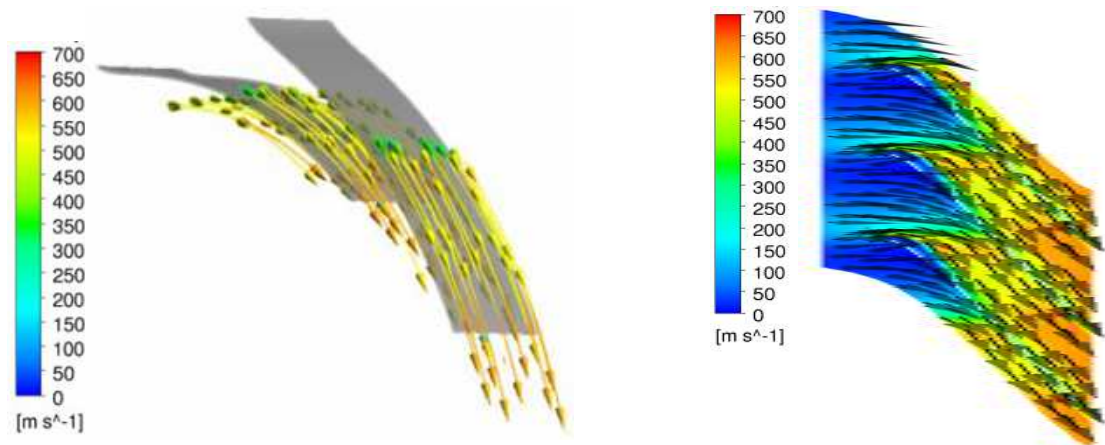


Figura 57 – Distribuição de pressão estática através do bocal: grade.

A Figura 58 mostra a distribuição dos vetores de velocidade no bordo de fuga e na superfície a 50% da altura da palheta do bocal. Pode-se observar um comportamento uniforme e sem perturbações ao longo da passagem, na qual o fluxo entra com uma baixa velocidade (região azul) e logo aumenta de velocidade na saída (região laranja) da palheta do bocal.



a) No bordo de fuga.

b) Grade.

Figura 58 – Distribuição dos vetores de velocidade no bocal.

A Figura 59 mostra a previsão da velocidade absoluta através da palheta do bocal e no plano meridional. Nota-se na Figura 59(a) que a velocidade absoluta apresenta variação ao longo do bocal, o que concorda com os resultados obtidos pelo programa desenvolvido em FORTRAN. A Figura 59(b) também mostra a variação da velocidade absoluta no plano

meridional, onde a região azul representa a zona de baixa velocidade na entrada e a região vermelha representa a zona de alta velocidade na saída. A diferença de velocidade entre a entrada e a saída do bocal é de 523 m/s, aproximadamente.

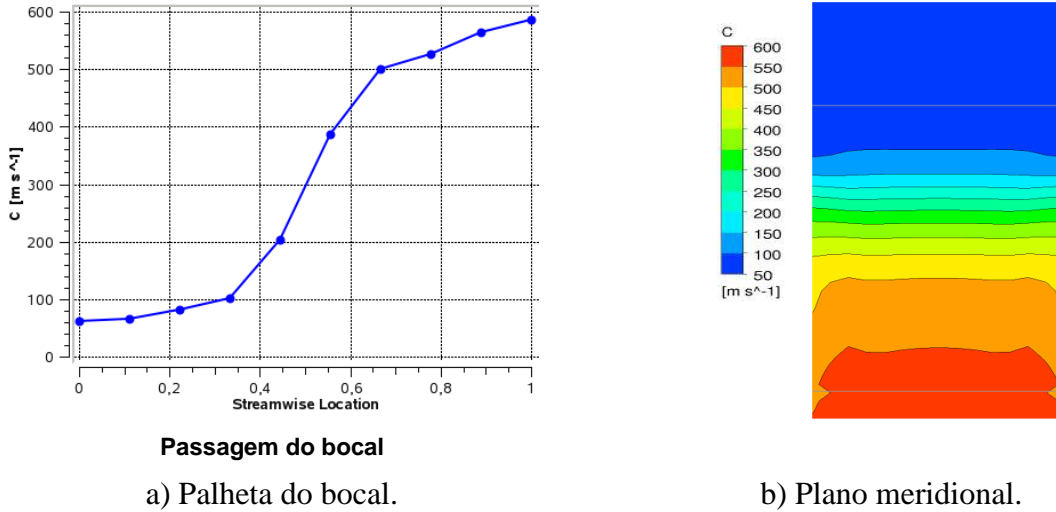


Figura 59 – Distribuição de velocidade absoluta.

A Figura 60 mostra a distribuição dos vetores da velocidade no plano meridional da palheta. Pode-se observar um comportamento uniforme e sem perturbações ao longo da passagem, na qual o fluxo entra com uma baixa velocidade (região azul), e tem um aumento de velocidade (região laranja) na saída da palheta do bocal.

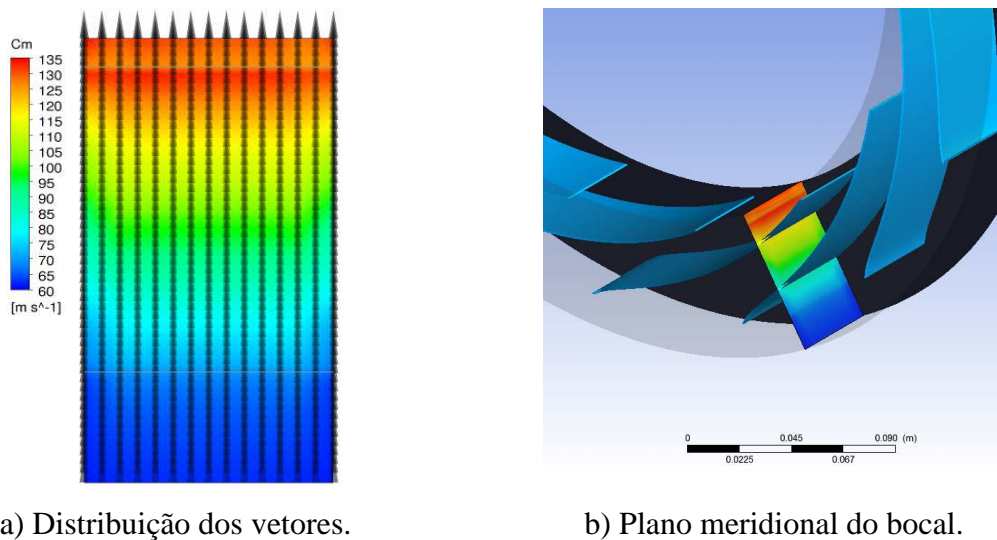
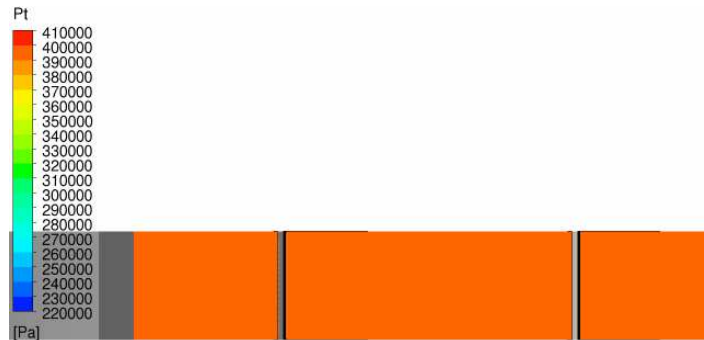


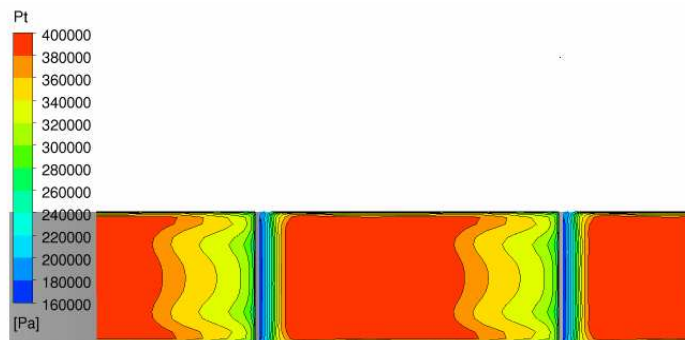
Figura 60 – Velocidade meridional.

A Figura 61 mostra a distribuição de pressão total no bordo de ataque e no bordo de fuga da palheta do bocal. Pode-se observar na Figura 61(a) que a pressão total é constante e

uniforme ao longo da entrada; enquanto a Figura 61(b) mostra a variação da pressão total ao longo da saída do bocal, onde pode ser identificada a zona de alta pressão (região vermelha), as zonas de meia pressão (regiões laranja, amarela e verde) e a zona de baixa pressão (região azul) nas paredes laterais. Portanto este tipo de comportamento não é desejável devido que a não uniformidade da distribuição de pressão diminui a eficiência do bocal e do rotor.



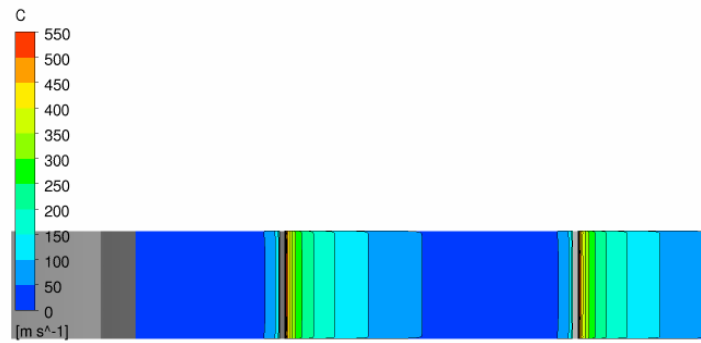
a) Bordo de ataque.



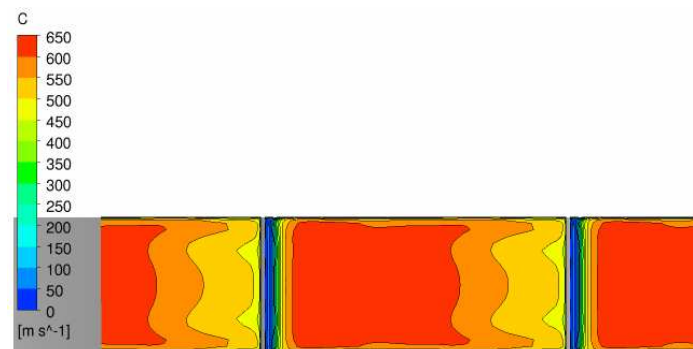
b) Bordo de fuga.

Figura 61 – Distribuição de pressão total no bocal.

A Figura 62 mostra a distribuição da velocidade absoluta no bordo de ataque e no bordo de fuga da palheta do bocal. Pode-se observar na Figura 62(a) que a velocidade absoluta é menor na zona de baixa pressão (região azul) e começa a aumentar na zona de alta pressão na entrada do bocal, o que está de acordo com os resultados obtidos na Figura 61. Enquanto, a Figura 62(b) mostra a variação da velocidade absoluta ao longo da saída do bocal, onde pode ser identificada a zona de alta velocidade (região vermelha), as zonas de velocidade média (regiões laranja e amarela) e a zona de baixa velocidade (região azul) nas paredes laterais, portanto este tipo de comportamento não é desejável devido que se diminui a eficiência e se incrementam as perdas no interior do componente



a) Bordo de ataque.



b) Bordo de fuga.

Figura 62 – Distribuição da velocidade absoluta no bocal.

A Figura 63 mostra a distribuição do número de Mach absoluto e *relativo* no bordo de ataque, no bordo de fuga e no plano meridional do bocal (o termo *relativo* refere-se a saída do bocal corresponder à entrada do rotor, mas na realidade é absoluto). Nota-se na Figura 63(a) que o número de Mach absoluto é menor na zona de baixa pressão (região azul) e começa a aumentar até a zona de alta pressão na entrada do bocal.

Enquanto a Figura 63(b) mostra que o maior valor do número de Mach relativo está à esquerda entre as pás. Nesta região, os valores estão entre 0,85 e 1,00. Isto demonstra que o escoamento na saída do bocal está quase atingindo o escoamento sônico, isto é, o entupimento. Finalmente, a Figura 63(c) mostra a distribuição do número de Mach relativo no plano meridional do bocal. Nota-se que o número de Mach na saída do bocal se encontra entre 0,85 e 0,95.

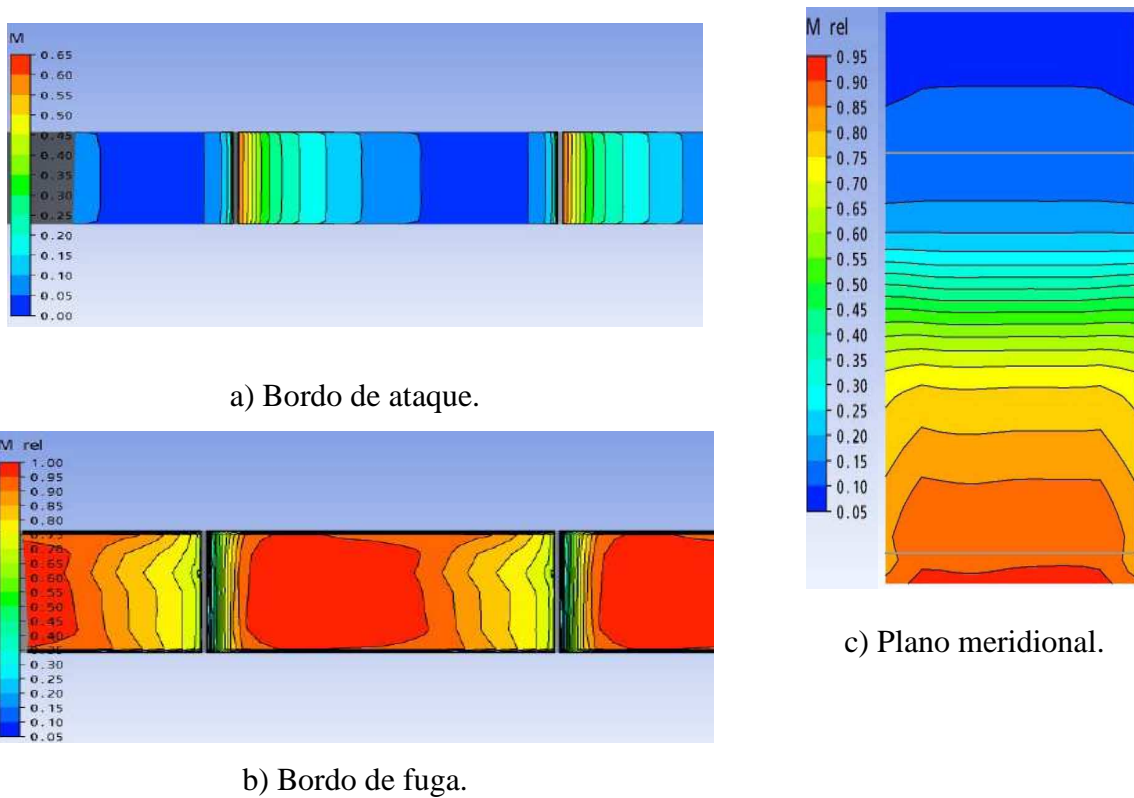


Figura 63 – Distribuição do número de Mach absoluto e relativo no bocal.

5.6.2 Análise do Rotor Radial

A Figura 64 apresenta a geometria e o plano meridional do rotor da turbina radial.

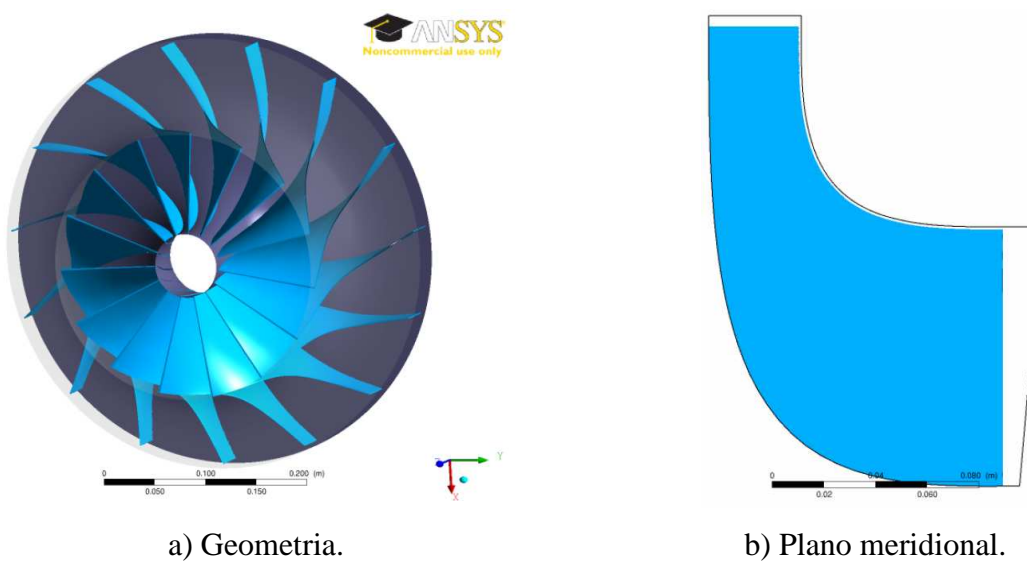


Figura 64 – Rotor da turbina radial.

A Figura 65 mostra a distribuição dos vetores de velocidade a 20% da altura da pá do rotor. Pode observar-se na Figura 65(a) a recirculação do fluxo na entrada do rotor, encontrando-se zonas com baixas velocidades (regiões azuis) entre 50 e 100 m/s aproximadamente onde deveria circular o fluxo com velocidades entre 550 e 590 m/s aproximadamente. Nota-se também, que após esta região, o comportamento do fluxo é uniforme e sem perturbações ao longo da passagem como é mostrado na Figura 65(d).

Segundo Moustapha, (2003), a recirculação do fluxo mostrada na Figura 65(b) e 65(c) é devida aos altos valores (negativos) do ângulo de incidência, portanto é recomendável utilizar ângulos de incidência menores, igual a zero ou positivos, para reduzir esta tendência, porém existe o inconveniente da redução da pressão na seção transversal da passagem.

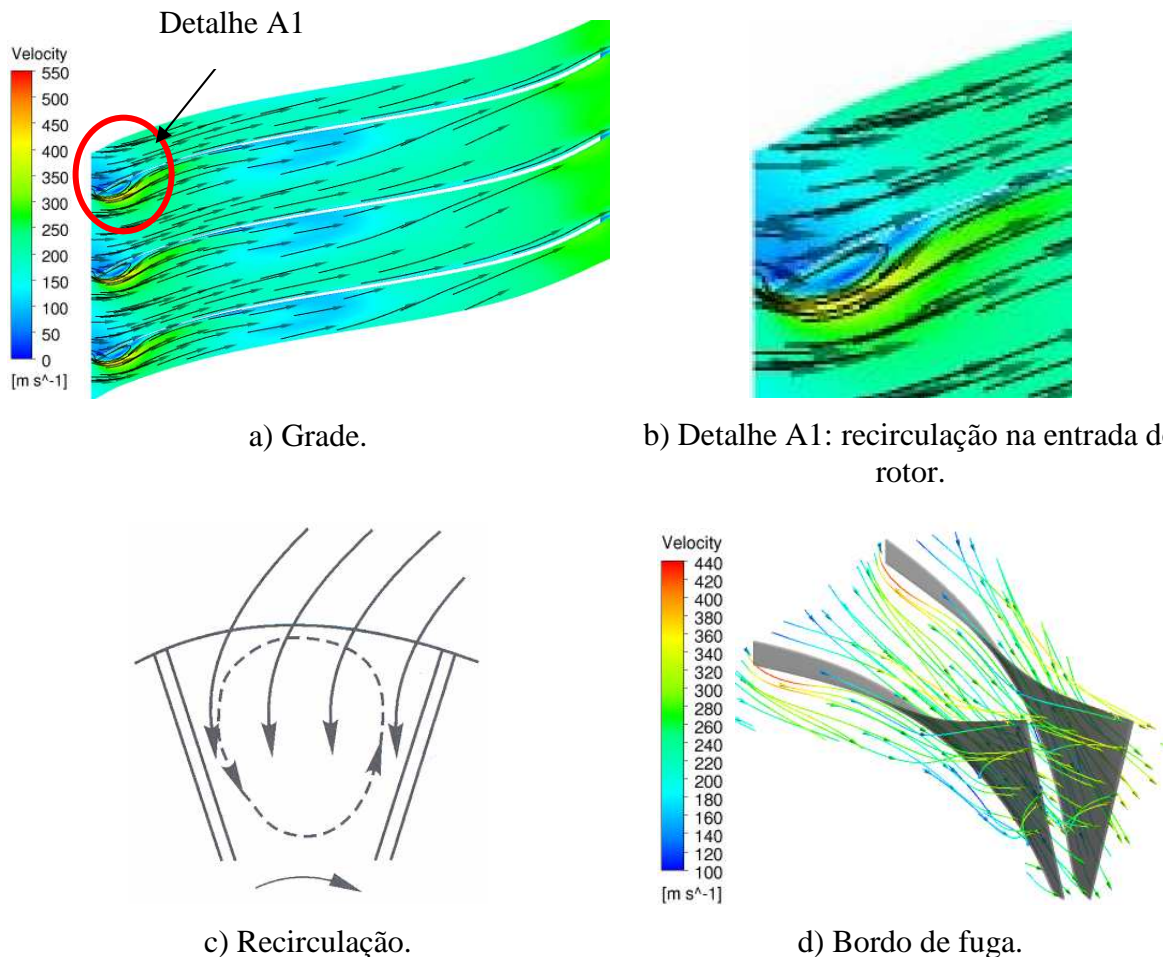


Figura 65 – Distribuição dos vetores de velocidade no rotor.

A Figura 66 mostra a distribuição de pressão total a 50% da altura da pá e no plano meridional do rotor. Pode-se observar na Figura 66(a) que a pressão total começa a cair ao longo do rotor apresentando uma variação entre a entrada e a saída de 252,229 kPa o que concorda com os resultados obtidos pelo programa desenvolvido em FORTRAN. A Figura

66(b) mostra a variação da pressão total no plano meridional, onde as regiões azuis próximas na saída representam zonas de baixa pressão e a região vermelha, as zonas de alta pressão.

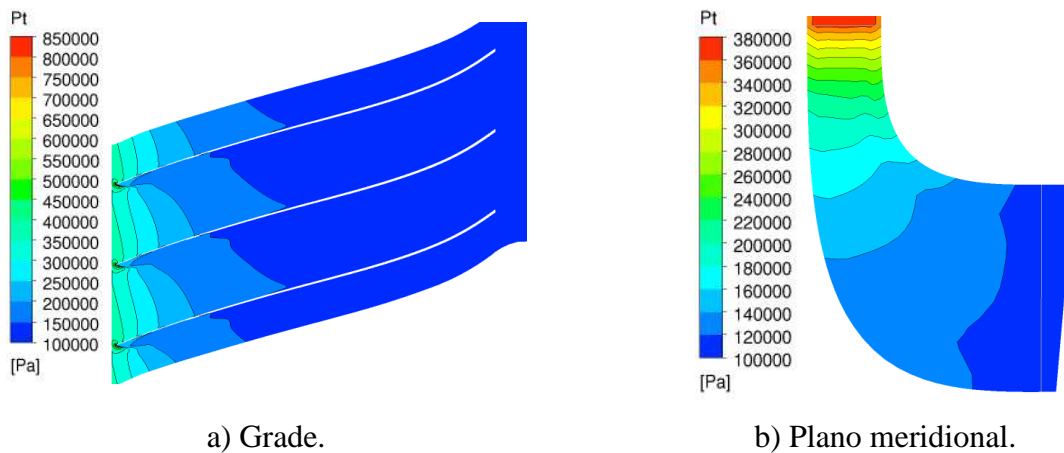


Figura 66 – Distribuição de pressão total no rotor.

A Figura 67 mostra a distribuição de pressão total no bordo de ataque e no bordo de fuga da pá do rotor. Pode-se observar na Figura 67(a) que a pressão total oscila entre os valores de 350 e 400 kPa ao longo da entrada. Na Figura 67(b) pode ser identificada a região de baixa pressão (região azul) com valores entre 95 e 105 kPa na saída o que concorda com os resultados obtidos pelo programa desenvolvido em FORTRAN

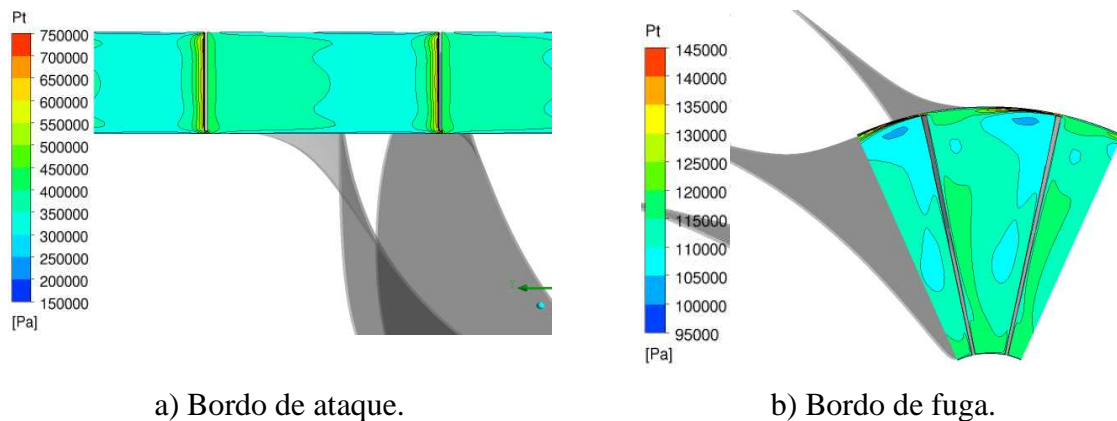


Figura 67 – Distribuição de pressão total no rotor.

A Figura 68 mostra a distribuição de pressão estática a 50% da altura da pá do rotor. Pode-se observar que a pressão estática alcança seu máximo valor na entrada para depois cair até a saída da mesma, o que está de acordo com os resultados obtidos pelo programa desenvolvido em FORTRAN

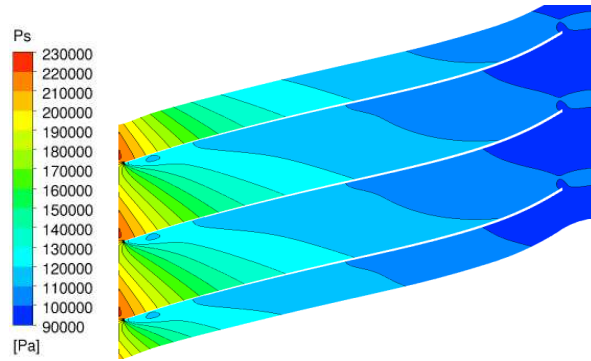


Figura 68 – Distribuição de pressão estática através do rotor: grade.

A Figura 69 mostra a distribuição dos vetores da velocidade no plano meridional do rotor. Pode-se observar, que os valores da velocidade meridional entre 240 e 260 m/s (região vermelha) estão localizados próximos a carcaça (*shroud*). Este comportamento não significa que o escoamento tenha problema de descolamento, mas sim de que este foi o máximo valor encontrado durante a simulação.

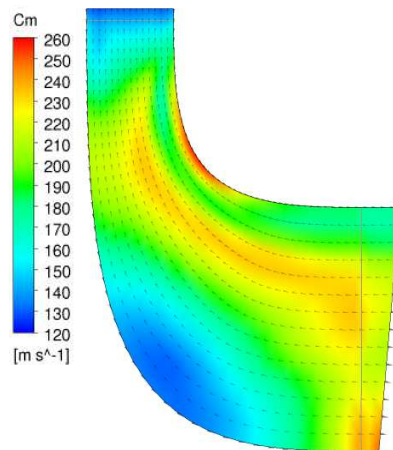


Figura 69 – Distribuição dos vetores de velocidade meridional através do rotor.

A Figura 70 mostra a distribuição da velocidade relativa através da pá e no plano meridional do rotor. Note-se na Figura 70(a) que a velocidade relativa apresenta variação ao longo do rotor, o que está de acordo com os resultados obtidos pelo programa desenvolvido em FORTRAN. Enquanto a Figura 70(b) mostra a variação da velocidade relativa no plano meridional, na qual a região azul representa a zona de baixa velocidade e a região vermelha representa a velocidade com valor aproximado de 286 m/s.

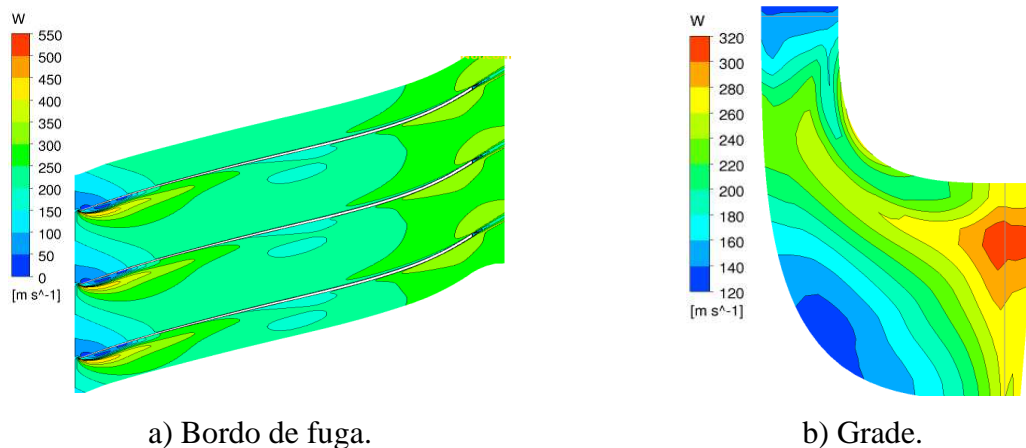


Figura 70 – Distribuição da velocidade relativa no rotor.

A Figura 71 mostra a distribuição da velocidade relativa no bordo de ataque e no bordo de fuga da pá do rotor. Pode-se observar na Figura 71(a) que a velocidade relativa é menor na região baixa pressão (região azul) e começa a aumentar na zona de alta pressão na entrada do rotor. Enquanto a Figura 71(b) mostra a variação da velocidade relativa ao longo da saída do rotor onde pode ser identificada a zona de alta velocidade (região amarela) e as regiões de média velocidade (região verde) nas paredes laterais com valores entre 200 e 350 m/s o que concorda com os resultados obtidos pelo programa desenvolvido em FORTRAN

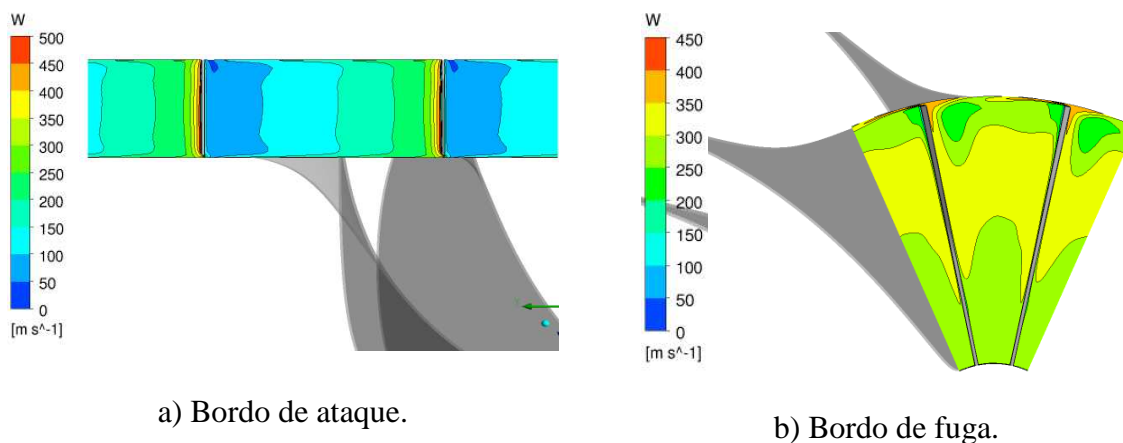
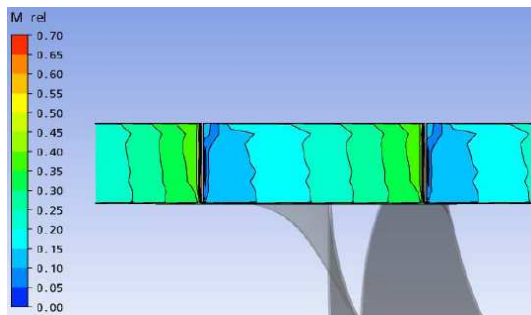
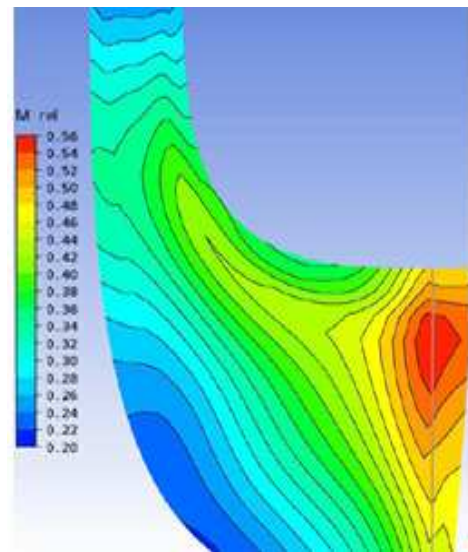


Figura 71 – Distribuição da velocidade relativa no rotor.

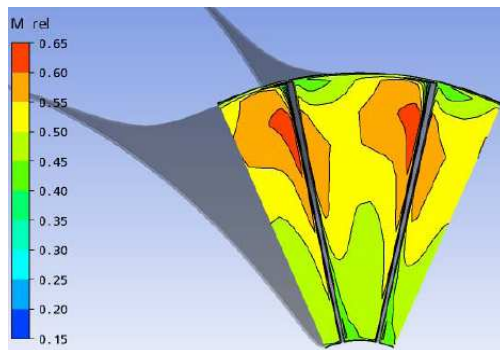
A Figura 72 mostra a distribuição do número de Mach relativo no bordo de ataque, no bordo de fuga e no plano meridional do rotor. Nota-se na Figura 72(a) que os maiores valores do número de Mach relativo estão entre 0,40 e 0,45. A Figura 72(b) mostra que os maiores valores do número de Mach relativo oscilam entre 0,60 e 0,65 e se encontram localizados no lado superior direito da parede lateral do rotor. Finalmente a Figura 72(c) mostra que na saída do rotor, próximo à carcaça, o número de Mach relativo está entre 0,54 e 0,56. Estes valores ainda caracterizam o escoamento subsônico.



a) Bordo de ataque.



c) Plano meridional.



b) Bordo de fuga.

Figura 72 – Distribuição do número de Mach relativo do rotor.

A Figura 73 apresenta a variação dos números de Mach relativo e absoluto ao longo da passagem desde a entrada até a saída da pá do rotor. Nota-se que o número de Mach relativo varia de 0,2 na entrada até 0,5 na saída caracterizando um escoamento subsônico.

Logo, o número de Mach absoluto varia de 0,94 na entrada até 0,4 na saída mostrando tendência de escoamento quase sônico na entrada para finalmente caracterizar um escoamento subsônico na saída o que concorda com os resultados obtidos pelo programa desenvolvido em FORTRAN

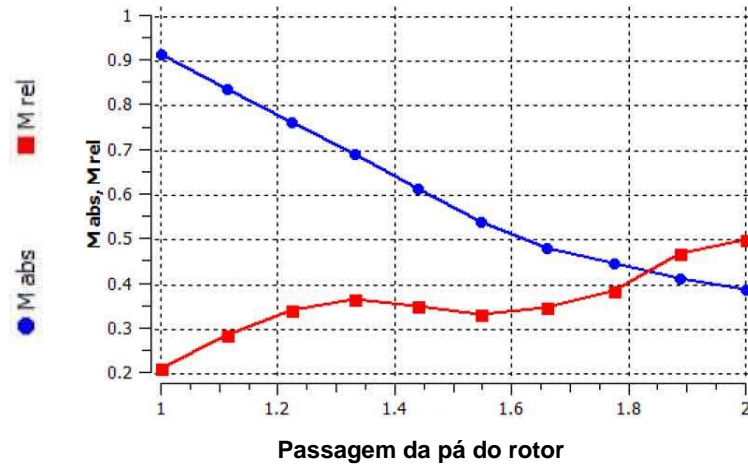


Figura 73 – Número de Mach relativo e absoluto ao longo do canal de passagem.

5.6.3 Convergência

Foram realizadas 600 iterações para os cálculos apresentados atingindo o critério de convergência $1e-4$ considerado como bom e suficiente para a maioria das aplicações de engenharia e interesses acadêmicos (ANSYS CFX 12.0).

A Figura 74 mostra que o critério de convergência foi atingindo com 600 iterações.

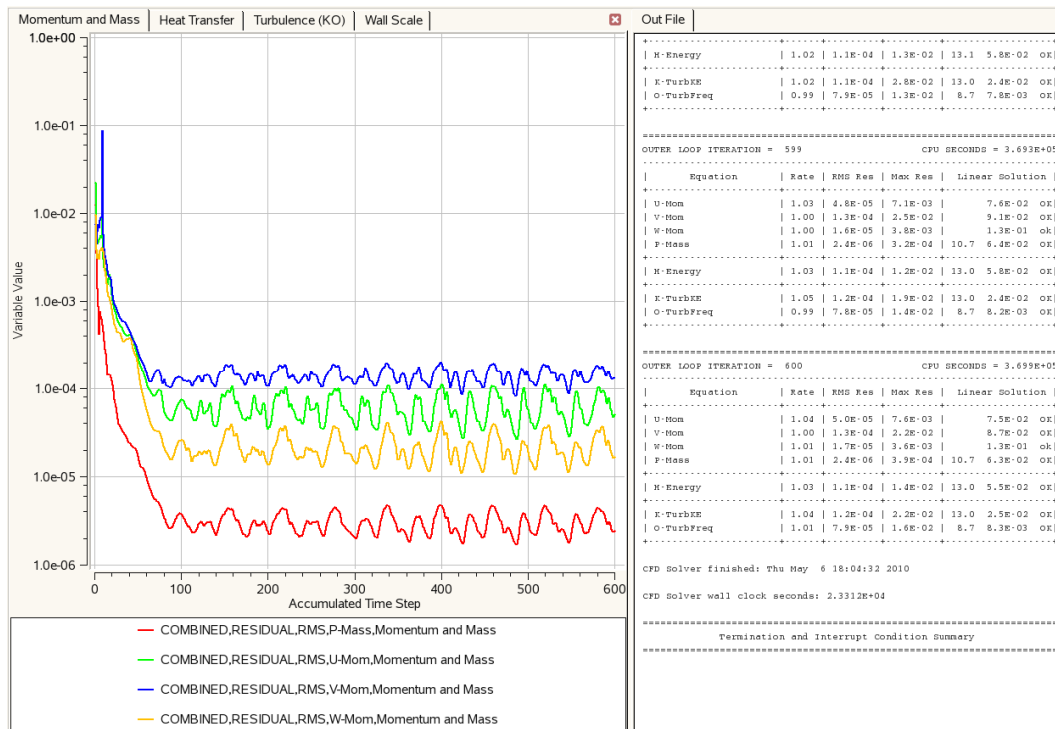


Figura 74 – Curvas de convergência para a turbina radial.

A convergência aproximou-se ao valor de $10e-5$ para as curvas de velocidade e de $10e-6$ para a curva de vazão mássica, conforme o mostrado na Figura 74, apresentando um comportamento razoavelmente estável.

Após a simulação no CFX, foi realizada uma comparação entre os resultados obtidos com o programa FORTRAN de cálculo unidimensional e os resultados obtidos com o CFX. As diferenças destes resultados são mostrados nas Tabelas 19 e 20 para o bocal e o rotor radial, respectivamente (Miranda et al., 2010 – a).

Tabela 19 - Comparação dos resultados do CFX e FORTRAN para o rotor radial.

Parâmetros	Unidade	ANSYS CFX 12.0	TurbinaDP	Desvio
Vazão mássica	kg/s	4,7566	4,5000	0,2566
Potência de saída do rotor	kW	1451,3300	1255,2773	196,0527
Eficiência total politrópica	%	89,1186	80,1190	8,9996
Eficiência total isentrópica	%	90,6278	82,8381	7,7897
Entrada do rotor				
Pressão estática	kPa	205,5760	242,6070	-37,0310
Pressão total	kPa	367,2960	375,8586	-8,5625
Temperatura estática	K	950,9150	990,9677	-40,0527
Temperatura total	K	1122,9300	1123,0000	-0,0700
Número de Mach absoluto	--	0,9486	0,8162	0,1324
Número de Mach relativo	--	0,2146	0,1949	0,0197
Velocidade tangencial	m/s	566,2160	554,7863	11,4298
Velocidade meridional	m/s	130,9970	111,4696	19,5274
Velocidade absoluta	m/s	586,5590	515,0151	71,5439
Ângulo absoluto (Alpha)	°	77,2900	77,5000	-0,2100
Velocidade relativa	m/s	132,7340	122,9931	9,7409
Saída do rotor				
Pressão estática	kPa	99,9986	100,0000	-0,0014
Pressão total	kPa	111,8520	108,6567	3,1953
Temperatura estática	K	789,7980	825,4712	-35,6732
Temperatura total	K	815,9890	845,2861	-29,2971
Número de Mach absoluto	--	0,4010	0,3506	0,0504
Número de Mach relativo	--	0,5083	0,7012	-0,1929
Velocidade tangencial	m/s	243,9300	349,6935	-105,7635
Velocidade meridional	m/s	213,1260	201,8957	11,2303
Velocidade absoluta	m/s	226,1040	201,8957	24,2083
Ângulo absoluto (Alpha)	°	15,6624	0	15,6624
Ângulo absoluto (Beta)	°	-42,1805	-47,0285	4,8480
Velocidade relativa	m/s	281,8700	403,7912	-121,9212

Tabela 20 - Comparação dos resultados do CFX e FORTRAN para o bocal.

Parâmetros	Unidade	ANSYS CFX 12.0	TurbinaDP	Desvio
Entrada do bocal				
Pressão estática	kPa	392,9690	388,8505	4,1185
Pressão total	kPa	396,0030	396,0000	0,0030
Temperatura estática	K	1119,3500	1117,1694	2,1806
Temperatura total	K	1123,0000	1123,0000	0,0000
Número de Mach absoluto		0,0929	0,1615	-0,0686
Velocidade meridional	m/s	62,2979	62,7234	-0,4255
Velocidade absoluta	m/s	62,2980	108,2274	-45,9294
Saída do bocal				
Pressão estática	kPa	205,4620	248,6588	-43,1968
Pressão total	kPa	369,1020	376,9062	-7,8042
Temperatura estática	K	948,4570	997,1749	-48,7179
Temperatura total	K	1121,5600	1123,0000	-1,4400
Número de Mach absoluto		0,9493	0,7943	0,1550
Velocidade meridional	m/s	130,7610	105,0620	25,6990
Velocidade absoluta	m/s	586,1610	502,7631	83,3979
Ângulo absoluto (Alpha)	Graus	77,0672	77,9381	-0,8709

Analisando as Tabelas 19 e 20, pode observar-se que os desvios significativos entre o programa computacional desenvolvido em FORTRAN e a simulação numérica são devidos aos tipos de perda empregados por cada programa. Nota-se que a eficiência total-estática apresenta um desvio de 8,9364 entre o ANSYS CFX 12.0 e FORTRAN, o qual produz uma queda na potência da turbina radial de 196,0527 kW. Portanto é necessário melhorar os modelos de perdas.

Capítulo 6

CONCLUSÕES, CONTRIBUIÇÕES, RECOMENDAÇÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

O presente trabalho teve como objetivo desenvolver um programa computacional para o projeto das palhetas do bocal e das pás do rotor, juntamente com o cálculo das propriedades termodinâmicas na entrada e saída de cada componente, utilizando a linguagem FORTRAN. Empregando uma metodologia baseada em parâmetros adimensionais e semi-adimensionais; na qual é usada uma solução unidimensional para determinar as características de escoamento ao longo da linha de corrente média para o ponto de projeto e fora do ponto de projeto em regime permanente de turbinas radiais.

O uso deste programa de cálculo juntamente com as análises computacionais pode reduzir significativamente o número de testes em laboratório e número de protótipos construídos, proporcionando assim redução de custo e tempo de projeto.

O cálculo do escoamento foi realizado para dois tipos de modelos de turbulência: o modelo $k - \varepsilon$ e o modelo *Shear Stress Transport - SST*. O modelo de turbulência que representou melhor o escoamento na turbina radial foi o *SST* devido a este prever melhor a zona de separação, enquanto o modelo $k - \varepsilon$ não consegue capturar a física do fluxo corretamente. O modelo de turbulência *SST* ou de transporte das tensões de cisalhamento foi aplicado em cada simulação, sendo considerado como preciso para simulações de fluxos complexos, que envolvem a separação do mesmo.

O CFX mostrou ser uma ferramenta útil, permitindo realizar mudanças na geometria e testar a turbina radial projetada para assim, adequar as perdas, como também para melhorar a distribuição aerodinâmica do escoamento.

Os resultados mostram que o uso do programa FORTRAN de cálculo unidimensional para o projeto e geração das curvas de desempenho da turbina radial produz resultados bastante consistentes com os obtidos com o CFX para valores próximos ao ponto de projeto.

Ao comparar os resultados obtidos entre os programas FORTRAN e CFX, observar-se que os valores estão abaixo de 10%. O fato de existir esta divergência entre os valores calculados pelos programas é devido que o cálculo do programa FORTRAN não considera a geometria da passagem e as folgas no rotor, que foi a dotado como sendo 1 mm. Para melhorar isto é preciso aprimorar as correlações das perdas dentro da passagem para o programa FORTRAN.

O mapa de desempenho da turbina radial, obtido pela simulação numérica com o CFX e o programa FORTRAN para o ponto fora de projeto, mostrou-se que os resultados obtidos pela simulação com o CFX e o programa FORTRAN estão muito próximos entre as razões de pressões de 2,3 e 4,7.

Com respeito à validação, as diferenças encontradas entre os valores obtidos pelo programa de cálculo unidimensional desenvolvido e os valores do equipamento de referência são menores que o 10%; deste modo, é possível afirmar que a ferramenta desenvolvida garante a obtenção de valores válidos para o projeto de turbinas radiais e pode ser utilizada em projetos posteriores. As diferenças encontradas mencionadas anteriormente são devido aos seguintes fatores:

- No relatório NASA TN D-8164 (Glassman, 1976) utiliza valores de 100% para os coeficientes de perda no rotor e no bocal.
- O programa computacional desenvolvido pelo Glassman, (1976) utiliza constantes de projeto empíricas, obtidas em testes de laboratório de rotores radiais antes do desenvolvimento dos modelos computacionais.

O uso do programa de cálculo unidimensional pode apresentar uma série de restrições, pois despreza variações das propriedades (pressão, temperatura, velocidade, etc.) que não sejam o longo da linha de corrente média, mas a principal vantagem dos modelos unidimensionais para simulação de turbinas a gás está relacionada à rapidez na obtenção dos resultados.

Uma simulação tridimensional com DFC requer máquinas bastante robustas do ponto de vista de desempenho e mesmo assim, demora horas ou em algumas ocasiões dias para fornecer um resultado, enquanto uma simulação unidimensional pode ser feita em qualquer computador e em poucos minutos, proporcionando assim uma redução de custo e tempo de projeto, do número de protótipos construídos e do número de testes em laboratório.

A utilização de um programa de cálculo unidimensional e da técnica de DFC com a aplicação do método de volumes finitos para o projeto de turbinas radiais, tem como objetivo contribuir e somar conhecimentos tecnológicos sobre as condições de projeto e fora do ponto de projeto em regime permanente de turbinas radiais de ciclo simples com um eixo, utilizando informações sobre o desempenho de seus componentes individualmente.

6.1 CONTRIBUIÇÕES

O programa de cálculo é uma ferramenta de desempenho de uma grande utilidade, principalmente na fase preliminar do projeto e pode ser usada para calcular e testar de forma rápida, diferentes tipos configurações antes de qualquer detalhe da palheta do bocal ou a pá do rotor seja construída

6.2 RECOMENDAÇÕES

O programa desenvolvido, necessita de um contínuo desenvolvimento a fim de se melhorar as previsões do desempenho das turbomáquinas. Além disso, é necessário tornar as interfaces dos programas mais amigáveis para uma melhor interação entre o usuário e o programa computacional.

6.3 PERSPECTIVAS FUTURAS

Em ambos os projetos, verificou-se que é preciso mais desenvolvimento nos programas computacionais em FORTRAN, principalmente nos modelos de perdas que são responsáveis pelo cálculo de eficiência e razão de pressão.

Métodos de otimização também devem ser empregados para se obter projetos com maiores eficiências ou de alto desempenho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AUNGIER, R. H., (2006)**, “*Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Inflow Turbine Design and Analysis*”, ASME PRESS, New York, USA, 394 p.
- BAINES, N., (1998)**, “A Meanline Prediction Method for Radial Turbine Efficiency”, 6th International Conference on Turbocharging and Air Management Systems, I Mech E, Paper No. C554-6, Concepts ETI, Inc.
- BALJE, O.E., (1980)**, “*Turbomachines- A Guide to Design, Selection, and Theory*”, John Wiley & Sons, United States of America, New York.
- BARROSO, C., PINTO, J., PITANGA, J., LACERDA, L., AMÉRICO, M., TEIXEIRA, P., (2002)**, “*Manual de Prédios Eficientes em Energia Elétrica*”, IBAM/ELETROBRÁS/PROCEL, Rio de Janeiro, Brasil.
- BENSON, R.S., (1970)**, “A Review of Methods for Assessing Loss Coefficients in Radial Gas Turbines”, *Int. Journ. Mech. Sci.*18: 905-32.
- BONA, F., RUPPERT, E., (2005)**, “As Microturbinas e a Geração Distribuída”, Engenharia elétrica e de computação, Universidade de Campinas, Campinas, Brasil.
- BOYCE, M., (2006)**, “*Gas Turbine Engineering Handbook*”, Third Edition, Houston - Texas, Gulf Professional, 955 p.
- CAPSTONE C30 Microturbine datasheet (2003)**, “Natural Gas or Gaseous Propane”, Disponível em: www.microturbine.com, Acesso em: 19 de Novembro de 2009.

- COHEN H., ROGERS G.F.C., SARAVANAMUTTO H.I.H, (1996)**, “Gas Turbine Theory”, Ed. Longman, “HVAC Systems and Equipment”, ASHRAE HANDBOOK 2000, SI Edition.
- COX, G., ROBERTS, A., CASEY, M., (2009)**, “The Development of a Deviation Model for Radial and Mixed-Flow Turbines for Use in Throughflow Calculations”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, GT2009-59921, June 8-12, 2009, Florida, USA.
- DIXON, B. S. L., (1998)**, “*Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*”, Fourth Edition, Butterworth-Heinemann, UK, 321 p.
- FENG, Z., DENG, Q., LI, J., (2005)**, “Aerothermodynamic Design and Numerical Simulation of Radial Inflow Turbine Impeller for a 100 kW Microturbine”, GT2005-68276, June 6-9, 2005, Reno-Tahoe, Nevada, USA.
- FLACK, R. D., (1990)**, “Analysis and Matching of Gas Turbine Components”, *International Journal of Turbo and Jet Engines*, v.7, 217-226 p.
- FUTRAL, S. M., WASSERBAUER, C. A., (1965)**, “Off-Design Performance Prediction with Experimental Verification for a Radial-Inflow Turbine”, NASA TN D-2621, Lewis Research Center, National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Ohio, USA, 30 p.
- GIAMPOALO, A., (2006)**, “*Gas Turbine Handbook: Principles and Practices*”, 3rd Edition, The Fairmont Press, Inc., United States of America, 451 p.
- GLASSMAN, A. J., (1976)**, “Computer Program for Design Analysis of Radial-inflow Turbines”, NASA TN D-8164, Report N° E-8394, Lewis Research Center, National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Ohio, USA, 64 p.
- HAUGWITZ, S., (2002)**, “*Modelling of Microturbine Systems*”, Master Thesis, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology.

- ISMAIL, I. H., BHINDER, F. S., (1991)**, “Simulation of Aircraft Gas Turbine Engines”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 113, 95 p.
- KATSANIS, T., MCNALLY, W., (1977)**, “Revised Fortran Program for Calculating Velocities and Streamlines on the Hub-Shroud Midchannel Stream Surface of an Axial-, Radial, or Mixed-Flow Turbomachine or Annular Duct”, NASA TN D-8430, Report N° E-8734, Lewis Research Center, National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Ohio, USA, 112 p.
- KOFSKEY, M. G., WASSERBAUER, C. A., (1966)**, “Experimental Performance Evaluation of a Radial-Inflow Turbine Over a Range of Specific Speed”, NASA TN D-3742, Lewis Research Center, National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Ohio, USA, 86 p.
- KOFSKEY, M. G., NUSBAUM, W. J., (1972)**, “Effects of Specific Speed on Experimental Performance of a Radial-Inflow Turbine”, NASA TN D-6605, National Aeronautics and Space Administration, Washington, DC, USA.
- KORAKIANITIS, T., WILSON, D.G., (1994)**, “Models for Predicting the Performance of Brayton- Cycle Engines”, *Journal of Engineering for Gas turbines and Power*, v. 116, 381 p.
- LOGAN, E., RAMENTRA, R., (1995)**, “*Handbook of Turbomachinery*”, Second Edition, Marcel Dekker, NY, U.S.A., 185 p.
- MEITNER, P. L., GLASSMAN, A. J., (1983)**, “Computer code for off-design performance analysis of radial-inflow turbines with rotor blade sweep”, NASA TP 2199, Report N° E-1625, Lewis Research Center, National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Ohio, USA, 28 p.
- MENDES, H., (2006)**, “*Desenvolvimento de um Modelo Matemático para Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás de um Eixo*”, Dissertação de Mestrado, UNIFEI – Universidade Federal de Itajubá.

- MIRANDA, R. A., NASCIMENTO, M.A.R., GUTIÉRREZ, E., MOURA, N., (2010)a**, “Radial Inflow Turbine One And Tri-Dimensional Design Analysis of 600 kW Simple Cycle Gas Turbine Engine”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, GT2010-22951, June 14-18, 2010, Glasgow, Escotland - UK.
- MIRANDA, R. A., NASCIMENTO, M.A.R., GUTIÉRREZ, E., (2010)b**, “Numerical Meanline Simulation and Overall Performance Prediction of Radial Inflow Turbine for a 600 kW Cycle Gas Engine”, *Proceedings of ECOS 2010 - 23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, 358, June 14-17, 2010, Lausanne, Switzerland.
- MIRZA, F., SARAVANAMUTTOO, H. I. H., (1997)**, “Off-Design Performance Prediction of Single-Spool Turbojets Using Gas dynamics”, *J. Propulsion*, v. 13, n. 6.
- MIZUMACHI, N., (1960)**, “*A Study of Radial Gas Turbine*”, Report N° IP-476, University of Michigan, Industry Program of the College of Engineering, 172 p.
- MOUSTAPHA H., ZELESKY M. F., BAINES N. C., JAPIKSE D. (2003)**, “Axial and Radial Turbines”, Concepts NREC, Vermont, USA, 358 p.
- MSEDDI, M., BACCAR, M., KCHAOU, H., ABID M.S., (2002)**, “Modelisation des Turbines Radiales de Suralimentation”, *Mécanique & Industries*.
- QIU, X., BAINES, N., (2007)**, “Performance Prediction for High Pressure-Ratio Radial Inflow Turbines”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, GT2007-27057, May 14-17, 2007, Montreal, Canada.
- QIU, X., ANDERSON, M., BAINES, N., (2009)**, “Meanline Modeling of Radial Inflow Turbine With Variable Area Nozzle”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, GT2009-59170, June 8-12, 2009, Florida, USA.
- RODGERS C., GEISER R., (1987)**, “Performance of a High Efficiency Radial/Axial Turbine”, *Journal of Turbomachinery*, vol.109, April 1987, 151-154.

- ROHLIK, H. E., (1968)**, “Analytical Determination of Radial Inflow Turbine Design Geometry for Maximum Efficiency”, NASA TN D-4384. Report N° E-3996, Lewis Research Center, National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Ohio, USA, 36 p.
- SIMPSON, A., SPENCE, S., ARTT, D., MCCULLOUGH, G., (2006)**, “Experimental and Numerical Investigation of Varying Stator Design Parameters for a Radial Turbine”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, May 8-11, 2006, GT2006-90152.
- STAMATIS, A., MATHIOUDAKIS, K., PAPAILIOU, K. D., (1990)**, “Adaptive simulation of Gas Turbine Performance”, *Transaction of the ASME*, v. 112, 168 p.
- SUTTON, G., (2001)**, “*Rocket Propulsion Elements*”, Seventh Edition, John Wiley & Sons, New York, USA, 751 p.
- TANNÚS, F., HERNANDEZ, O., MARTINS, G., PITILLO, J., (2006)**, “Modelagem Semi-Empírica de Turbinas Radiais”, 16 Simpósio de pós-graduação em engenharia mecânica, *16° POSMEC. FEMEC/UFU*, Uberlândia-MG, Brasil, 10 p.
- WASSERBAUER, C. A., GLASSMAN, A. J., (1975)**, “FORTRAN Program for Predicting the Off-Design Performance of Radial Inflow Turbines”, NASA TN-8063. Report N° E-8368, Lewis Research Center, National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Ohio, USA, 57 p.
- WATANABE, I., ARIGA, I., MASHIMO, T., (1970)**, “Effect of Dimensional Parameters of Impellers on Performance Characteristics of a Radial-Inflow Turbine”, Paper N° 70-GT-90, ASME, New York.
- WHITFIELD, A., BAINES, N., (1990)**, “Design of Radial Turbomachines”, Longman Scientific & Technical, Essex CM20 2JE, England, 397 p.
- WOOD, H. J., (1963)**, “Current Technology of Radial-Inflow Turbines for Compressible Fluids”, *Trans. ASME, Journal of Engineering for Power*, 72 – 83 p.

Apêndice A

MANUAL DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO DE PROJETO E FORA DO PONTO DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS

A área de trabalho desenvolvida para o programa tem como nome “*TurbinaDP.exe*” e é um programa desenvolvido em linguagem FORTRAN, para a análise de desempenho de uma turbina radial, no ponto de projeto ou fora do ponto de projeto.

O programa conta com uma janela para inserir os dados iniciais para o cálculo na condição do ponto de projeto. A seguir descrevem-se as condições de entrada e a função de cada uma das janelas:

A.1 PARÂMETROS DE ENTRADA

Para o projeto da turbina radial, inicialmente precisa-se conhecer a razão de pressão que ela vai a atingir, juntamente com alguns outros parâmetros relacionados com o desempenho da turbomáquina que se deseja projetar. Estes parâmetros são:

- **Condições totais na entrada:** pressão total (P_{00}), em (kPa) e temperatura total (T_{00}), em (K) na entrada da turbina ou do bocal, as quais também são as condições de saída da câmara de combustão.
- **Eficiências:** eficiência total do bocal (η_b) e eficiência total-estática do rotor (η_{ts}), e a eficiência do difusor (η_d), em (%).
- **Vazão mássica:** representa a vazão mássica de projeto (\dot{m}), em (kg/s).
- **Razão de pressão total-estática da turbina:** é a razão de pressão (RP_{ts}) considerada desde a entrada do bocal até a saída do rotor.
- **Relação de calores específicos:** identifica o fluido de trabalho (k) ou combustível e é expressa de forma adimensional.
- **Massa molar do gás:** é utilizada para o cálculo das diferentes propriedades físicas e termodinâmicas do fluido (M_{mg}), em (kg/kmol) e assim, como a relação de calores específicos também identifica o fluido de trabalho.
- **Ângulo do escoamento relativo ou da pá na entrada do rotor:** (β_2) dos triângulos de velocidade em ($^\circ$) da Figura 15.
- **Ângulo do escoamento relativo ou da pá na saída do rotor:** (β_{3s}) dos triângulos de velocidade em ($^\circ$) da Figura 16 e apresenta variação na faixa da raiz (β_{3h}) até a ponta da pá do rotor.
- **Ângulo do escoamento absoluto ou da pá na entrada do rotor:** (α_2) dos triângulos de velocidade em ($^\circ$) da Figura 15.
- **Espessuras:** Espessura da palheta do bocal (t_b), da pá do rotor (t_r) e da língua da voluta (t_v), em (mm).
- **Razão de raios de entrada e saída do bocal:** é a razão entre o raio de entrada e saída do bocal (r_0/r_1) utilizada devido a sua influencia na geometria do bocal em função da geometria do rotor, a qual é expressa de forma adimensional.
- **Razão de raios na saída do rotor:** é a razão de raios da carcaça e saída do rotor ($v = r_{3h}/r_{3s}$), utilizado, devido que influencia não só a geometria externa do rotor, senão também a largura da pá deste último e a largura da palheta do bocal, a qual é expressa de forma adimensional.
- **Razão de velocidades relativas do rotor:** é a razão de velocidades relativas de entrada e saída do rotor (w_r), utilizada devido a sua influencia na rotação da turbina.

- **Folga ideal entre o bocal e o rotor:** é a distancia radial (Δr) entre a saída do bocal e a entrada do rotor, em (mm).
- **Folga no “shroud” do rotor:** é a distancia axial e radial (f_{br}) considerada nesse estudo, como constante como é mostrada na Figura 75, ao longo da pá ou *span* do rotor desde o bordo de ataque (*Leading Edge*) até o bordo de fuga (*Trailing Edge*) e é dada em (mm).

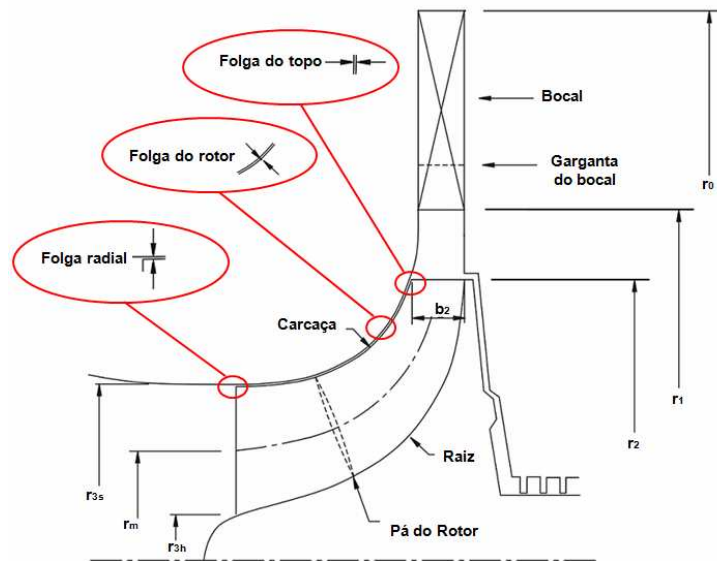


Figura 75 – Folga na ponta do rotor.

- **Largura adimensional do difusor:** é a razão de largura axial e diâmetro de entrada do difusor utilizada devido a sua influencia na geometria e desempenho do mesmo.
- **Porcentagem de pressão na saída do difusor:** é o valor da pressão total (P_{psd}) na saída do difusor medido em porcentagem com respeito à pressão total de entrada do mesmo ou a pressão de saída do rotor, em (%).

Ponto de Projeto: rotina encarregada de realizar o cálculo e o dimensionamento dos componentes (bocal e rotor radial). O programa conta com uma janela para inserir os dados iniciais para o cálculo na condição do ponto de projeto (Figura 76). Esta opção também mostra e permite salvar em um arquivo de texto, os resultados previamente calculados em a janela principal (Figura 77).

Dados de Entrada

Parâmetros Termodinâmicos

Temperatura total na entrada da turbina (Bocal)	[T ₀₀] (K)	1123.000
Pressão total na entrada da turbina (Bocal)	[P ₀₀] (kPa)	396.0000
Eficiência do bocal	[EFFN] (%)	90.00000
Eficiência total-estática do estágio	[EFFS] (%)	85.00000
Eficiência do difusor	[EFFD] (%)	80.00000
Vazão mássica	[VMass] (Kg/s)	4.500000
Relação de calores específicos	(G)	1.400000
Massa molar do gás	[Mmg][kg/kmol]	28.97000
Razão de expansão total-estática da turbina	[RPTs]	3.960000
Porcentagem de pressão total na saída do difusor	[PPSD] (%)	90.00000

Geometria e Velocidade

Ângulo relativo da pá na entrada do rotor	[Beta 2] (Grau)	-25.0000
Ângulo relativo da pá na saída do rotor	[Beta 3] (Grau)	-60.0000
Angulo absoluto da pá na entrada de rotor	[Alpha2] (Grau)	77.50000
Razão de raios na ponta e saída do rotor	[NU]	0.239500
Razão de velocidades relativas do rotor	[Wt]	3.283040
Espessura da pá do rotor	[EPR] (mm)	1.000000
Espessura da palheta do bocal	[EPB] (mm)	1.000000
Folga ideal entre bocal e rotor	[FBR] (mm)	2.000000
Razão de raios na entrada e saída do bocal	[R0/R1]	1.200000
Folga na ponta do rotor (Tip clearance)	[FRS] (mm)	1.000000
Espessura da língua da voluta	[tlv] (mm)	10.00000
Largura adimensional do difusor	[Ldif/D3]	2.000000

Ponto de projeto Fechar Ponto fora do projeto

38500.00 Inserir RPM 100.0000

Porcentagem de velocidade (%)

Figura 76 – Janela do programa de cálculo unidimensional de turbinas radiais.

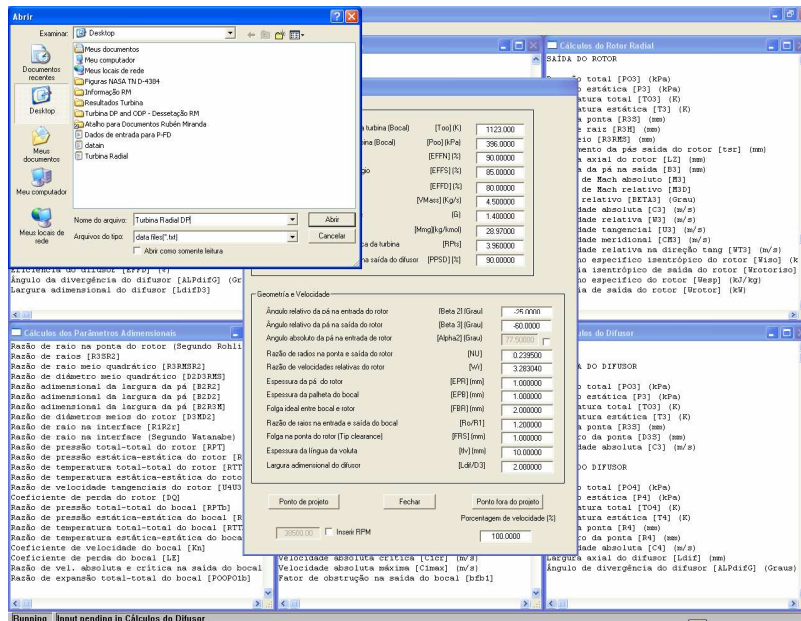


Figura 77 – Janela para salvar arquivos.

Está janela possui seis (4) sub-janelas, como é mostrada na Figura 78:

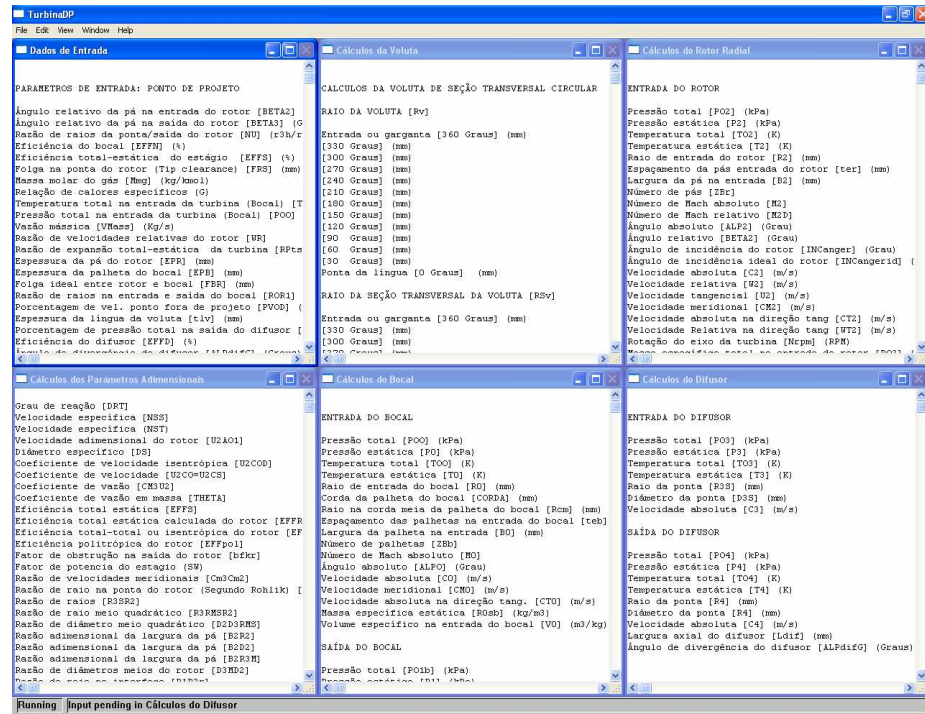


Figura 78 – Janela de resultados de cálculo pelo programa “TurbinaDP.exe”.

- **Dados de Entrada:** mostra os dados de entrada empregados para os cálculos realizados no ponto de projeto, como é apresentado na Figura 79.

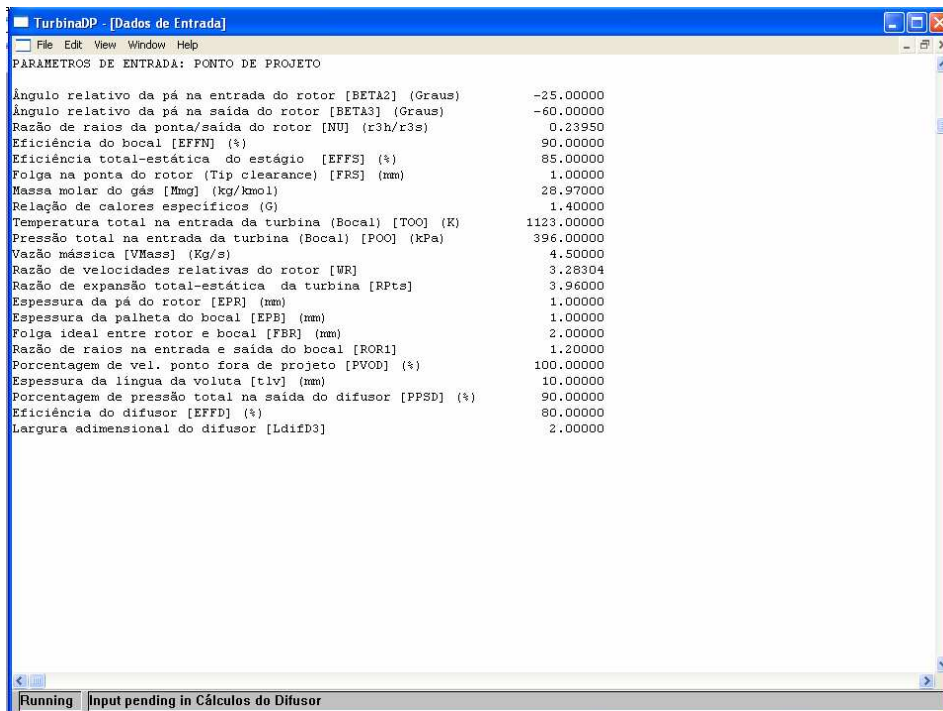


Figura 79 – Dados de entrada.

- **Parâmetros Adimensionais:** mostra os valores das principais variáveis adimensionais calculadas, como é apresentado na Figura 80.

Parâmetro	Valor
Grau de reação [DRT]	0.59592
Velocidade específica [NSS]	0.56014
Velocidade específica (NST)	0.59619
Velocidade adimensional do rotor [UZ&A01]	0.82593
Diâmetro específico [DS]	3.27105
Coefficiente de velocidade isentrópica [UZCOD]	0.55580
Coefficiente de velocidade [UZCo=UZCS]	0.66456
Coefficiente de vazão [CM3UZ]	0.36392
Coefficiente de vazão em massa [THETA]	0.03911
Eficiência total estática [EFFS]	85.00000
Eficiência total estática calculada do rotor [EFFRC]	76.06358
Eficiência total-total ou isentrópica do rotor [EFFiso]	82.83806
Eficiência politrópica do rotor [EFFpol]	80.11902
Fator de obstrução na saída do rotor [bfkr]	1.02682
Fator de potencia do estagio (SW)	0.24730
Razão de velocidades meridionais [Cm3Cm2]	1.14402
Razão de raio na ponta do rotor (Segundo Rohlik) [R3SR2r]	0.72258
Razão de raios [R3SR2]	0.63032
Razão de raio meio quadrático [R3RMSR2]	0.45831
Razão de diâmetro meio quadrático [D2D3RMS]	2.18193
Razão adimensional da largura da pá [B2R2]	0.16972
Razão adimensional da largura da pá [B2D2]	0.08582
Razão adimensional da largura da pá [B2R3M]	0.21723
Razão de diâmetros meios do rotor [D3MD2]	0.39064
Razão de raio na interface [R1R2r]	1.04165
Razão de raio na interface (Segundo Watanabe) [R1R2w]	1.33139
Razão de pressão total-total do rotor [RPT]	3.45914
Razão de pressão estática-estática do rotor [RPS]	2.42607
Razão de temperatura total-total do rotor [RTT]	1.32854
Razão de temperatura estática-estática do rotor [RTS]	1.20049
Razão de velocidade tangenciais do rotor [U4U3]	0.63032
Razão de velocidade na ponta da pá [CT2U2]	0.90631
Coefficiente de perda do rotor [DQ]	0.28521
Razão de pressão total-total do bocal [RPTb]	1.05066
Razão de pressão estática-estática do bocal [RPSb]	1.56379
Razão de temperatura total-total do bocal [RTTb]	1.00000
Razão de temperatura estática-estática do bocal [RTSb]	1.12093
Coefficiente de velocidade do bocal [Kn]	0.94868

Figura 80 – Parâmetros adimensionais.

- **Cálculos do Bocal:** mostra os resultados dos cálculos realizados pelo programa para o bocal no ponto de projeto, como é apresentado na Figura 81.

ENTRADA DO BOCAL	
Pressão total [POO] (kPa)	396.00000
Pressão estática [PO] (kPa)	388.85049
Temperatura total [TOO] (K)	1123.00000
Temperatura estática [TO] (K)	1117.16943
Raio de entrada do bocal [RO] (mm)	263.32059
Corda da palheta do bocal [CORDA] (mm)	106.75311
Raio na corda meia da palheta do bocal [Rcm] (mm)	246.47963
Espargamento das palhetas na entrada do bocal [teb] (mm)	97.32304
Largura da palheta na entrada [BO] (mm)	35.75299
Número de palhetas [ZBb]	17.00000
Número de Mach absoluto [MO]	0.16154
Ângulo absoluto [ALPO] (Grau)	54.58096
Velocidade absoluta [CO] (m/s)	108.22740
Velocidade meridional [CMO] (m/s)	62.72343
Velocidade absoluta na direção tang. [CTO] (m/s)	88.19831
Massa específica estática [ROsb] (Kg/m³)	1.21284
Volume específico na entrada do bocal [VO] (m³/kg)	0.82451
SAÍDA DO BOCAL	
Pressão total [PO1b] (kPa)	376.90619
Pressão estática [P1] (kPa)	248.65881
Temperatura total [TO1] (K)	1123.00000
Temperatura estática [TI] (K)	997.17493
Raio de saída do bocal [R1] (mm)	219.43381
Espargamento das palhetas na saída do bocal [tsb] (mm)	81.10253
Largura da palheta na saída [B1] (mm)	35.75299
Número de Mach absoluto [M1]	0.79430
Ângulo absoluto [ALP1] (Grau)	77.93806
Velocidade absoluta [C1] (m/s)	502.76306
Velocidade meridional [CM1] (m/s)	105.06202
Velocidade absoluta na direção tang. [CT1] (m/s)	491.66318
Massa específica estática [R1sb] (kg/m³)	0.86890
Volume específico na saída do bocal [V1] (m³/kg)	1.15088
Pressão estática crítica [P1cr] (kPa)	131.36191

Figura 81 – Cálculos do bocal.

- **Cálculos do Rotor Radial:** mostra os resultados dos cálculos realizados pelo programa para o rotor radial no ponto de projeto, como é apresentado na Figura 82.

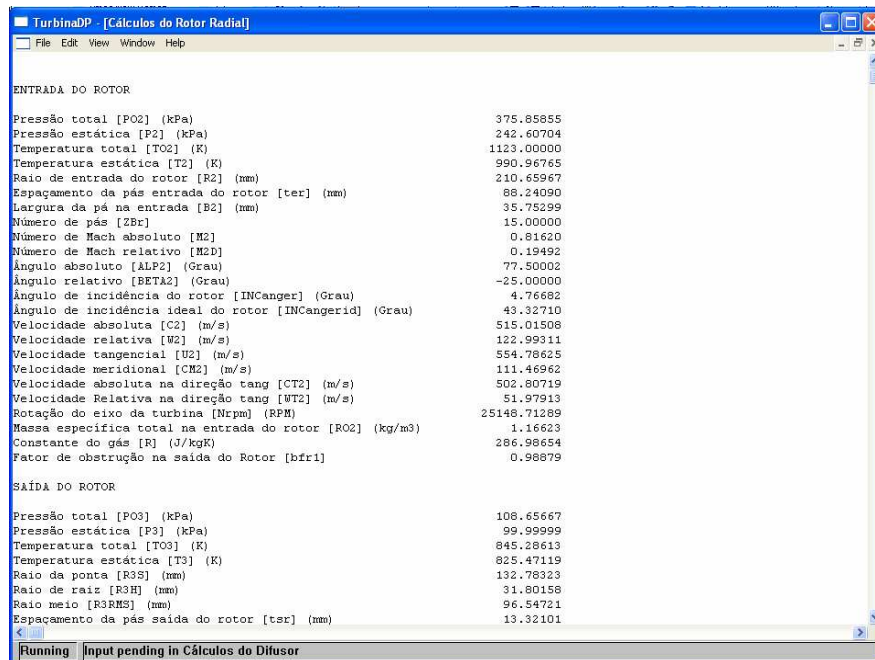


Figura 82 – Cálculos do rotor radial.

Ponto Fora de Projeto: rotina base para os cálculos das condições de operação do bocal e o rotor radial fora do ponto de projeto. Esta rotina também permite salvar em um arquivo de texto, os resultados previamente calculados em a janela principal (Figura 83).

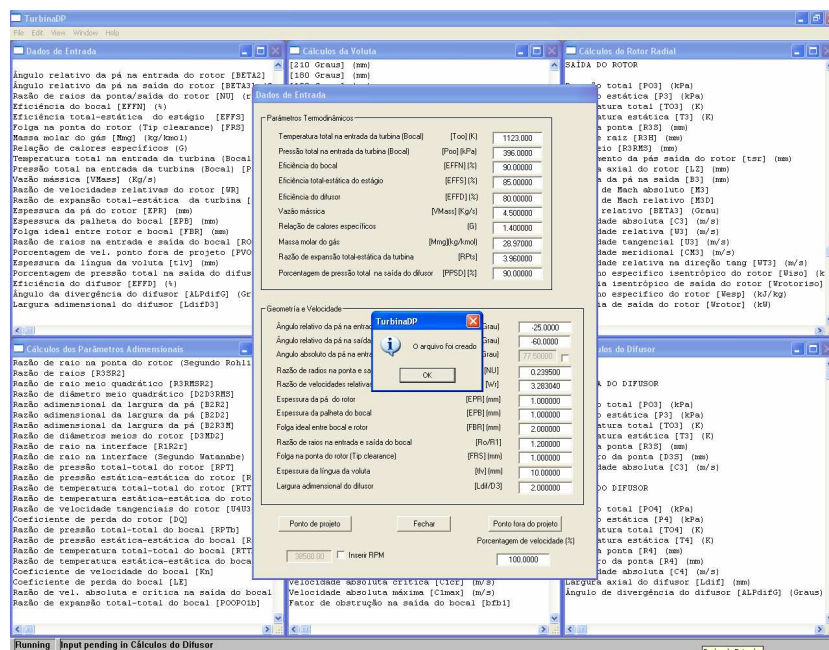


Figura 83 – Ponto fora de projeto.

Porcentagem de Velocidade para o Ponto Fora de Projeto: rotina base para os cálculos das condições de operação do bocal e o rotor radial fora do ponto de projeto para diferentes porcentagens de velocidades tangenciais o rotação (Figura 83).

Inserir RPM: rotina base para os cálculos das condições de operação do bocal e o rotor radial no ponto de projeto quanto se deseja inserir o valor da rotação, como é mostrada na Figura 84.

Parâmetros Termodinâmicos			
Temperatura total na entrada da turbina (Bocal)	[T ₀₀] (K)		1123.000
Pressão total na entrada da turbina (Bocal)	[P ₀₀] (kPa)		396.0000
Eficiência do bocal	[EFFN] (%)		90.00000
Eficiência total-estática do estágio	[EFS] (%)		85.00000
Eficiência do difusor	[EFFD] (%)		80.00000
Vazão mássica	[VMass] (kg/s)		4.500000
Relação de calores específicos	(G)		1.400000
Massa molar do gás	[Mmg](kg/kmol)		28.97000
Razão de expansão total-estática da turbina	[RPTs]		3.960000
Porcentagem de pressão total na saída do difusor	[PPSD] (%)		90.00000

Geometria e Velocidade			
Ângulo relativo da pá na entrada do rotor	[Beta 2] (Grau)		-25.0000
Ângulo relativo da pá na saída do rotor	[Beta 3] (Grau)		-60.0000
Ângulo absoluto da pá na entrada de rotor	[Alpha2] (Grau)		77.50000
Razão de raios na ponta e saída do rotor	[NU]		0.239500
Razão de velocidades relativas do rotor	[W/i]		3.283040
Espessura da pá do rotor	[EPR] (mm)		1.000000
Espessura da palheta do bocal	[EPB] (mm)		1.000000
Folga ideal entre bocal e rotor	[FBR] (mm)		2.000000
Razão de raios na entrada e saída do bocal	[R ₀ /R1]		1.200000
Folga na ponta do rotor (Tip clearance)	[FRS] (mm)		1.000000
Espessura da língua da voluta	[lv] (mm)		10.00000
Largura adimensional do difusor	[Ldif/D3]		2.000000

Ponto de projeto Fechar Ponto fora do projeto

Porcentagem de velocidade (%)

38500.00 Inserir RPM 100.0000

Figura 84 – Inserir RPM.

Parâmetros Termodinâmicos			
Temperatura total na entrada da turbina (Bocal)	[T ₀₀] (K)		1123.000
Pressão total na entrada da turbina (Bocal)	[P ₀₀] (kPa)		396.0000
Eficiência do bocal	[EFFN] (%)		90.00000
Eficiência total-estática do estágio	[EFS] (%)		85.00000
Eficiência do difusor	[EFFD] (%)		80.00000
Vazão mássica	[VMass] (kg/s)		4.500000
Relação de calores específicos	(G)		1.400000
Massa molar do gás	[Mmg](kg/kmol)		28.97000
Razão de expansão total-estática da turbina	[RPTs]		3.960000
Porcentagem de pressão total na saída do difusor	[PPSD] (%)		90.00000

Geometria e Velocidade			
Ângulo relativo da pá na entrada do rotor	[Beta 2] (Grau)		0
Ângulo relativo da pá na saída do rotor	[Beta 3] (Grau)		-60.0000
Ângulo absoluto da pá na entrada de rotor	[Alpha2] (Grau)		77.50000
Razão de raios na ponta e saída do rotor	[NU]		0.239500
Razão de velocidades relativas do rotor	[W/i]		3.283040
Espessura da pá do rotor	[EPR] (mm)		1.000000
Espessura da palheta do bocal	[EPB] (mm)		1.000000
Folga ideal entre bocal e rotor	[FBR] (mm)		2.000000
Razão de raios na entrada e saída do bocal	[R ₀ /R1]		1.200000
Folga na ponta do rotor (Tip clearance)	[FRS] (mm)		1.000000
Espessura da língua da voluta	[lv] (mm)		10.00000
Largura adimensional do difusor	[Ldif/D3]		2.000000

Ponto de projeto Fechar Ponto fora do projeto

Porcentagem de velocidade (%)

38500.00 Inserir RPM 100.0000

Figura 85 – Ângulo absoluto da pá na entrada do rotor.

Ângulo Absoluto da Pá na Entrada do Rotor: rotina base para os cálculos das condições de operação rotor radial no ponto de projeto quanto o ângulo relativo da na entrada do rotor é igual a zero ($\beta_2 = 0$), como é mostrado na Figura 85.

Fechar: esta opção finaliza a execução do programa.

Apêndice B

LINHAS DE PROGRAMAÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS

```

subroutine turbi()
!*****
!
! PROGRAM: DESIGN PONIT TURBINA A GÁS RADIAL
!
! PURPOSE: PROGRAMA PARA CALCULAR A GEOMETRIA E PARÂMETROS AEROTERMODINÂMICOS DO BOCAL
!           E ROTOR DE UMA TURBINA A GÁS RADIAL
!
!*****

use datos
implicit none
real(4) A, AO, A1, Aw, AOO, AO1, AO2, AO3, ALP0, ALP1, ALP2, ALPcm, A3A2, AER, ASR, Aref
real(4) ALPHab, ALPHA, B, B0, B1, B2, B3, B1R1, B2R2, BETA2, BETA3, bfr, bfr1, bfb
real(4) bfb1, C, C0, C1, C2, C3, CM0, CM1, CM2, CT2, C3AO1, CT2AO1, CT3AO3, CM2AO1
real(4) CM3AO3, CT1, C3AO3, C2AO1, CBF, CB2, CB3, C1cr, C1s, C1max, CM3, CT0, Cp, C0C0cr
real(4) C1C1cr, C3U2, CM3U2, Cordaboc, C1s2, CSb, D0, D1, D2, DS, DSiso, DQCL, DQEX, DQ
real(4) DRT, CT2U2, DHLH, DQF, DQFK, DQBL, D2D3RMS, D3S, D3H, EFFS, EFFR, EFFN, EFFRC, EB2
real(4) EPR, EPB, EFFiso, EFFS1, DQTH, DELTA, FBR, FRS, G, G1, G2, G3, G4, G5, G6, G7, Kn
real(4) KR, LE, LE1, LZ, MO2S, M2S, M2, M2min, M3, M3D, M2D, MER, MSR, MSB, Mmg, M1, M0
real(4) MEB, NSS, NST, NU, NDTOR, Nrpm2, Nrpm3, NST1, NSSS, P3PO1, P2PO1, PO2P3, PO2PO1
real(4) PO2P2, PO3P3, PO3PO1, P2, PO2, PO3, P3, P01, P00, P01b, P1, P1cr, POOP01b, PO
real(4) P01bP00, P0, PVOD, P01P2, PSI, Q3, R02R01, R2R02, R03R01, R02R03, R3R01, R3RMSR2
real(4) R3R03, R2R01, R3SR2, R01, R02, R03, R1sbl, R0sb, R0sbl, R1sbr, R1a, R2, R, ROR1
real(4) R3RMS, R3S, R3H, R1, R3sr, RTSb, RPts, R2sr, R2R1, RPT, RPS, RTT, RTS, Rcm, Ru
real(4) R1sb, R2sr1, R0, RPTb, RPSb, RTTb, R0sb2, SB2, SB3, SW, THETA2, THETA3, THETA
real(4) TALP2, T01, T03, T02, T2, T3, T00, T1, T01T1, T1cr, T0, T1s, teb, tsb, T1ST01S
real(4) T0T00, T03T01, tsbl, T02T2, T2T02, T3T03, T03T3, T1T01, ter, tsr, T3T01, TALP2D
real(4) T00T0, U2AO1, U3AO1, U3AO3, U2CO, Wesp, U2COD, U2, U3, U4U3, U2CT2AO1, V1, V1cr
real(4) V0, VMass, W3AO1, W3AO3, W2AO1, WT3AO3, W2, W3, WR, Wrotor, WT2, WT3, Wang2, Wang3
real(4) Wiso, Wrotoris, Xa, X, X1, X2, XX1, XX2, XX3, XX4, XNU, Yn, ZR, Zbr, ZBb, MIUr
real(4) MIUref, MIUCPr, Cordarot, R3M, Tref, CS, acl, bcl, T3R, Rer, T1R, ac2, bc2, MIUCPb
real(4) MIUb, Reb, ALP0opt, ALP1opt, BETA2opt, BETA3opt, INCanger, INCangsr, INCangeb
real(4) INCangsb, Adif, Ardif, ALPdif, ALPdifG, Bdif, Cdif, C4, D3, D4, EFFD, P4, LdifD3
real(4) Ldif, PPSD, P04, R3, R4, T4s, T4, T04, BETA2DT, bfr, CT2id, Cm3Cm2, INCangerid
real(4) Sigma, R3SR2b, R3SR2r, R1R2w, R1R2r, P03PO2, At, Q1, ROO, Ralv, Rt, Rstev, tlv
real(4) B2R3M, D3MD2, B2D2, EFFpoL, POL1, POL2, POL3, MSD, RhosD, T4t

!*****DADOS DE ENTRADA*****

BETA2 = inv(1)*RAD      !Ângulo relativo da pá na entrada do rotor      [BETA2] (Rad)
BETA3 = inv(2)*RAD      !Ângulo relativo da pá na saída do rotor      [BETA3] (Rad)
NU = inv(3)             !Razão de raios na ponta e saída do rotor      [NU] (r3h/r3s)
EFFN = inv(4)/100      !Eficiência total do bocal      [EFFN]
EFFS = inv(5)/100      !Eficiência total-estática do estágio      [EFFS]
FRS = inv(6)/1000      !Polga na ponta do rotor (Tip clearance)      [FRS] (m)
Mmg = inv(8)           !Massa molar do gás      [Mmg] (kg/kmol)
G = inv(9)             !Relação de calores específicos      [G]
TOO = inv(10)          !Temperatura total na entrada da turbina (Bocal) [TOO] (K)
POO = inv(11)*1000     !Pressão total na entrada da turbina (Bocal)   [POO] (Pa)
VMass = inv(12)        !Vazão mássica      [VMass] (kg/s)
WR = inv(13)           !Razão de velocidades relativas do rotor      [WR]
RPts = inv(14)         !Razão de expansão total-estática da turbina   [RPts]
EPR = inv(15)/1000     !Espessura da pá do rotor      [EPR] (m)
EPB = inv(16)/1000     !Espessura da palheta do bocal      [EPB] (m)
FBR = inv(17)/1000     !Polga ideal entre bocal e rotor      [FBR] (m)
ROR1 = inv(18)         !Razão de raios de entrada e saída do bocal   [ROR1]
PVOD = inv(19)         !Porcentagem de vel. para o ponto fora de projeto [PVOD] (%)
tlv = inv(22)/1000     !Espessura da língua da voluta      [tlv] (m)

!*****RELAÇÕES DE CALORES ESPECÍFICOS*****

G1=(G-1)/2
G2=G/(G-1)
G3=1/G2
G4=-((G+1)/(2*(G-1)))
G5=2/(G+1)
G6=G/(G+1)
G7=1/(G-1)

!*****RELAÇÕES GEOMETRICAS*****

CB2=cos(BETA2)         !Coseno de BETA2
SB2=sin(BETA2)         !Seno de BETA2
CB3=cos(BETA3)         !Coseno de BETA3
SB3=sin(BETA3)         !Seno de BETA3
CBF=1+(1/CB2)

!*****CÁLCULO DO NÚMERO DE MACH MÍNIMO*****

EFFS1=EFFS
222 EFFS=EFFS1         !Valor inicial da eficiência da turbina
T01=TOO                !Temperatura total constante T01=TOO
T02=TOO                !Temperatura total constante T02=T01=TOO
P01=POO                !Pressão de entrada da turbina (bocal) P00
Ru= 8314               !Constante universal dos gases ideais (8314 J/kmolK)
R=Ru/Mmg               !Constante do gás de trabalho (J/kgK)
P3PO1=1/RPts           !Razão de pressão estática-total da turbina
Cp=R*G2                !Capacidade térmica específica do gás (J/kgK)
SW=EFFS*(1-((1/RPts)**(1/G2))) !Fator de potencia do estagio
T03T01=1-SW           !Razão de temperaturas total-total da turbina
T03=T01*(1-SW)         !Temperatura total na saída do rotor (K)
AO0=sqrt(G*R*T00)      !Velocidade do som na entrada do bocal (m/s)
AO1=sqrt(G*R*T01)      !Velocidade do som na saída do bocal (m/s)
AO2=sqrt(G*R*T02)      !Velocidade do som na entrada do rotor (m/s)
AO3=sqrt(G*R*T03)      !Velocidade do som na saída do rotor (m/s)
M02S=(SW/(G-1))*((2*CB2)/(1+CB2)) !Número de Mach mínimo de estagnação na entrada do rotor
M2S=M02S/(1-(G1*M02S))
M2=sqrt(M2S)           !Número de Mach mínimo absoluto na entrada do rotor
M2min=M2

!*****CÁLCULOS DAS CONDIÇÕES INICIAIS DO ROTOR*****

C2AO1=sqrt(M02S)       !Velocidade absoluta na entrada do rotor em função da velocidade do som
T02T2=1+(G1*(M2**2))  !Razão de temperaturas total-estática na entrada do rotor

```

```

PO2P2=TO2T2**G2          !Razão de pressão total-estática na entrada do rotor
T2TO2=1/TO2T2           !Razão de temperaturas estática-total na entrada do rotor
R2RO2=((T2TO2)**(1/(G-1))) !Razão de massa específica estática-total na entrada do rotor
Xa=(1-T2TO2)/EFPN
P2P01=((1-Xa)**G2)       !Razão de pressão estática-total na entrada do rotor/saída do bocal
P01P2=1/P2P01           !Razão de pressão específica total-estática de projeto
PO2P3=PO2P2*P2P01*RPts !Razão de pressão total-estática entrada/saída do rotor
PO2P01=PO2P3/RPts       !Razão de pressão total-total na entrada do rotor/saída do bocal
RO2RO1=PO2P01           !Razão de massa específica total-total na entrada do rotor/saída do bocal
R01=PO1/(R*TO1)         !Massa específica total na saída do bocal (kg/m3)
RO2=RO2RO1*R01          !Massa específica total na entrada do rotor (kg/m3)
R2RO1=R2RO2*RO2RO1     !Razão de massa específica estática-total entrada do rotor/saída do bocal
P2=P2P01*P01            !Pressão estática na entrada do rotor (Pa)
PO2=PO2P2*P2            !Pressão total na entrada do rotor (Pa)
T2=TO2/TO2T2           !Temperatura estática na entrada do rotor (K)

```

!*****CÁLCULOS DO ANGULO ABSOLUTO NA ENTRADA DO ROTOR*****

```

if (BETA2 /= 0 .and. M2min==M2) then !Condição para Beta2/=0 e M2=M2min
  TALP2= SB2/(CB2-1) !Tangente do ângulo absoluto da pá na entrada do rotor
  ALP2=atan(TALP2) !Ângulo absoluto da pá na entrada do rotor (Rad)
  CT2A01=C2A01*sin(ALP2) !Velocidade absoluta na direção tangencial na entrada do rotor em função da vel. do som
  CM2A01=C2A01*cos(ALP2) !Velocidade meridional na entrada do rotor em função da velocidade do som
  W2A01=CM2A01/CB2 !Velocidade relativa na entrada do rotor em função da velocidade do som
  M2D=W2A01*sqrt(TO2T2) !Número de Mach relativo na entrada do rotor
  U2A01=(SW/(G-1))*(1/CT2A01) !Razão de velocidade tangencial na entrada do rotor em função da velocidade do som
  Wesp=(U2A01*CT2A01)*(A01**2) !Trabalho específico do rotor [Wesp=U2*CT2] (J/kg)
  C2=C2A01*A01 !Velocidade absoluta na entrada do rotor (m/s)
  W2=W2A01*A01 !Velocidade relativa na entrada do rotor (m/s)
  U2=U2A01*A01 !Velocidade tangencial na entrada do rotor (m/s)
  CM2=CM2A01*A01 !Velocidade meridional na entrada do rotor (m/s)
  CT2=CT2A01*A01 !Velocidade absoluta na direção tangencial na entrada do rotor (m/s)
  WT2=-W2*SB2 !Velocidade relativa na direção tangencial na entrada do rotor (m/s)

else if (BETA2==0 .and. va) then !Condição para Beta2=0 e va=Valor de entrada do ângulo absoluto
  ALP2=inv(21)*RAD !Ângulo absoluto da pá na entrada do rotor (Rad)
  TALP2=tan(ALP2) !Tangente do ângulo absoluto da pá na entrada do rotor
  U2A01=sqrt(SW/((G-1)*CB2)) !Velocidade tangencial na entrada do rotor em função da velocidade do som
  CM2A01=U2A01*cotan(ALP2) !Velocidade meridional na entrada do rotor em função da velocidade do som
  C2A01=U2A01/(sin(ALP2)) !Velocidade absoluta na entrada do rotor em função da velocidade do som
  W2A01=CM2A01 !Velocidade relativa na entrada do rotor em função da velocidade do som
  M2D=W2A01*sqrt(TO2T2) !Número de Mach relativo na entrada do rotor
  C2=C2A01*A01 !Velocidade absoluta na entrada do rotor (m/s)
  U2=U2A01*A01 !Velocidade tangencial na entrada do rotor (m/s)
  CM2=CM2A01*A01 !Velocidade meridional na entrada do rotor (m/s)
  W2=CM2 !Velocidade relativa na entrada do rotor (m/s)
  CT2=U2 !Velocidade absoluta na direção tangencial na entrada do rotor (m/s)
  Wesp=(U2A01**2)*(A01**2) !Trabalho específico do rotor [Wesp=U2**2] (J/kg)

  M02S=C2A01**2 !Número de Mach mínimo de estagnação na entrada do rotor
  M2S=M02S/(1-(G1*M02S)) !Número de Mach mínimo absoluto na entrada do rotor
  M2=sqrt(M2S) !Razão de temperaturas total-estática na entrada do rotor
  TO2T2=1+(G1*(M2**2)) !Razão de pressão total-estática na entrada do rotor
  PO2P2=TO2T2**G2 !Razão de temperaturas estática-total na entrada do rotor
  T2TO2=1/TO2T2 !Razão de massa específica estática-total na entrada do rotor
  R2RO2=((T2TO2)**(1/(G-1)))
  Xa=(1-T2TO2)/EFPN
  P2P01=((1-Xa)**G2) !Razão de pressão estática-total na entrada do rotor/saída do bocal
  P01P2=1/P2P01 !Razão de pressão específica total-estática de projeto
  PO2P3=PO2P2*P2P01*RPts !Razão de pressão total-estática entrada/saída do rotor
  PO2P01=PO2P3/RPts !Razão de pressão total-total na entrada do rotor/saída do bocal
  RO2RO1=PO2P01 !Razão de massa específica total-total na entrada do rotor/saída do bocal
  R01=PO1/(R*TO1) !Massa específica total na saída do bocal (kg/m3)
  RO2=RO2RO1*R01 !Massa específica total na entrada do rotor (kg/m3)
  R2RO1=R2RO2*RO2RO1 !Razão de massa específica estática-total entrada do rotor/saída do bocal
  P2=P2P01*P01 !Pressão estática na entrada do rotor (Pa)
  PO2=PO2P2*P2 !Pressão total na entrada do rotor (Pa)
  T2=TO2/TO2T2 !Temperatura estática na entrada do rotor (K)
  ZBr=NINT((PI/30)*(110-(ALP2*(1/RAD))))*TALP2 !Número de pás do rotor
  BETA2opt=-acos(1-((0.63*PI)/ZBr)) !Ângulo relativo da pá na entrada do rotor ótimo [BETA2opt] (Rad)
  INCangr=(BETA2-BETA2opt) !Ângulo de incidência do rotor [INCang] (Rad)
  W3A03=(WR*W2A01)/sqrt(TO3TO1) !Razão de velocidade relativa na saída do rotor e velocidade do som
  C3A03=W3A03*CB3 !Velocidade absoluta na saída do rotor em função da velocidade do som
  TO3T3=1+(G1*(C3A03**2)) !Razão de temperaturas total-estática na saída do rotor
  T3TO3=1/TO3T3 !Razão de temperaturas estática-total na saída do rotor
  T3TO1=TO3TO1*T3TO3 !Razão de temperaturas estática-total na saída/entrada do rotor
  CT3A03=C3A03*sin(BETA3) !Velocidade absoluta na direção tangencial na saída do rotor em função da vel. do som
  CM3A03=C3A03*cos(BETA3) !Velocidade meridional na saída do rotor em função da velocidade do som
  M3=C3A03*sqrt(TO3T3) !Número de Mach absoluto na saída do rotor
  C3A01=C3A03*sqrt(TO3TO1) !Razão de velocidade absoluta na saída e velocidade do som na entrada do rotor
  W3A01=W3A03*sqrt(TO3TO1) !Razão de velocidade relativa na saída e velocidade do som na entrada do rotor
  M3D=W3A03*sqrt(1/T3TO3) !Número de Mach relativo na saída do rotor
  DRT=((T2/TO1)-(T3TO3*(1-SW)))/SW !Grau de reação
  U3A03=-C3A03*tan(BETA3) !Razão de velocidade tangencial na saída do rotor e velocidade do som
  U3A01=U3A03*sqrt(TO3TO1) !Razão de velocidade tangencial na saída e velocidade do som na entrada do rotor
  R3SR2=U3A01/U2A01 !Razão de raios na ponta/entrada do rotor
  U4U3=R3SR2 !Razão de velocidades tangenciais na saída e entrada do rotor U4U3=R3SR2
  R3RMSR2=R3SR2*sqrt((1+(NU**2))/2) !Razão de raios meio quadrático
  WT3A03=-U3A03 !Razão de velocidade relativa na direção tangencial na entrada do rotor e vel. do som
  R3RO3=((T3TO3)**(1/(G-1))) !Razão de massa específica estática-total na saída do rotor
  PO3P3=(1/T3TO3)**G2 !Razão de pressão total-estática na saída do rotor
  PO3P01=PO3P3/RPts !Razão de pressão total-total na saída/entrada do rotor
  RO3RO1=PO3P01/TO3TO1 !Razão de massa específica total-total na saída do rotor e saída do bocal
  RO3=RO3RO1*R01 !Massa específica total na saída do rotor
  RO2RO3=RO2RO1/RO3RO1 !Razão de massa específica total-total na entrada e saída do rotor
  R3RO1=R3RO3*RO3RO1 !Razão de massa específica estática-total na saída do rotor e entrada do bocal
  if (BETA2==0 .and. vr .AND. va) then !vr=Inserir o valor da RPM de entrada
    Nrpm2=inv(20) !Valor de RPM de entrada (RPM)
    bfr=1.0 !Valor inicial do fator de bloqueio no rotor
  218 continue
  R2=(U2/Nrpm2)*(30/PI) !Raio de entrada do rotor (m)
  R2sr=R2RO1*R01 !Massa específica estática na entrada do rotor (kg/m3)
  B2=(VMass/(2*PI*R2R2sr*CM2*bfr)) !Largura da pá na entrada do rotor (m)
  B2R2=B2/R2 !Largura adimensional da pá na entrada do rotor
  D2=2*R2 !Diâmetro de entrada do rotor (m)
  bfr1=(2*PI*R2)/((2*PI*R2)+(ZBr*EPR)) !Cálculo do fator de bloqueio no rotor
  if (abs(bfr-bfr1)>0.0001) then !Loop para determinar o fator de bloqueio no rotor

```

```

bfr=bfr1
goto 218
end if

R3S=R2*R3SR2          !Raio na ponta na saída do rotor (m)
D3S=2*R3S             !Diâmetro na ponta na saída do rotor (m)
R3H=NU*R3S            !Raio na base na saída do rotor (m)
D3H=2*R3H             !Diâmetro na base na saída do rotor (m)
B3=R3S-R3H            !Largura da pá na saída do rotor (m)
R3RMS=R3RMSR2*R2     !Raio meio quadrático na saída do rotor (m)
D2D3RMS=1/R3RMSR2   !Razão de Diâmetro na entrada do rotor e Diâmetro meio quadrático na saída do rotor

AER=2*PI*R2*B2*bfr    !Área de entrada do rotor (m2)
MER=R2sr*CM2*AER      !Vazão mássica na entrada do rotor (kg/s)
ter=(PI*D2)/ZBr       !Espaçamento das pás na entrada do rotor (m)
C3=C3AO1*A01          !Velocidade absoluta na saída do rotor (m/s)
R3sr=R3RO3*RO3        !Massa específica estática na saída do rotor (kg/m3)
ASR=(PI*(R3S**2)*(1-(NU**2))) !Área de saída do rotor (m2)
MSR=R3sr*C3*ASR      !Vazão mássica na saída do rotor (kg/s)
tsr=(2*PI*R3H)/ZBr   !Espaçamento das pás na saída do rotor (m)
Q3=VMass/RO3         !Vazão volumétrica na entrada do rotor (m3/s)
Wang2=U2/R2          !Velocidade angular na entrada do rotor
else
bfr=1.0              !Valor inicial do fator de bloqueio no rotor
217 continue
B2R2=((0.5)*(R3RO1/R2RO1)*(C3AO1/CM2AO1)*(R3SR2**2)*(1-(NU**2)))/bfr !Largura adimensional da pá na entrada do rotor
R2sr=R2RO1*RO1       !Massa específica estática na entrada do rotor (kg/m3)
R2=sqrt(VMass/(2*PI*R2sr*CM2*B2R2)) !Largura adimensional da pá na entrada do rotor
D2=2*R2              !Diâmetro de entrada do rotor (m)
bfr1=(2*PI*R2)/((2*PI*R2)+(ZBr*EPR)) !Cálculo do fator de bloqueio no rotor
if (abs(bfr-bfr1)>0.0001) then !Loop para determinar o fator de bloqueio no rotor
bfr=bfr1
goto 217
end if
B2=R2*B2R2          !Largura da pá na entrada do rotor (m)
R3S=R2*R3SR2        !Raio na ponta na saída do rotor (m)
D3S=2*R3S           !Diâmetro na ponta na saída do rotor (m)
R3H=NU*R3S          !Raio na base na saída do rotor (m)
D3H=2*R3H           !Diâmetro na base na saída do rotor (m)
B3=R3S-R3H          !Largura da pá na saída do rotor (m)
R3RMS=R3RMSR2*R2   !Raio meio quadrático na saída do rotor (m)
D2D3RMS=1/R3RMSR2 !Razão de Diâmetro na entrada do rotor e Diâmetro meio quadrático na saída do rotor
R2sr=R2RO1*RO1     !Massa específica estática na entrada do rotor (kg/m3)
AER=2*PI*R2*B2     !Área de entrada do rotor (m2)
MER=R2sr*CM2*AER   !Vazão mássica na entrada do rotor (kg/s)
ter=(PI*D2)/ZBr    !Espaçamento das pás na entrada do rotor (m)
C3=C3AO1*A01       !Velocidade absoluta na saída do rotor (m/s)
R3sr=R3RO3*RO3     !Massa específica estática na saída do rotor (kg/m3)
ASR=PI*(R3S**2)*(1-(NU**2)) !Área de saída do rotor (m2)
MSR=(R3sr*C3*ASR)/bfr !Vazão mássica na saída do rotor (kg/s)
tsr=(2*PI*R3H)/ZBr !Espaçamento das pás na saída do rotor (m)
Q3=VMass/RO3       !Vazão volumétrica na entrada do rotor (m3/s)
Wang2=U2/R2        !Velocidade angular na entrada do rotor (m/s)
Nrpm2=Wang2*(30/PI) !Rotação em RPM na saída do rotor
end if
goto 300
end if

!*****CÁLCULOS DAS CONDIÇÕES FINAIS DO ROTOR*****

ZBr=nint((PI/30)*(110-(ALP2*(1/RAD)))*TALP2) !Número de pás do rotor
BETA2opt=- (acos(1-((0.63*PI)/ZBr))) !Ângulo ótimo relativo da pá na entrada do rotor [BETA2opt] (Rad)
INCanger = (BETA2-BETA2opt) !Ângulo de incidência de entrada do rotor [INCanger] (Rad)
BETA3opt=- (acos(1-((0.63*PI)/ZBr))) !Ângulo ótimo relativo da pá na saída do rotor [BETA3opt] (Rad)
INCangsr = (BETA3-BETA3opt) !Ângulo de incidência se saída do rotor [INCangsr] (Rad)
W3AO3=(WR*W2AO1)/sqrt(TO3TO1) !Razão de velocidade relativa na saída do rotor e velocidade do som
C3AO3=W3AO3*CB3 !Número de Mach na saída do estágio do rotor
TO3T3=1+(G1*(C3AO3**2)) !Razão de temperaturas total-estática na saída do rotor
T3TO3=1/TO3T3 !Razão de temperaturas estática-total na saída do rotor
T3TO1=TO3TO1*T3TO3 !Razão de temperaturas estática-total na saída/entrada do rotor
CT3AO3=C3AO3*sin(BETA3) !Razão de velocidade absoluta na direção tangencial na saída do rotor e vel. do som
CM3AO3=C3AO3*cos(BETA3) !Razão de velocidade meridional na saída do rotor e velocidade do som
M3=C3AO3*sqrt(TO3T3) !Número de Mach absoluto na saída do rotor
C3AO1=C3AO3*sqrt(TO3TO1) !Razão de velocidade absoluta na saída e velocidade do som na entrada do rotor
W3AO1=W3AO3*sqrt(TO3TO1) !Razão de velocidade relativa na saída e velocidade do som na entrada do rotor
M3D=W3AO3*sqrt(1/T3TO3) !Número de Mach relativo na saída do rotor
DRT=((T2/TO1)-(T3TO3*(1-SW)))/SW !Grau de reação
U3AO3=-C3AO3*tan(BETA3) !Razão de velocidade tangencial na saída do rotor e velocidade do som
U3AO1=U3AO3*sqrt(TO3TO1) !Razão de velocidade tangencial na saída e velocidade do som na entrada do rotor
R3SR2=U3AO1/U2AO1 !Razão de raios na ponta/entrada do rotor
U4U3=R3SR2 !Razão de velocidades tangenciais na saída e entrada do rotor U4U3 = R3SR2
R3RMSR2=R3SR2*sqrt(((1+(NU**2))/2)) !Razão de raios meio quadrático
WT3AO3=-U3AO3 !Razão de velocidade relativa na direção tangencial na entrada do rotor e vel. do som
R3RO3=((T3TO3)**(1/(G-1))) !Razão de massa específica estática-total na saída do rotor
PO3P3=((1/T3TO3)**G2) !Razão de pressão total-estática na saída do rotor
PO3PO1=PO3P3/RPts !Razão de pressão total-total na saída/entrada do rotor
RO3RO1=PO3PO1/TO3TO1 !Razão de massa específica total-total na saída do rotor e saída do bocal
RO3=RO3RO1*RO1 !Massa específica total na saída do rotor
RO2RO3=RO2RO1/RO3RO1 !Razão de massa específica total-total na entrada e saída do rotor
R3RO1=R3RO3*RO3RO1 !Razão de massa específica estática-total na saída e entrada do bocal
THETA2=cos(ALP2)*M2*((1+(G1*(M2**2)))*G4) !Razão de massa adimensional na entrada do rotor
THETA3=M3*((1+(G1*(M3**2)))*G4) !Razão de massa adimensional na saída do rotor
A3A2=((THETA2/THETA3)*RO2RO3)/sqrt(TO3TO1) !Razão de áreas na saída e entrada do rotor

!*****CÁLCULO DO FATOR DE BLOQUEIO NO ROTOR*****

if (vr) then !vr = Inserir o valor da RPM de entrada
Nrpm2=inv(20) !Valor de RPM de entrada (RPM)
bfr=1.0 !Valor inicial do fator de bloqueio no rotor
216 continue
R2=(U2/Nrpm2)*(30/PI) !Raio de entrada do rotor (m)
R2sr=R2RO1*RO1 !Massa específica estática na entrada do rotor (kg/m3)
B2=(VMass/(2*PI*R2*R2sr*CM2*bfr)) !Largura da pá na entrada do rotor (m)
B2R2=B2/R2 !Largura adimensional da pá na entrada do rotor
D2=2*R2 !Diâmetro de entrada do rotor (m)
bfr1=(2*PI*R2)/((2*PI*R2)+(ZBr*EPR)) !Cálculo do fator de bloqueio no rotor
if (abs(bfr-bfr1)>0.0001) then !Loop para determinar o fator de obstrução na saída do rotor

```

```

bfr=bfr1
goto 216
end if

R3S=R2*R3SR2           !Raio na ponta na saída do rotor (m)
D3S=2*R3S              !Diâmetro na ponta na saída do rotor (m)
R3H=NU*R3S            !Raio na base na saída do rotor (m)
D3H=2*R3H             !Diâmetro na base na saída do rotor (m)
B3=R3S-R3H            !Largura da pá na saída do rotor (m)
R3RMS=R3RMSR2*R2      !Raio meio quadrático na saída do rotor (m)
D2D3RMS=1/R3RMSR2    !Razão de diâmetro na entrada do rotor e Diâmetro meio quadrático na saída do rotor

AER=2*PI*R2*B2*bfr     !Área de entrada do rotor (m2)
MER=R2sr*CM2*AER       !Vazão mássica na entrada do rotor (kg/s)
ter=(PI*D2)/ZBr        !Espaçamento das pás na entrada do rotor (m)
C3=C3A01*A01           !Velocidade absoluta na saída do rotor (m/s)
R3sr=R3RO3*RO3         !Massa específica estática na saída do rotor (kg/m3)
ASR=(PI*(R3S**2)*(1-(NU**2))) !Área de saída do rotor (m2)
MSR=R3sr*C3*ASR        !Vazão mássica na saída do rotor (kg/s)
tsr=(2*PI*R3H)/ZBr    !Espaçamento das pás na saída do rotor (m)
Q3=VMass/RO3           !Vazão volumétrica na saída do rotor (m3/s)
Wang2=U2/R2            !Velocidade angular na entrada do rotor

else
bfr=1.0                !Valor inicial do fator de bloqueio no rotor
211 continue
B2R2=(0.5)*(R3RO1/R2RO1)*(C3A01/CM2A01)*(R3SR2**2)*(1-(NU**2)))/bfr !Largura adimensional da pá na entrada do rotor
THETA=2*THETA2*PO2PO1*B2R2 !Razão de massa adimensional
Aref=VMass/(THETA*RO1*A01) !Área de referencia ideal na entrada do rotor (m2)
R2=sqrt(Aref/PI)        !Raio de entrada do rotor (m)
D2=2*R2                !Diâmetro de entrada do rotor (m)
bfr1=(2*PI*R2)/((2*PI*R2)+(ZBr*EPR)) !Cálculo do fator de bloqueio no rotor
if (abs(bfr-bfr1)>0.0001) then !Loop para determinar o fator de bloqueio no rotor
bfr=bfr1
goto 211
end if
B2=R2*B2R2             !Largura da pá na entrada do rotor (m)
R3S=R2*R3SR2           !Raio na ponta na saída do rotor (m)
D3S=2*R3S              !Diâmetro na ponta na saída do rotor (m)
R3H=NU*R3S            !Raio na base na saída do rotor (m)
D3H=2*R3H             !Diâmetro na base na saída do rotor (m)
B3=R3S-R3H            !Largura da pá na saída do rotor (m)
R3RMS=R3RMSR2*R2      !Raio meio quadrático na saída do rotor (m)
D2D3RMS=1/R3RMSR2    !Razão de diâmetro na entrada do rotor e diâmetro meio quadrático na saída do rotor

R2sr=R2RO1*RO1         !Massa específica estática na entrada do rotor (kg/m3)
AER=2*PI*R2*B2        !Área de entrada do rotor (m2)
MER=R2sr*CM2*AER       !Vazão mássica na entrada do rotor (kg/s)
ter=(PI*D2)/ZBr        !Espaçamento das pás na entrada do rotor (m)
C3=C3A01*A01           !Velocidade absoluta na saída do rotor (m/s)
R3sr=R3RO3*RO3         !Massa específica estática na saída do rotor (kg/m3)
ASR=(PI*(R3S**2)*(1-(NU**2))) !Área de saída do rotor (m2)
MSR=R3sr*C3*ASR        !Vazão mássica na saída do rotor (kg/s)
tsr=(2*PI*R3H)/ZBr    !Espaçamento das pás na saída do rotor (m)
Q3=VMass/RO3           !Vazão volumétrica na saída do rotor (m3/s)
Wang2=U2/R2            !Velocidade angular na entrada do rotor
Nrpm2=Wang2*(30/PI)    !Rotação em RPM na entrada do rotor
endif
300 Wrotor=Wesp*VMass   !Potencia do rotor (W)
Wiso=Wesp/EFFS         !Trabalho específico isentrópico do rotor (J/kg)
Wrotoriso=Wiso*VMass   !Potencia isoentrópica do rotor (W)
NSS=(Wang2*(sqrt(Q3)))/(Wiso)**0.75 !Rotação específica isoentrópica do rotor
DS=(D2*((Wiso)**0.25))/(sqrt(Q3))   !Diâmetro específico isentrópico
NTOR=THETA*CT2A01     !Torque adimensional

!*****SALIDA DO ROTOR*****

PO3=PO3PO1*PO1        !Pressão total na saída do rotor (Pa)
P3=PO3/PO3P3          !Pressão estática na saída do rotor (Pa)
T3=T3TO3*TO3          !Temperatura estática na saída do rotor (K)
W3=W3A01*A01          !Velocidade relativa na saída do rotor (m/s)
U3=U3A01*A01          !Velocidade tangencial na saída do rotor (m/s)
WT3=U3                !Velocidade absoluta na direção tangencial na saída do rotor (m/s)
CM3=C3                !Velocidade meridional na saída do rotor (m/s)
CM3U2=C3A01/U2A01     !Coeficiente de vazão
R3SR2r=1.29*NSS        !Razão de raio na ponta do rotor (Segundo Rohlik, (1968))
Cm3Cm2=1+(5*(B2R2**2)) !Razão de velocidades meridionais
bfkr=1-((ZBr*EPR)/(2*PI*R2*(sin(BETA2)))) !Fator de bloqueio ou de obstrução na saída do rotor
BETA2DT=(PI/2)-BETA2  !Ângulo relativo da pá na entrada do rotor [BETA2DT] (Rad)
Sigma=1-((sqrt(sin(BETA2DT)))/(ZBr**0.7)) !Fator de escorregamento
CT2id=Sigma*U2-(Cm2*(cotan(BETA2DT)))/bfkr) !Velocidade absoluta ideal na direção tangencial na entrada do rotor
INCangerid =BETA2DT-(PI/2)+(atan(((U2-CT2id)*bfkr)/Cm2)) !Ângulo de incidência de entrada do rotor [INCanger] (Rad)
R3M=(R3S+R3H)/2        !Raio meio da pá na saída do rotor (m)
B2R3M=B2/(2*R3M)      !Largura adimensional da pá em função do diâmetro meio de saída do rotor
D3MD2=(2*R3M)/D2      !Razão de diâmetros meios do rotor
B2D2=VMass/(4*PI*R2sr*CM2*(R2**2)*bfr) !Largura adimensional da pá em função do diâmetro de entrada do rotor
CT2U2=1/(1+(tan(-BETA2))/TALP2)) !Razão de velocidade na ponta da pá

RPT=PO2PO1/PO3PO1     !Razão de pressão total-total do rotor
RPS=P2PO1/P3PO1       !Razão de pressão estática-estática do rotor
RTT=1/TO3TO1          !Razão de temperatura total-total do rotor
RTS=T2TO2/T3TO1       !Razão de temperatura estática-estática do rotor

Wang3=U3/R3S          !Velocidade angular na saída do rotor (m/s)
Nrpm3=Wang3*(30/PI)   !Rotação em RPM na saída do rotor (Comparação)

XX1=1-(PO3PO1**G3)
XX2=(G1*(U2A01**2))/XX1
U2CO=sqrt(XX2)        !Coeficiente de velocidade (U2/Cs)
XX3=1-((1/RPTs)**G3)
XX4=(G1*(U2A01**2))/XX2
U2COD=sqrt(XX4)       !Coeficiente de velocidade isentrópica (U2/C's)
NST1=(2**1.5)*(U2CO**3)*C3A01*(R3SR2**2)*PI*((1-(NU**2))/U2A01)
NST=sqrt(NST1)        !Rotação específica total do rotor

!*****CÁLCULO DO NÚMERO DE REYNOLDS DO ROTOR*****

```

```

Cordarot=sqrt(((R2-R3S+(B2)/2)**2)+((R2-R3M)**2))
Tref=524.07
T3R=1.8*T3
CS=120
acl=(0.555*Tref)+CS
bcl=(0.555*T3R)+CS
MIUref=0.01827
MIUcPr=MIUref*(acl/bcl)*((T3R/Tref)**(1.5))
MIUr=MIUcPr*0.001
Rer=(R3sr*W3*Cordarot)/MIUr

!Corda ou comprimento da pá do rotor (m)
!Temperatura de referencia do ar padrão em Rankine (R)
!T3R = Temperatura estática na saída do rotor em Rankine (R)
!Constante de Sutherland
!Constante Número acl
!Constante Número bcl
!Viscosidade dinâmica de referencia @ Tref em centiPoise (cP)
!Viscosidade dinâmica do ar em centiPoise (cP)
!Viscosidade dinâmica do ar em (N-s)/m2; lcp=0.001 (N-s)/m2
!Número de Reynolds do rotor

|*****CÁLCULO DE PERDAS DO ROTOR*****

LZ=B2+(R2-R3S)
ZR=LZ/R2
X1=((ZBr*B2R2)+(2*PI))*(1-R3RMSR2+ZR-(0.5*B2R2))
X2=((ZBr*(1-NU))+PI*(1+NU)*(1-R3RMSR2+ZR-(0.5*B2R2)))
DHLH=(8*B2R2/X1)+(4*R3SR2*(1-(NU**2))/X2)
DQF=0.03*((W2A01**2)+(W3A01**2))/(4*DHLH*(U2A01**2))
KR=(B2R2+(R3RMSR2*(1-NU)))/(1-R3RMSR2)
DQFK=KR*((W2A01**2)+(W3A01**2))/(U2A01**2)
DQFK=0
DQBL=2*((CT2A01/U2A01)**2)/(ZBr*ZR)
EB2=FRS/B2R2
DQCL=0.4*EB2*((CT2A01/U2A01)**2)
DQEX=0.5*((C3A01/U2A01)**2)
DQ=DQF+DQFK+DQBL+DQCL+DQEX
DQTH=CT2A01/U2A01

!Largura axial do rotor (m)
!Razão da largura axial e raio de entrada do rotor
!Razão de diâmetro hidráulico e largura hidráulica do rotor
!Perdas devido a atrito com fator de atrito 4Cf=0.03
!Perdas devido a curvatura do passagem
!Perdas forçada devido a curvatura do passagem=0
!Perda de carga na pá
!Razão do folga na ponta e largura adimensional da pá na entrada do rotor
!Perda devido a folga
!Perda na saída do rotor
!Perda total o coeficiente de perda do rotor
!Razão adimensional de entalpia

EFFRC=DQTH/(DQTH+DQ)
PO3PO2=PO3PO1*(1/PO2PO1)
EFFiso=(1-(TO3T3*T3TO1))/(1-(PO3PO2**G3))

!Eficiência do rotor calculada devido às perdas
!Razão de pressão total-total na entrada e saída do rotor

|*****CÁLCULO DA EFICIÊNCIA POLITRÓPICA*****

POL1=G*(log((-EFFiso*(exp((-log(PO3PO2))*G3)))+EFFiso+(exp((-log(PO3PO2))*G3))))
POL2=(G*(log(PO3PO2)))-(log(PO3PO2))
POL3=(log(PO3PO2))*(G-1)
EFFpol=(POL1+POL2)/POL3

!Eficiência politrópica do rotor

|*****

if (abs(EFFS1-EFFRC)>0.0001) then
EFFS1=EFFRC
goto 222
end if

!Loop para determinar a eficiência do rotor

|*****SAIDA DO BOCAL*****

LE1=1.0
214 continue
if (BETA2==0 .and. va) then
bfb=1.0
219 continue
ALP1=ALP2
B1=B2
R1a=(R2+FBR)/bfb
R1sb=R2sr
V1=1/R1sb

!Valor inicial do coeficiente de perda do bocal
!Valor inicial do fator de bloqueio no bocal
!Ângulo absoluto inicial da palheta na saída do bocal (Rad)
!Largura da palheta na saída do bocal (m)
!Raio de saída do bocal (m)
!Massa específica estática na saída do bocal (kg/m3)
!Volume específico na saída do bocal (m3/kg)

P1=P2
PO1b=PO2
T1=T2
C1=C2
CM1=CM2
CT1=CT2
C1s=sqrt((C1**2)/EFFN)
R1=(VMass/(2*PI*B1*R1sb*CM1*bfb))
D1=2*R1
A1=2*PI*R1*B1
MSB=R1sb*CM1*A1*bfb

!Pressão estática na saída do bocal (Pa)
!Pressão total na saída do bocal (Pa)
!Temperatura estática na saída do bocal (K)
!Velocidade absoluta na saída do bocal (m/s)
!Velocidade meridional na saída do bocal (m/s)
!Velocidade absoluta na direção tangencial na saída do bocal (m/s)
!Velocidade absoluta isoentrópica na saída do bocal (m/s)
!Raio de saída do bocal (m)
!Diâmetro de saída do bocal (m)
!Área de saída do bocal (m2)
!Vazão mássica na saída do bocal (kg/s)

bfb1=(2*PI*R1a)/((2*PI*R1a)+(ZBb*EPB))
if (abs(bfb-bfb1)>0.0001) then
bfb=bfb1
goto 219
end if

!Cálculo do fator de bloqueio no bocal
!Loop para determinar o fator de bloqueio no bocal

POPO1b=POO/PO1b
PO1bPOO=1/POPO1b
M1=M2
T1TO1=T1/TO1
T1s=TO1*(1-((1-T1TO1)/EFFN))
C1max=sqrt((2*G2)*R*T1)
P1cr=P1*((G5)**G2)
C1cr=sqrt((2*G6)*R*T1)
C1C1cr=C1/C1cr
V1cr=V1*((1/G5)**G7)
R1sbc=1/V1cr
T1cr=T1/(1/G5)
goto 301
else
bfb=1.0
212 continue
R1=(R2+FBR)/bfb
D1=2*R1
R2R1=R2/R1
CT1=R2R1*CT2
ALP1=ALP2
R1sb1=0
R2sr1=0
213 continue
C1=CT1/(sin(ALP1))
CM1=CT1/(tan(ALP1))
T1=TO1-((C1**2)/(2*CP))
C1s2=(C1**2)/EFFN
C1s=sqrt((C1**2)/EFFN)

!Razão de pressão total-total de entrada e saída do bocal
!Razão de pressão total-total de saída e entrada do bocal
!Número de Mach absoluto na saída do bocal
!Razão de temperaturas estática-total na saída do bocal
!Temperatura estática isoentrópica na saída do bocal (K)
!Velocidade absoluta máxima na saída do bocal (m/s)
!Pressão estática crítica na saída do bocal (Pa)
!Velocidade absoluta crítica na saída do bocal (m/s)
!Razão de velocidades absoluta e crítica na saída do bocal
!Volume específico crítico na saída do bocal (m3/kg)
!Massa específica estática crítica na saída do bocal (kg/m3)
!Temperatura estática crítica na saída do bocal (K)

!Valor inicial do fator de bloqueio no bocal
!Raio de saída do bocal (m)
!Diâmetro de saída do bocal (m)
!Razão de raios de entrada do rotor e saída do bocal
!Velocidade absoluta na direção tangencial na saída do bocal (m/s)
!Ângulo absoluto inicial da palheta na saída do bocal (Rad)
!Valor inicial da massa específica estática na saída do bocal (kg/m3)
!Valor inicial da massa específica estática na entrada do rotor (kg/m3)
!Velocidade absoluta na saída do bocal (m/s)
!Velocidade meridional na saída do bocal (m/s)
!Temperatura estática na saída do bocal (K)
!Velocidade absoluta isoentrópica quadrática na saída do bocal (m2/s2)
!Velocidade absoluta isoentrópica na saída do bocal (m/s)

```

```

T1ST01S=1-(C1s2/(2*Cp*TO1))
P1=POO*(T1ST01S**G2)
T1T01=T1/TO1
TO1T1=1/T1TO1
T1s=TO1*(1-((1-T1T01)/EFFN))
PO1b=P1*(1+((C1**2)/(2*Cp*TI)))*G2)
POOP01b=POO/PO1b
PO1bPOO=1/POOP01b
B1=B2

R1sb=P1/(R*T1)
B1R1=(VMass/(2*PI*R1sb*CM1*(R1**2)))
R1=B1*(1/B1R1)
A1=2*PI*R1*B1
V1=1/R1sb

!Razão de temperaturas estática isentrópica na saída do bocal
!Pressão estática na saída do bocal (Pa)
!Razão de temperaturas estática-total na saída do bocal
!Razão de temperaturas total-estática na saída do bocal
!Temperatura estática isoentrópica na saída do bocal (K)
!Pressão total na saída do bocal (Pa)
!Razão de pressão total-total de entrada e saída do bocal
!Razão de pressão total-total de saída e entrada do bocal
!Largura da palheta na saída do bocal (m)

R1sb=P1/(R*T1)
B1R1=(VMass/(2*PI*R1sb*CM1*(R1**2)))
R1=B1*(1/B1R1)
A1=2*PI*R1*B1
V1=1/R1sb

!Massa específica estática na saída do bocal (kg/m3)
!Largura adimensional da pá na entrada do bocal
!Largura da pá na entrada do rotor (m)
!Área de saída do bocal (m2)
!Volume específico na saída do bocal (m3/kg)

!Loop para determinar o ângulo absoluto inicial da palheta na saída do bocal
if (.not.((R1sb - R2sr) <= 0.0001) .or. ((R1sb - R1sbl).eq. 0) .and. ((R2sr - R2sr1) .eq. 0))) then

R1sbl=R1sb
R2sr1=R2sr
ALP1=atan(TALP2/((R2sr/R1sb)*(1/R2R1)*(AER/A1)))
goto 213
end if
!Cálculo do ângulo absoluto da palheta na saída do bocal (Rad)

bfb1=(2*PI*R1)/((2*PI*R1)+(ZBb*EPB))
if (abs(bfb-bfb1)>0.0001) then
bfb=bfb1
goto 212
end if
!Cálculo do fator de bloqueio no bocal
!Loop para determinar o fator de bloqueio no bocal

MSB=(R1sb*CM1*A1)
M1=sqrt((1/G1)*(TO1T1-1))
C1max=sqrt((2*G2)*R*TO1)
P1cr=P1*(G5)**G2)
C1cr=sqrt((2*G6)*R*TO1)
C1C1cr=C1/C1cr
V1cr=V1*(1/G5)**G7)
R1sbcR1=1/V1cr
T1cr=T1/(1/G5)
!Vazão mássica na saída do bocal (kg/s)
!Número de Mach absoluto na saída do bocal
!Velocidade absoluta máxima na saída do bocal (m/s)
!Pressão estática crítica na saída do bocal (Pa)
!Velocidade absoluta crítica na saída do bocal (m/s)
!Razão de velocidades absoluta e crítica na saída do bocal
!Volume específico crítico na saída do bocal (m3/kg)
!Massa específica estática crítica na saída do bocal (kg/m3)
!Temperatura estática crítica na saída do bocal (K)

end if

!*****ENTRADA DO BOCAL*****

301 B0=B2
R0=R1*ROR1
D0=2*R0
A0=2*PI*R0*B0
ALP0=asin((R1*(sin(ALP1))/R0)
Cordaboc=R1*((sin(ALP1))/(tan(ALP0)))-(cos(ALP1)))
ALPcm=(ALP0+ALP1)/2
Rcm=((R0**2)-(R1**2))/(2*Cordaboc*(cos(ALPcm)))
PSI=acos(((R0**2)+(R1**2)-(Cordaboc**2))/(2*R0*R1))
R0sb1=POO/(R*TOO)
R0sb=R0sb1
215 C0=VMass/(2*PI*R0*B0*R0sb*(cos(ALP0)))
T0=TOO-(C0**2)/(2*Cp)
T0TOO=T0/TOO
P0=POO*(T0TOO**G2)
R0sb2=R0sb
R0sb=P0/(R*T0)
V0=1/R0sb
if (abs((R0sb2-R0sb)/R0sb)>0.0001) goto 215

!Largura da palheta na entrada do bocal (m)
!Raio de entrada do bocal (m)
!Diâmetro de entrada do bocal (m)
!Área de entrada do bocal (m2)
!Ângulo absoluto da palheta na entrada do bocal (Rad)
!Comprimento da palheta do bocal (m)
!Ângulo absoluto na corda meia da palheta do bocal (Rad)
!Raio na corda meia da palheta do bocal (m)
!Ângulo formado entre os raios de entrada e saída da palheta do bocal (Rad)
!Massa específica total inicial na entrada do bocal (kg/m3)
!Massa específica estática inicial na entrada do bocal (kg/m3)
!Velocidade absoluta na entrada do bocal (m/s)
!Temperatura estática na entrada do bocal (K)
!Razão de temperaturas estática-total na entrada do bocal
!Pressão estática na entrada do bocal (Pa)
!Massa específica estática final na entrada do bocal (kg/m3)
!Massa específica estática na entrada do bocal (kg/m3)
!Volume específico na entrada do bocal (m3/kg)
!Loop para determinar a massa específica estática na entrada do bocal

CT0=C0*(sin(ALP0))
CM0=C0*(cos(ALP0))
TOOT0=TOO/T0
M0=sqrt((1/G1)*(TOOT0-1))
tsb1=Cordaboc/1.35

!Velocidade absoluta na direção tangencial na entrada do bocal (m/s)
!Velocidade meridional na entrada do bocal (m/s)
!Razão de temperaturas total-estática na entrada do bocal
!Número de Mach absoluto na saída do bocal
!Espaçamento inicial das palhetas na saída do rotor (m)
!CSb=1.35 [Razão da corda e Espaçamento das palhetas do bocal]
!Número de palhetas do bocal
!Coeficiente de velocidade do bocal
!Coeficiente de perda de pressão de estagnação do bocal
!Coeficiente de perda do bocal

if (abs((LE1-LE)>0.0001) then
LE1=LE
goto 214

end if
!Loop para determinar o coeficiente de perda do bocal

MEB=R0sb*CM0*A0
teb=(2*PI*R0)/ZBb
tsb=(2*PI*R1)/ZBb
Aw=(PI/ZBb)*(R0**2)-(R1**2))
DELTA=360/ZBb
ALPHA=90-ALP1
ALPHA=ALPHA+(DELTA/2)
RPTb=POO/PO1b
RPSb=P0/P1
RTTb=TOO/TO1
RTSb=T0/T1
ALP0opt=-(acos(1-((0.63*PI)/ZBb)))
INCangeb=(ALP0-ALP0opt)
ALP1opt=-(acos(1-((0.63*PI)/ZBb)))
INCangsb=(ALP1-ALP1opt)
R1R2w=1+((2*B2*(sin(ALP2)))/R2)
R1R2r=R1/R2
!Vazão mássica na entrada do bocal (kg/s)
!Espaçamento das palhetas na entrada do bocal (m)
!Espaçamento das palhetas na saída do rotor (m)
!Área na parede lateral da passagem do bocal (m2)
!Ângulo entre as palhetas do bocal (Graus)
!Ângulo absoluto na saída do bocal medido na direção tangencial
!Mean Efflux Angle
!Razão de pressão total-total do bocal
!Razão de pressão estática-estática do bocal
!Razão de temperatura total-total do bocal
!Razão de temperatura estática-estática do bocal
!Ângulo ótimo absoluto da palheta na entrada do bocal [ALP0opt] (Rad)
!Ângulo de incidência de entrada do bocal [INCangeb] (Rad)
!Ângulo ótimo absoluto da palheta na saída do bocal [ALP1opt] (Rad)
!Ângulo de incidência de saída do bocal [INCangsb] (Rad)
!Razão de raios na interface bocal-rotor segundo Watanabe
!Razão de raios na interface bocal-rotor

!*****CÁLCULO DO NÚMERO DE REYNOLDS DO BOCAL*****

T1R=1.8*T1
ac2=(0.555*Tref)+CS
bc2=(0.555*T1R)+CS
MIUCPb=MIUCref*(ac2/bc2)*((T1R/Tref)**(1.5))
MIUb=MIUCPb*0.001
Reb=(R1sb*C1*Cordaboc)/MIUb
!T3R = Temperatura estática na saída do rotor em Rankine (R)
!Constante Número ac2
!Constante Número bc2
!Viscosidade dinâmica do ar em centiPoise (cP)
!Viscosidade dinâmica do ar em (N-s)/m2; lcp=0.001 (N-s)/m2
!Número de Reynolds do rotor em centiPoise

```

!*****CÁLCULO DA VOLUTA DE SEÇÃO TRANSVERSAL CIRCULAR*****

```

ROO=POO/(R*TOO)           !Massa específica total na entrada do bocal (kg/m3)
Q1=VMass/ROO             !Vazão volumétrica na entrada do bocal (m3/s)
Ralv=1.05*ROO            !Raio até a língua da voluta (m)
!Área da garganta na entrada da voluta (m2)
At=(Q1/(R0*CT0))*(Ralv+tlv-((1/(2*R0*CT0*PI))*(-Q1-(sqrt((Q1**2)+(4*R0*CT0*PI*Ralv*Q1)+(4*R0*CT0*PI*tlv*Q1))))))
Rstev=sqrt(At/PI)         !Raio da seção transversal de entrada da voluta (m)
Rt=Ralv+tlv+Rstev        !Raio da voluta até a linha de corrente meia

```

!*****CÁLCULO DO DIFUSOR*****

```

PPSD = inv(23)/100        !Porcentagem de pressão total na saída do difusor
EFFD = inv(24)/100        !Eficiência do difusor
LdifD3 = inv(26)          !Razão de largura axial e diâmetro de entrada do difusor

TO4=TO3
PO4=PPSD*PO3              !Pressão total na saída do difusor (Pa)
Adif=exp((log(PO4/PO3))*G3)
Bdif=((log(PO4/PO3))*G)-(log(PO4/PO3))
Cdif=((log((-EFFD-1))/(-EFFD+Adif))*G)+Bdif
P4=(P3*(exp(Cdif/(G-1)))) !Preasão estática na saída do difusor (Pa)
R3=R3S                    !Raio de entrada do difusor (m)
D3=D3S                    !Diâmetro de entrada do difusor (m)
Ardif=1+(0.4*(LdifD3**0.65)) !Razão de áreas do difusor
Ldif=LdifD3*D3           !Largura axial do difusor (m)
C4=C3/Ardif              !Velocidade absoluta na saída do difusor (m/s)
ALPdif=2*(atan((Ardif-1)*D3)/(2*Ldif)) !Ângulo de entrada do difusor (Radianos)

D4=D3*Ardif              !Diâmetro de saída do difusor (m)
R4=D4/2                  !Raio de saída do difusor (m)
T4=TO4+(C4/(2*Cp))       !Temperatura estática na saída do difusor (K)
RhoSD=Vmass/(C4*PI*(R4**2)) !Vazão mássica na saída do difusor (kg/s)
T4t=P4/(RhoSD*R)
MSD=RhoSD*C4*PI*(R4**2)

```

!*****

```

resul(1)=teb
resul(2)=AO2
resul(3)=AO3
resul(4)=P0
resul(5)=T0
resul(6)=R0
resul(7)=ZBb
resul(8)=M0
resul(9)=C0
resul(10)=CM0
resul(11)=CT0
resul(12)=AO0
resul(13)=MEB
resul(14)=R0sb
resul(15)=V0
resul(16)=P01b
resul(17)=U2AO1
resul(18)=B3
resul(19)=C1
resul(20)=ALP2
resul(21)=M1
resul(22)=tsb
resul(23)=AO1
resul(24)=M2D
resul(25)=R1sb
resul(26)=V1
resul(27)=P1cr
resul(28)=T1cr
resul(29)=C1cr
resul(30)=M3
resul(31)=T1s
resul(33)=R1sbcr
resul(34)=M3D
resul(35)=DRT
resul(36)=V1cr
resul(37)=C1max
resul(38)=R3SR2
resul(39)=R3RMSR2
resul(40)=D0
resul(41)=ALPcm
resul(42)=Rcm
resul(50)=THETA
resul(51)=Cordaboc
resul(52)=U2CO
resul(53)=U2COD
resul(55)=NSS
resul(56)=NST
resul(57)=ZBr
resul(58)=B1
resul(65)=DQ
resul(66)=P01P2
resul(67)=EFFRC
resul(68)=POOP01b
resul(69)=M2
resul(70)=Kn
resul(71)=LE
resul(72)=Wang2
resul(73)=B2R2
resul(75)=WT3
resul(76)=CT1
resul(77)=P01bPOO
resul(78)=Nrpm2
resul(79)=Wiso
resul(80)=SW
resul(82)=P2
resul(83)=PO2
resul(84)=TO2
resul(85)=T2
resul(86)=C2

```

```

resul(87)=W2
resul(88)=U2
resul(89)=PO3
resul(90)=P3
resul(91)=AER
resul(92)=T3
resul(93)=C3
resul(94)=W3
resul(95)=U3
resul(96)=ASR
resul(97)=TO3
resul(98)=D1
resul(99)=EFFiso
resul(100)=DS
resul(101)=CM3
resul(102)=CM3U2
resul(103)=CM2
resul(104)=CT2
resul(105)=WT2
resul(106)=RO2
resul(107)=LZ
resul(109)=ter
resul(110)=Wrotoriso
resul(111)=MER
resul(112)=MSR
resul(113)=B2
resul(114)=RO3
resul(115)=ALP1
resul(116)=ALP0
resul(117)=POO
resul(118)=tsr
resul(119)=Wesp
resul(120)=Wrotor
resul(121)=R2
resul(122)=R3RMS
resul(123)=R3S
resul(124)=R3H
resul(125)=R1
resul(126)=D3S
resul(127)=A0
resul(128)=A1
resul(129)=D2
resul(130)=bfb1
resul(131)=U4U3
resul(132)=CM1
resul(133)=bfr1
resul(134)=P1
resul(135)=C1C1cr
resul(136)=D3H
resul(137)=T1
resul(138)=MSB
resul(139)=RPT
resul(140)=RFS
resul(141)=RTT
resul(142)=RTS
resul(143)=R
resul(144)=BETA2opt
resul(145)=INCanger
resul(146)=Rer
resul(147)=Reb
resul(148)=BETA3opt
resul(149)=INCangsr
resul(150)=ALP0opt
resul(151)=INCangeb
resul(152)=ALP1opt
resul(153)=INCangsb
resul(154)=At
resul(155)=Rt
resul(156)=Ralv
resul(157)=Cp
resul(158)=G2
resul(159)=P4
resul(160)=PO4
resul(161)=Ldif
resul(162)=C4
resul(163)=D4
resul(164)=R4
resul(165)=T4
resul(167)=R3SR2r
resul(168)=Cm3Cm2
resul(169)=bfkr
resul(170)=INCangerid
resul(171)=R1R2w
resul(172)=R1R2r
resul(173)=D2D3RMS
resul(174)=B2D2
resul(175)=B2R3M
resul(176)=D3MD2
resul(177)=RPTb
resul(178)=RFSb
resul(179)=RTTb
resul(180)=RTSb
resul(181)=EFFpol
resul(182)=ALPgif
resul(183)=CT2U2

```

```

call dados_off_design
end subroutine turb1

```

```

!*****CALCULOS DAS CONDIÇÕES INTERMEDIAS DA VOLUTA*****

```

```

subroutine Rvol(Xv, AXv, RXv, VmassXv, RHOSv, Cmv, ALPv, Rsv, Cv, Tv, Pv)
use dados
implicit none
real At, Rt, Ralv, VMass, CT0, TOO, Cp, POO, G2
real Xv, AXv, RXv, VmassXv, RHOSv, Cmv, ALPv, Rsv, Cv, Tv, Pv

```

```

At=resul(154)
Rt=resul(155)
Ralv=resul(156)
VMass=inv(12)
CT0=resul(11)
TOO=inv(10)
Cp=resul(157)
POO=inv(11)*1000
G2=resul(158)

if (Xv == 360) then
VmassXv=Vmass
AXv=At*(Xv/360) !Área da seção de estudo da voluta (m2)
RXv=Ralv+(sqrt(AXv/PI)) !Raio da seção de estudo da voluta (m)
RH0sv=VmassXv/(AXv*CT0) !Massa específica estática da seção de estudo da voluta (kg/m3)
Cmv=VmassXv/(RH0sv*AXv) !Velocidade meridional da seção de estudo da voluta (m/s)
ALPv=atan(CT0/Cmv) !Ângulo absoluto da seção de estudo da voluta (Graus)
Cv=CT0/(sin(ALPv)) !Velocidade absoluta da seção de estudo da voluta (m/s)
Rsv=sqrt(AXv/PI) !Raio da seção transversal da voluta (m)
Tv=TOO-((Cv**2)/(2*Cp)) !Temperatura estática da seção de estudo da voluta (K)
Pv=POO*((Tv/TOO)**G2) !Pressão estática da seção de estudo da voluta (Pa)

else if (Xv .lt. 360 .and. Xv .gt. 0) then
VmassXv=Vmass*(1-(Xv/360)) !Vazão mássica da seção de estudo da voluta (kg/s)
AXv=At*(Xv/360) !Área da seção de estudo da voluta (m2)
RXv=Ralv+(sqrt(AXv/PI)) !Raio da seção de estudo da voluta (m)
RH0sv=VmassXv/(AXv*CT0) !Massa específica estática da seção de estudo da voluta (kg/m3)
Cmv=VmassXv/(RH0sv*AXv) !Velocidade meridional da seção de estudo da voluta (m/s)
ALPv=atan(CT0/Cmv) !Ângulo absoluto da seção de estudo da voluta (Graus)
Cv=CT0/(sin(ALPv)) !Velocidade absoluta da seção de estudo da voluta (m/s)
Rsv=sqrt(AXv/PI) !Raio da seção transversal da voluta (m)
Tv=TOO-((Cv**2)/(2*Cp)) !Temperatura estática da seção de estudo da voluta (K)
Pv=POO*((Tv/TOO)**G2) !Pressão estática da seção de estudo da voluta (Pa)

else if (Xv == 0) then
AXv=At*(Xv/360) !Área da seção de estudo da voluta (m2)
RXv=Ralv+(sqrt(AXv/PI)) !Raio da seção de estudo da voluta (m)
VmassXv=Vmass*(Xv/360) !Vazão mássica da seção de estudo da voluta (kg/s)
Rsv=sqrt(AXv/PI) !Raio da seção transversal da voluta (m)

end if
end subroutine Rvol

```

!*****CALCULOS DAS CONDIÇÕES INTERMEDIAS NA SAÍDA DO ROTOR*****

```

subroutine Rbu(X,BETAX,RX,UX,WX)
use datos
implicit none
integer X
real C3, U2, R3S, R3H, R2, DR, RX, U3CAL, BETA3CAL, BETAX, UX, WX

C3=resul(93)
U2=resul(88)
R3S=resul(123)
R3H=resul(124)
R2=resul(121)

DR=R3S-R3H
RX=R3H+((DR*X)/100)
U3CAL=(U2*RX)/R2
BETA3CAL=atan(U3CAL/C3)
BETAX=-BETA3CAL*(1/RAD)
UX=tan(BETA3CAL)*C3
WX=sqrt((UX**2)+(C3**2))

end subroutine Rbu

```

!*****CALCULOS DO ROTOR EM CONDIÇÕES FORA DO PROJETO*****

```

subroutine dados_off_design()
use datos
real G, POO, TOO, A0, A1, AER, ASR, D2, ALP1, BETA3, bfb1, bfr1
real PO1P2, ITEST, U2, U4U3, R, ClC1cr, DELV, VMAX, DQ, VMass
real ZBr, MODE, PolbPOO, EFFS, DELY, YMAX, D1, PVOD

G = inv(9) !G = G Relação de calores específicos
POO = inv(11)*1000 !PO = POO Pressão total na entrada da turbina (Bocal) (Pa)
TOO = inv(10) !TO = TOO Temperatura total na entrada da turbina (Bocal) (K)
A0 = resul(127) !A0 = A0 Área de entrada da turbina ou área de entrada do bocal (m2)
A1 = resul(128) !A1 = A1 Área de saída do bocal (m2)
AER = resul(91) !A3 = AER Área de entrada do rotor (m2)
ASR = resul(96) !A5 = ASR Área de saída do rotor (m2)
D2 = resul(129)*100 !D3 = D2 Diâmetro de entrada do rotor (cm)
ALP1 = resul(115)*(1/RAD) !AL1 = ALP1 Ângulo absoluto de saída da palheta do bocal (Grau)
BETA3 = inv(2) !B4 = BETA3 Ângulo relativo de saída da pá do rotor (Grau)
bfb1 = resul(130) !BL1 = bfb1 Fator de obstrução na saída do bocal
bfr1 = resul(133) !BL4 = bfr1 Fator de obstrução na saída do rotor
PO1P2 = resul(66) !PDSGN = PO1P2 Razão de pressão específica total-estática de projeto
ITEST = 1 !ITEST = 1 Valores de projeto que serão utilizados em PDSGN e ETAD
! são:A razão de pressão PO1P2 e rendimento total-estático
PVOD = inv(19) !PVOD = PVOD Porcentagem de velocidade para cálculo ponto fora de projeto (%)
U2 = resul(88)*(PVOD/100) !U3 = U2 Velocidade tangencial na entrada do rotor (m/s)
U4U3 = resul(131) !U4U3 = R3SR2 Razão de velocidades tangenciais na saída e entrada do rotor
R = resul(143) !R = R Constante do gás (J/KgK)
ClC1cr = 0.3 !V1 = ClC1cr Valor inicial de razão de vel. absoluta e crítica na saída do bocal
DELV = 0.05 !DELV = DELV Incremento da razão ClC1cr
VMAX = 1.4 !VMAX = VMAX Valor final da razão ClC1cr
DQ = resul(65) !XK = DQ Coeficiente de perda do rotor
VMass = inv(12) !WD = VMass Vazão mássica (kg/s)
ZBr = resul(57) !ZZ = ZBr Número de pás na entrada do rotor
MODE = 0 !MODE = 0 Modo de off-design com unidades no SI e com saída completa de dados
PolbPOO = resul(77) !PD = PolbPOO Razão de pressão total do bocal
EFFS = inv(5)/100 !ETAD = EFFS Eficiência total-estática da turbina
DELY = 0.05 !DELY = DELY Incremento da razão de vel. relativa crítica na saída do rotor
YMAX = 1.3 !YMAX = YMAX Valor final da razão de vel. relativa crítica na saída do rotor
D1 = resul(98)*100 !D2 = D1 Diâmetro de saída do bocal (cm)

```

!*****DADOS DE ENTRADA PARA CALCULOS DO ROTOR EM CONDIÇÕES FORA DO PROJETO*****

```
open(6,FILE='Dados de entrada para o ponto fora de projeto.DAT')

write(6,('/',A50,13X,I3,/))'PARAMETROS DE ENTRADA PARA O PONTO FORA DE PROJETO'
write(6,('A26,2X,f6.2')) 'VELOCIDADE DO ROTOR (%) = ',PVOD
write(6,('A28,28X,I3,/))'
write(6,('A36,27X,f12.5')) "Relação de calores específicos (G)"
write(6,('A56,7X,f12.5')) "Pressão total na entrada da turbina (Bocal) [POO](Pa)"
write(6,('A59,4X,f12.5')) "Temperatura total na entrada da turbina (Bocal) [TOO](K)"
write(6,('A36,27X,f12.5')) "Área de entrada do bocal [A0] (m2)"
write(6,('A34,29X,f12.5')) "Área de saída do bocal [A1] (m2)"
write(6,('A37,26X,f12.5')) "Área de entrada do rotor [AER] (m2)"
write(6,('A35,28X,f12.5')) "Área de saída do rotor [ASR] (m2)"
write(6,('A40,23X,f12.5')) "Diâmetro de entrada do rotor [D2] (cm)"
write(6,('A59,4X,f12.5')) "Ângulo absoluto de saída da palheta do bocal [ALP1] (Graus)"
write(6,('A57,6X,f12.5')) "Ângulo relativo de saída da pá do rotor [BETA3] (Graus)"
write(6,('A45,18X,f12.5')) "Fator de obstrução na saída do bocal [bfb1]"
write(6,('A45,18X,f12.5')) "Fator de obstrução na saída do rotor [bfr1]"
write(6,('A54,9X,f12.5')) "Razão de pressão total específica do projeto [POLP2]"
write(6,('A61,2X,f12.5')) "PDSGN e ETAD são:Razão de pressão e rend. total-est [ITEST]"
write(6,('A54,9X,f12.5')) "Velocidade tangencial na entrada do rotor [U2] (m/s)"
write(6,('A58,5X,f12.5')) "Razão de velocidades tang. saída/entrada do rotor [U4U3]"
write(6,('A30,33X,f12.5')) "Constante do gás [R] (J/kgK)"
write(6,('A59,4X,f12.5')) "Razão de vel. absoluta/crítica na saída do bocal [C1C1cr]"
write(6,('A61,2X,f12.5')) "Incmnt. da razão de vel. abs./crít. na saída do bocal [DELV]"
write(6,('A57,6X,f12.5')) "Razão final de vel. abs./crít. na saída do bocal [VMAX]"
write(6,('A36,27X,f12.5')) "Coeficiente de perda do rotor [DQ]"
write(6,('A31,32X,f12.5')) "Vazão mássica [VMass] (Kg/s)"
write(6,('A41,22X,f12.5')) "Número de pás na entrada do rotor [ZBr]"
write(6,('A62,1X,f12.5')) "Off-design com unidades no SI e saída compl. de dados [MODE]"
write(6,('A45,18X,f12.5')) "Razão de pressão total do estator [POLbPOO]"
write(6,('A46,17X,f12.5')) "Eficiência total-total da turbina [EFFS](%)"
write(6,('A60,3X,f12.5')) "Incmnt da razão de vel. rel. crít. na saída do rotor [DELY]"
write(6,('A57,6X,f12.5')) "Razão final de vel. rel. crít. na saída do rotor [YMAX]"
write(6,('A38,25X,f12.5')) "Diâmetro de saída do bocal [D1] (cm)"

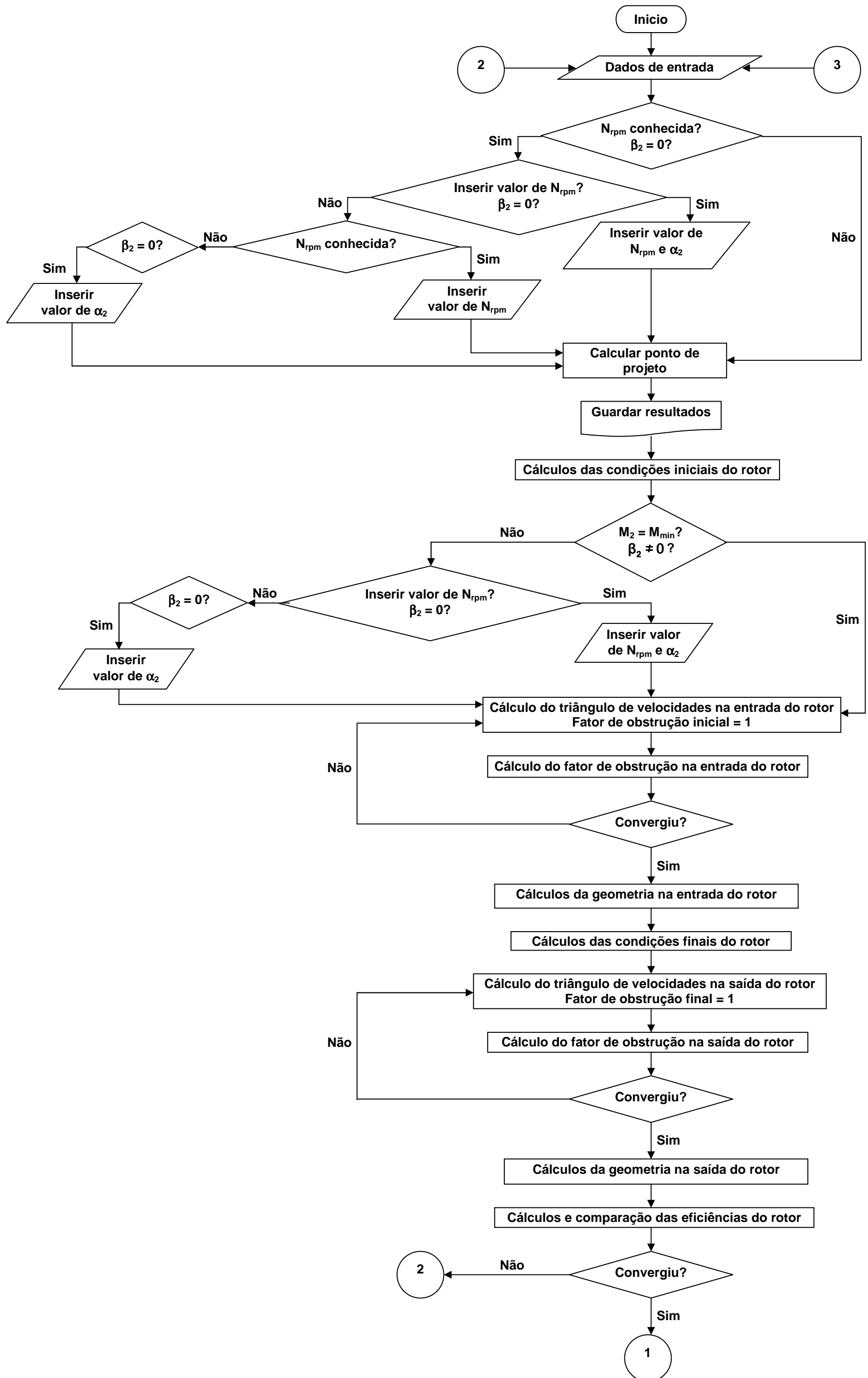
close (6)

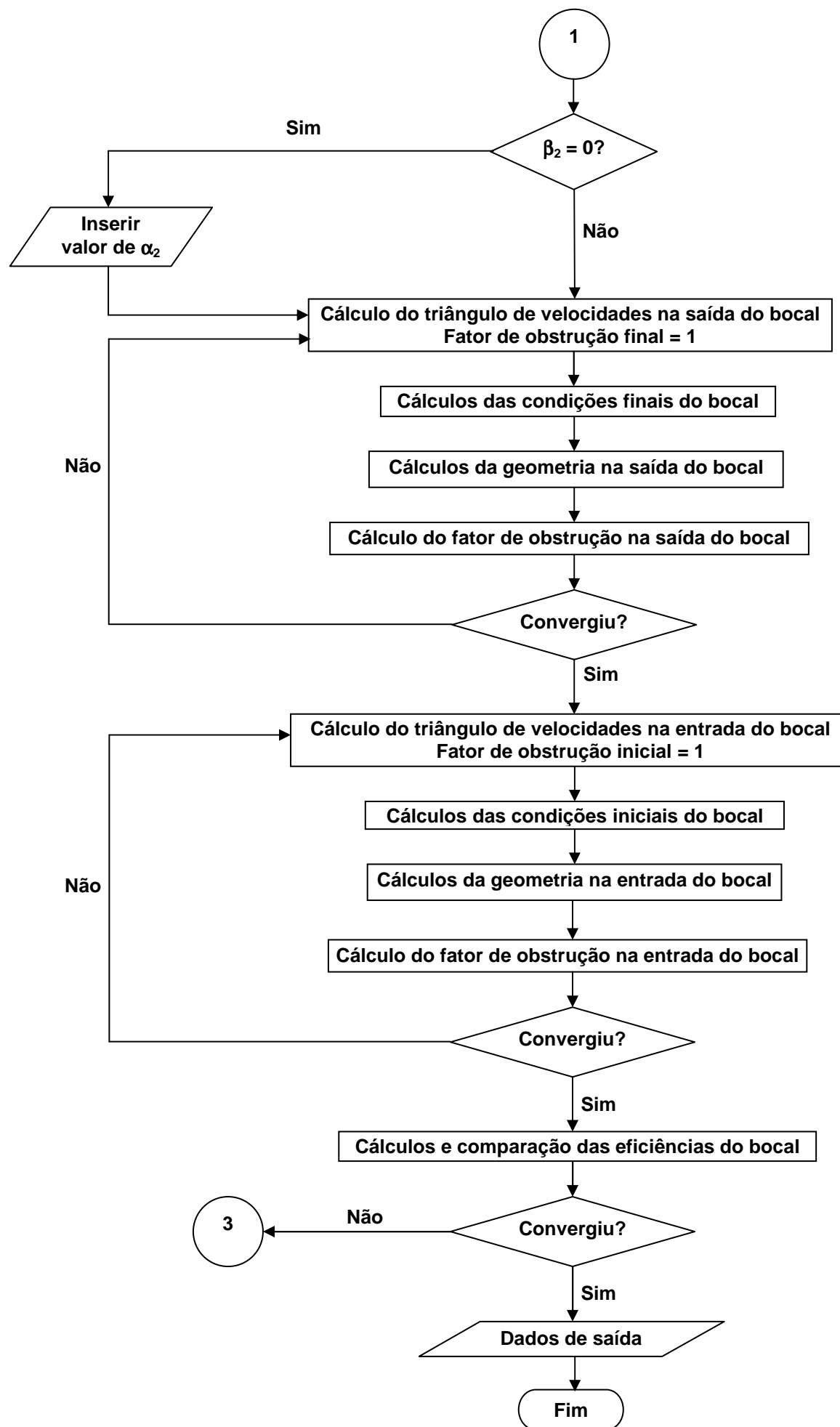
end subroutine dados_off_design
```

!*****

Apêndice C

FLUXOGRAMA DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS





Apêndice D

DESCRIÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO FORA DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS

D.1 ENTRADA DO PROGRAMA

A entrada de dados do programa consiste em dois cabeçalhos, seguidos dos dados físicos e das opções de escolha no formato NAMELIST. Dois cabeçalhos adicionais devem preceder cada caso que será calculado no mesmo pacote de dados. Os dados físicos e as opções são inseridos no registro de dados com o nome de IN no NAMELIST.

Todos os dados físicos necessários e as opções devem ser inseridos para o primeiro caso, no pacote de dados. Para os casos que se sucedem no mesmo pacote de dados, somente aqueles itens que serão alterados precisam ser inseridos. Com a nova modificação feita no presente programa computacional não é necessário realizar este tipo de procedimento para inserir os dados de entrada, devido que o programa “*Turbina DP*” gera automaticamente um arquivo com estes dados para logo ser inserida na rotina “*Turbina ODP*”.

D.2 OPÇÕES

O programa possui três opções que precisam ser especificadas na entrada de dados e são definidas pela variável MODE, descrita na lista de variáveis de entrada. A primeira opção é a escolha do sistema de unidades, SI ou US, a serem utilizados na entrada e na saída de dados.

A unidade particular a ser empregada em cada variável é incluída na lista de variáveis de entrada. A segunda opção é a escolha do modo de operação: modo de projeto ou modo de desempenho *off-design*. O modo de projeto é utilizado para se determinar automaticamente a relação de pressão total do bocal e o coeficiente de perda do rotor que fornece a vazão de projeto e o rendimento na relação de pressão de projeto.

A variável de entrada ITEST, é usada para determinar se o rendimento total e a razão de pressão total, ou o rendimento estático e a razão de pressão total e estática, são empregados como valores de projeto. O modo de *off-design* é utilizado para o cálculo do desempenho para toda a faixa desejada de velocidade e razão de pressão. A terceira opção propicia a escolha de uma saída de dados resumida para o modo *off-design*. A saída de dados resumida inclui os parâmetros de desempenho equivalente e parâmetros adimensionais de projeto. Toda a saída de dados gerada pelo programa é descrita no item “Descrição da saída de dados”.

D.3 MENSAGENS

Nas condições além do *entupimento* para o carregamento limite da pá, uma mensagem será escrita após o último ponto de desempenho calculado – “O ÚLTIMO CASO É APROXIMADAMENTE O CASO DE CARREGAMENTO LIMITE.”.

D.4 VARIÁVEIS DE ENTRADA

As variáveis de entrada são apresentadas na Tabela 21, como se mostra a seguir:

Tabela 21 - Variáveis de entrada.

AL1	Ângulo de saída da palheta, α_l , Graus
A0	Área na entrada da turbina, A_0 , m ² , ft ²
A1	Área imediatamente antes da saída do bocal, A_1 , m ² , ft ²
A3	Área imediatamente antes da entrada do rotor, A_3 , m ² , ft ²
A5	Área imediatamente após a saída do rotor, A_5 , m ² , ft ²
BL1	Fator de obstrução na saída do bocal.
BL4	Fator de obstrução na saída do rotor.
B4	Ângulo de saída da pá, β_4 , Graus
DELV	Incremento da razão de velocidade absoluta crítica na saída do bocal, $(V/V_{cr})_1$
DELY	Valor de incremento da razão de velocidade relativa crítica na saída do rotor utilizado depois do <i>entupimento</i> , $(W/W_{cr})_4$
D2	Diâmetro na saída do bocal, D_2 , cm, in
D3	Diâmetro na entrada do rotor, D_3 , cm, in
ETAD	Valor de projeto do rendimento estático η_s (total-estático) ou do rendimento total η_t (com condições de estagnação) (veja ITEST).
G	Relação de calores específicos, k
ITEST	Especificam quais dos valores de projeto serão utilizados em PDSGN e ETAD: ITEST=1, a razão entre a pressão total e a estática p_0/p_5 e o rendimento estático η_s são escolhidos.
MODE	Especifica qual a opção do programa será utilizada: MODE=0 fornece o modo de <i>off-design</i> com unidades no SI e com saída completa de dados. MODE=1 fornece o modo de <i>off-design</i> com unidades no SI e com saída resumida de dados.
PD	Razão de pressão total do bocal, p_1/p_0
PDSGN	Razão de pressão total de projeto específica p_0/p_{05} ou razão entre a pressão total e estática p_0/p_5 (ver ITEST)
P0	Pressão total de entrada p_0 , N/m ² , psia.
R	Constante do gás, R , J/(kg K), (ft-lb)/(lb °R)
T0	Temperatura total na entrada, T_0 , K, °R
U3	Velocidade tangencial na entrada do rotor, U_3 , m/s, ft/s; na condição de projeto.
U4U3	Razão velocidades tangenciais de saída e de entrada do rotor.
VMAX	Valor final da relação de velocidade absoluta crítica na saída do bocal $(V/V_{cr})_1$
V1	Valor inicial da relação de velocidade absoluta crítica na saída do bocal $(V/V_{cr})_1$
WD	Valor de projeto da vazão mássica, \dot{m} , kg/s, lb/s
XK	Coeficiente de perda do rotor, K , a partir das perdas na condição de projeto.
YMAX	Valor final da relação de velocidade relativa crítica na saída do rotor $(W/W_{cr})_4$
ZZ	Número de pás do rotor.

D.5 DESCRIÇÃO DE SAÍDA DE DADOS

A saída de dados para o modo ponto de projeto e fora do ponto de projeto para os dados de entrada são mostradas nas Tabelas 22 e 23. A primeira linha da saída corresponde ao título de identificação do programa, que é impresso automaticamente.

As próximas duas linhas são as mensagens de texto. As três linhas seguintes são os valores das variáveis de entrada. Os próximos dados a serem impressos são os valores calculados da razão de pressão total do bocal e o coeficiente de perda do rotor, seguidos dos valores de projeto da vazão mássica, do rendimento e da razão de pressão.

Tabela 22 - Entrada de dados para o ponto de projeto da turbina.

Variável	Valor	Unidade
P0	172368,9	N/m ²
T0	144,44	K
A0	0,0120	m ²
A1	0,0038	m ²
A3	0,0039	m ²
A5	0,0044	m ²
AL1	72,47	°
B4	-56,86	°
U3	237,9524	m/s
U4U3	0,5677	--
R	99,1976	J/(kg K)
G	1,6667	--
BL1	0,9516	--
BL4	0,9371	--
ZZ	22,0	--
V1	0,30	--
DELV	0,05	--
VMAX	0,80	--
DELY	0,05	--
YMAX	1,40	--
D3	12,6238	cm
D2	12,9997	cm
MODE	2	--
ETAD	0,913	--
PDSGN	1,74	--
ITEST	2	--
WD	0,33879	kg/s

Tabela 23 - Entrada de dados para o modo fora do ponto de projeto da turbina.

Variável	Valor	Descrição	Unidade
12,62 – cm diâmetro da turbina - 100% da rotação de projeto			
P0	172368,9	Pressão total de entrada p_0	N/m ²
T0	144,44	Temperatura total na entrada, T_0	K
A0	0,012	Área na entrada da turbina, A_0 .	m ²
A1	0,0038	Área imediatamente antes da saída do bocal, A_1 .	m ²
A3	0,0039	Área imediatamente antes da entrada do rotor, A_3 .	m ²
A5	0,0044	Área imediatamente após a saída do rotor, A_5 .	m ²
AL1	72,47	Ângulo de saída da palheta, α_1 .	°
B4	-56,86	Ângulo de saída da pá, β_4 .	°
U3	237,9524	Velocidade tangencial na entrada do rotor, U_3	m/s
U4U3	0,5677	Razão de velocidades tangenciais de saída e de entrada do rotor.	--
R	99,1976	Constante do gás, R .	J/(kg K)
G	1,6667	Relação de calores específicos, k	--
BL1	0,9516	Fator de obstrução na saída do bocal.	--
BL4	0,9371	Fator de obstrução na saída do rotor.	--
ZZ	22,0	Número de pás do rotor.	--
V1	0,30	Valor inicial da relação de velocidade absoluta crítica na saída do bocal $(V/V_{cr})_1$.	--
DELV	0,05	Valor de incremento da razão de velocidade absoluta crítica na saída do bocal, $(V/V_{cr})_1$.	--
VMAX	0,80	Valor final da relação de velocidade absoluta crítica na saída do bocal $(V/V_{cr})_1$.	--
DELY	0,05	Valor de incremento da razão de velocidade relativa crítica na saída do rotor utilizado depois do <i>entupimento</i> , $(W/W_{cr})_4$.	--
YMAX	1,40	Valor final da relação de velocidade relativa crítica na saída do rotor $(W/W_{cr})_4$.	--
D3	12,6238	Diâmetro na entrada do rotor, D_3 .	cm
D2	12,9997	Diâmetro na saída do bocal, D_2	cm
MODE	1	MODE=1 fornece o modo de <i>off-design</i> com unidades no SI e com saída resumida de dados;	--
XK	0,2869	Coefficiente de perda do rotor, K .	--
PD	0,9878	Razão de pressão total do bocal, p_{01}/p_{00} .	--
WD	0,3387	Valor de projeto da vazão mássica, \dot{m}	kg/s
12,62 – cm diâmetro da turbina - 90% da rotação de projeto			
U3	214,1572	Velocidade tangencial de entrada do diâmetro externo, U_3 .	m/s

Uma lista com os nomes das variáveis utilizadas na saída de dados e seus correspondentes símbolos de engenharia é mostrada na Tabela 24.

Tabela 24 - Variáveis utilizadas no programa.

Variável	Símbolo	Variável	Símbolo	Variável	Símbolo
ALPHA-1	α_1	EQ-TOR	Γ_{eq}	VU/VCR)1	$(V_u/V_{cr})_1$
ALPHA-2	α_2	EQ-W	\dot{m}_{eq}	V/VCR)2	$(V/V_{cr})_2$
ALPHA-3	α_3	ETA-S	η_s	VR/VCR)2	$(V_r/V_{cr})_2$
ALPHA-5	α_5	ETA-T	η_t	VCR)3	$V_{cr,3}$
A0	A_0	GAMMA	γ	V/VCR)3	$(V/V_{cr})_3$
A1	A_1	I-3	i_3	VR/VCR)3	$(V_r/V_{cr})_3$
A3	A_3	K	K	VU/VCR)3	$(V_u/V_{cr})_3$
A5	A_5	N	N	VCR)5	$V_{cr,5}$
BETA-3	β_3	NS	N_s	V/VCR)5	$(V/V_{cr})_5$
BETA-4	β_4	N/T	$N/\sqrt{T'_0}$	VU/VCR)5	$(V_u/V_{cr})_5$
BETA-5	β_5	NU	ν	VX/VCR)5	$(V_x/V_{cr})_5$
BL1	B_1	P	P	W	W
BL4	B_4	PD	$(\dot{p}'_1/\dot{p}'_0)_{des}$	W.F.	WF
DEL-H	$\Delta h'$	P0,	p''	WN/DEL	WN/δ
DEL-H/T	$\Delta h'/T'_0$	P0,/P5	\dot{p}'_0/p_5	WT/P	$10^4 W \sqrt{T'_0} / \dot{p}'_0$
DESIGN ETA-S	$\eta_{s,des}$	P0,/P5,	\dot{p}'_0/\dot{p}'_5	W/WCR)3	$(W/W_{cr})_3$
DESIGN ETA-T	$\eta_{t,des}$	R	R	WR/WCR)3	$(W_r/W_{cr})_3$
DESIGN P0,/P5	$(\dot{p}'_0/p_5)_{des}$	TOR	Γ	WU/WCR)3	$(W_u/W_{cr})_3$
DESIGN P0,/P5,	$(\dot{p}'_0/\dot{p}'_5)_{des}$	TOR/P	$10^6 \Gamma/\dot{p}'_0;$ $144\Gamma/\dot{p}'_0$	W/WCR)4	$(W/W_{cr})_4$
DESIGN WT-FLOW	W_{des}	T0,	T'_0	WU/WCR)4	$(W_u/W_{cr})_4$
D3	D_3	U3	U_3	WX/WCR)4	$(W_x/W_{cr})_4$
EQ-DEL-H	$\Delta h'_{eq}$	U4U3	U_4/U_3	W/WCR)5	$(W/W_{cr})_5$
EQ-N	N_{eq}	V/VCR)0	$(V/V_{cr})_0$	WX/WCR)5	$(W_x/W_{cr})_5$
EQ- P0,/P5,	$(\dot{p}'_0/\dot{p}'_5)_{eq}$	V/VCR)1	$(V/V_{cr})_1$	ZZ	Z
EQ- P0,/P5	$(\dot{p}'_0/p_5)_{eq}$	VR/VCR)1	$(V_r/V_{cr})_1$	--	--

Apêndice E

LINHAS DE PROGRAMAÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO FORA DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS

```

!
! PROGRAM: OFF-DESIGN TURBINA RADIAL
!
! PURPOSE: PROGRAMA DE CÁLCULO PARA À PREDIÇÃO DO COMPORTAMENTO
!          FORA DO PONTO DE PROJETO.
!          UNIDADES NO SISTEMA INTERNACIONAL
!

SUBROUTINE OFFDESING()
use TurbinaImprimirGlobals
CHARACTER*255 NAME, tit, caso
NAMELIST /IN/ G,P0,T0,A0,A1,A3,A5,D3,AL1,B4,BL1,BL4,PDSGN,ITEST,
1U3,U4U3,R,V1,DELV,VMAX,XK,WD,ZZ,MODE,PD,ETAD,DELY,YMAX,D2

subr(X,G)=(1.-(G-1.)/(G+1.))*X**((1.-(G-1.))*X

OPEN(5,FILE='Dados de entrada para P-FD.txt',STATUS='OLD')
READ(5,100) name, caso
READ(5,IN)
CLOSE(5)

MD=1
MODE=MD
1 IF (MD.EQ.0) THEN
tit=titu
ELSEIF (MD.EQ.1) THEN
tit=titu2
ENDIF

OPEN(6,FILE=tit)
WRITE(6,200) NAME, caso
WRITE(6,400) G,P0,A1,AL1,B4,PD,R,T0,A3,BL1,BL4,XK,D3,A0,A5,U3,
1U4U3, ZZ
IF (MODE.EQ.1.OR.MODE.EQ.4) WRITE(6,666)
DELV1 = DELV
ALX = AL1
B4X = B4
T = 0.01745329
TOL = 0.00001
AL1 = T*AL1
B4 = T*B4
COSAL1=COS(AL1)
SINAL1=SIN(AL1)
COSB4=COS(B4)
SINB4=SIN(B4)
XJ=778.029
GR=32.1741
IT = 1
J = 1
K = 1
L = 1
M = 1
N = 1
VX = 0.0
XDEL = 0.1
G1 = G+1.
G2 = G-1.
G3 = G2/G1
G4 = G/G1
G5 = G/G2

!
! ANÁLISE DO BOCAL: CONDIÇÕES DE ENTRADA
!

IF (MODE.EQ.3.OR.MODE.EQ.4.OR.MODE.EQ.5) GO TO 2
VCR = SQRT(2.*G4*R*T0)
PVCR = P0*SQRT(2.*G4/R/T0)
GO TO 3
2 VCR = SQRT(2.*G4*GR*R*T0)
PVCR = P0*SQRT(2.*G4*GR/R/T0)
3 V1VC1 = V1
9 CONTINUE

```

```

IF(V1VC1.GT.1) GO TO 15
NCCOUNT = 0
IF(MODE.EQ.0.OR.MODE.EQ.1.OR.MODE.EQ.3.OR.MODE.EQ.4) GO TO 10
4 PD = 1.0
K = 1
SS = WD/PVCR/A1/COSAL1/PD
V1VC1 = 0.5
5 X = V1VC1
F = SUBR(X,G) - SS
FP = (F+SS)/X-2.*X*X/G1*(1.-G3*X*X)**(1./G2-1.)
V1VC1 = X-F/FP
IF(ABS((V1VC1-X)/V1VC1).LT.TOL) GO TO 10
GO TO 5
15 VK = 1.
PVK = SUBR(VK,G)
WK = COS(ALX*T)*PVK*A1*PVCR*PD
PV1 = SUBR(V1VC1,G)
COSAL1 = WK/(A1*PD*PV1*PVCR)
AL1 = ACOS(COSAL1)
SINAL1 = SIN(AL1)
GO TO 13
10 PV1 = SUBR(V1VC1,G)
W1 = PV1*A1*PVCR*COSAL1*PD
V0VC0 = V1VC1/6.
QX = PV1*A1/A0*COSAL1*PD
12 X = V0VC0
F = SUBR(X,G)-QX
FP = (F+QX)/X-2.*X*X/G1*(1.-G3*X*X)**(1./G2-1.)
V0VC0 = X-F/FP
IF(ABS((V0VC0-X)/V1VC1).LT.TOL) GO TO 13
GO TO 12
13 VUVC1 = V1VC1*SINAL1
VRVC1 = V1VC1*COSAL1
VUVC2 = VUVC1
!
! ANÁLISE DO BOCAL: CONDIÇÕES DE SAÍDA
!
Q = PV1*COSAL1*BL1
X = V1VC1/3.
61 F = (1.-G3*(X*X+VUVC2**2))**(1./G2)*X-Q
F1 = (F+Q)/X
FP = -2.*X*X/G1*F1**(1./G2-1.) + F1
X1 = X-F/FP
IF(ABS((X1-X)/X1)-TOL) 62,62,63
63 X = X1
GO TO 61
62 VRVC2 = X
V2VC2 = SQRT(VRVC2**2+VUVC2**2)
PV2 = SUBR(V2VC2,G)
COSAL2 = VRVC2/V2VC2
AL2 = ACOS(COSAL2)
SINAL2 = SIN(AL2)
!
! CONDIÇÕES DE ESCOAMENTO LIVRE
!
VUVC3 = VUVC2*D2/D3
Q = PV2*COSAL2*D2/D3
X = VUVC3/5.
22 F = (1.-G3*(X*X+VUVC3**2))**(1./G2)*X-Q
F1 = (F+Q)/X
FP = -2.*X*X/G1*F1**(1./G2-1.)+F1
X1 = X-F/FP
IF(ABS((X1-X)/X1)-TOL) 20,20,21
21 X=X1
GO TO 22
20 V3VC3 = SQRT(VUVC3**2+X*X)
COSAL3 = X/V3VC3
AL3 = ACOS(COSAL3)
SINAL3 = SIN(AL3)

```

```

VRVC3 = X
!
!
!
ANÁLISE DO ROTOR: CONDIÇÕES DE ENTRADA
T3T3 = (1.0-G3*(2.0*U3*VUVC3/VCR-(U3/VCR)**2))
WCVC3 = SQRT(T3T3)
WUVC3 = VUVC3 - U3/VCR
WUWC3 = WUVC3/WCVC3
W3VC3 = SQRT(WUVC3**2 + VRVC3**2)
W3WC3 = W3VC3/WCVC3
WRWC3 = SQRT(W3VC3**2 - WUWC3**2)
P3P3 = T3T3**(G5)
PWVC3 = T3T3**(G1/2./G2)
SINB3 = WUWC3/W3WC3
B3 = ASIN(SINB3)
COSB3 = COS(B3)
V3TU3 = 1.-1.98/ZZ
VU3T = V3TU3*U3
WU3T = VU3T - U3
AB = ATAN((WU3T/VCR)/VRVC3)
XI3 = B3-AB
FS = SIN(XI3)
FC = COS(XI3)
WCR3 = WCVC3*VCR
T4T3 = 1.-G3*(U3/WCR3)**2*(1.-U4U3**2)
WC4WC3 = SQRT(T4T3)
W3WC4 = W3WC3/WC4WC3
PW4PW3 = T4T3**(1./G3/2.)
PWC3 = SUBR(W3WC3,G)
YGIV = PWC3*(A3/A5/BL4)*(COSB3/COSB4)/PW4PW3
IF(MODE.EQ.2.OR.MODE.EQ.5) XK=0.1
Y = 0.3
31 IND = 1
32 NCOUNT = NCOUNT + 1
CX = W3WC4**2*(XK*FC**2 + FS**2)
IF(B3.GT.AB) CX=W3WC4**2*(XK*FC**2+FS**3)
AX = XK*Y*Y + CX
BX = 1.- G3*Y*Y
EX = (1.- G3*(AX/BX))**G5
YCAL=SUBR(Y,G)*EX
IF(IND.GE.6.AND.ABS((YCAL-YGIV)/YCAL).LE.TOL) GO TO 80
CALL CONTIN(Y,YCAL,IND,M,YGIV,XDEL)
IF(IND.LT.10) GO TO 32
! IND=10 INDICATES CHOKED FLOW
IF(IND.EQ.10) GO TO 33
! IND=11 INDICATES NO SOLUTION IS FOUND IN 100 ITERATIONS
IF(IND.EQ.11) WRITE(6,2040)
IF(NCOUNT.GE.1000) WRITE(6,2050)
33 V1VC1 = V1VC1-DELV
34 DELV = DELV/2.
V1VC1 = V1VC1 + DELV
N = 2
GO TO 9
35 IT = 2
GO TO 82
80 IF(MODE.EQ.2.OR.MODE.EQ.5) GO TO 82
IF(ABS((V1VC1-VX)/V1VC1).LT.TOL) GO TO 35
VX = V1VC1
IF(N.EQ.2) GO TO 34
82 W4WC4 = Y
PW4 = SUBR(Y,G)
P4P4ID = YGIV/PW4
PWC4 = PVCR*PD*PWVC3*PW4PW3*P4P4ID
85 CONTINUE
WUWC4 = W4WC4*SINB4
WXWC4 = W4WC4*COSB4
HA = WXWC4
IF(HA.GT.1.) GO TO 56
Q = PW4*COSB4*BL4
X = W4WC4/3.

```

```

70  F = (1.-G3*(X*X+WUWC4**2))**(1./G2)*X-Q
    F1 = (F+Q)/X
    FP = -2.*X/G1*F1*(2.-G)*X+F1
    X1 = X-F/FP
    IF (ABS((X1-X)/X1)-TOL) 71,71,72
72  X = X1
    GO TO 70
!
!
!
71  WXWC5 = X
    W5WC5 = X*X+WUWC4**2
    W5WC5 = SQRT(W5WC5)
    SINB5 = WUWC4/W5WC5
    VUWC4 = 1./WCVC3*U4U3*U3/VCR/WC4WC3+WUWC4
    VUWC5 = VUWC4
    V5WC5 = VUWC5**2 + X*X
    V5WC5 = SQRT(V5WC5)
    T4T4 = 1.+ G3*(VUWC4**2 - WUWC4**2)
    Q1 = SQRT(T4T4)
    VXVC5 = WXWC5/Q1
    VUVC5 = VUWC5/Q1
    V5VC5 = V5WC5/Q1
    AL5 = 1./T*ASIN(VUVC5/V5VC5)
    B5 = 1./T*ASIN(SINB5)
    WUWC5 = WUWC4
    VU4VC3 = WUWC4*WC4WC3*WCVC3+U4U3*U3/VCR
    T5T0 = 1.-2.*G3/VCR*(U3*VUVC5-U4U3*U3*VU4VC3)
    T5 = T0*T5T0
    VCR5 = VCR*SQRT(T5T0)
    P5P5 = T4T4**(G5)
    P4P3ID = T4T3**(G5)
    P5P0 = PD*P3P3*P4P3ID*P4P4ID*P5P5
    P5 = P0*P5P0
    P5P5P = (1.-G3*(V5VC5**2))**(G5)
    P5P0P = P5P0*P5P5P
    VC5VC0 = (VCR5/VCR)**2
    P5P0G = P5P0**(G2/G)
    P5P0PG = P5P0P**(G2/G)
    Z = 1. / P5P0
    Z1 = 1. / P5P0P
    H1 = 1. - VC5VC0
    ETAS = H1/(1.-P5P0PG)
    ETAT = H1/(1.-P5P0G)
!
!
!
                                CÁLCULO DE XK E PD
!
IF (MODE.EQ.0.OR.MODE.EQ.1.OR.MODE.EQ.3.OR.MODE.EQ.4) GO TO 40
ET = ETAS
IF (ITEST.EQ.2) ET = ETAT
IF (K.EQ.5) GO TO 30
CALL GETK(XK,ET,ETAD,K)
IF ((ETAD-ET).GT.0.1) GO TO 90
GO TO 31
30  PR = Z1
    IF (ITEST.EQ.2) PR = Z
    IF (L.EQ.5) GO TO 40
    CALL SEEKPR(PDSGN,PR,PD,L)
    GO TO 4
!
!
!
                                CÁLCULOS ADICIONAIS NA SAÍDA DP ROTOR
!
40  CONTINUE
    IF (MODE.EQ.3.OR.MODE.EQ.4.OR.MODE.EQ.5) GO TO 41
    THETCR = G4*R*T0/48247.36
    STHETA = SQRT(THETCR)
    DELTA = P0/101325.
    XNOTH = 100.*U3/3.14159/D3/STHETA
    XN = XNOTH*STHETA
    DHTCR = H1*48247.36/G3

```

```

DELH = DHTCR*THETCR
DHIDS = (1.-P5P0PG)*G5*R*T0
DHIDT = (1.-P5P0G)*G5*R*T0
EQPRS = 1./(1.-DHIDS/289484.2/THETCR)**3.5
EQPRT = 1./(1.-DHIDT/289484.2/THETCR)**3.5
XNU = U3/SQRT(2.*DHIDS)
WTOP = W1*100.**2*SQRT(T0)/P0
TOR = DELH*W1*9.549274/XN
TOP = TOR*1.E+06/P0
ELAM = DELH/U3**2
RHO5P = P5P0*P0/VCR5**2*2.*G4
P = DELH*W1/1000.
GO TO 43
41 THETCR = G4*R*T0/16141.4357
STHETA = SQRT(THETCR)
DELTA = P0/2116.22
XNOTH = 720.*U3/3.14159/D3/STHETA
XN = XNOTH*STHETA
DHTCR = H1*16141.4357/G3/XJ
DELH = DHTCR*THETCR
DHIDS = (1.-P5P0PG)*G5*R*T0/XJ
DHIDT = (1.-P5P0G)*G5*R*T0/XJ
EQPRS = 1./(1.-DHIDS/124.4808/THETCR)**3.5
EQPRT = 1./(1.-DHIDT/124.4808/THETCR)**3.5
XNU = U3/SQRT(2.*GR*XJ*DHIDS)
WTOP = W1*SQRT(T0)*144./P0
TOR = DELH*W1/1.12164E-05/XN
TOP = TOR*144./P0
ELAM = DELH*GR*XJ/U3**2
RHO5P = P5P0*P0*2.*GR*G4/VCR5**2
P = DELH*W1*XJ/550.
43 PRS = 1./EQPRS
EPS = (G1/2.)**(G5)*0.7395945/G
WTHODE = W1*STHETA*EPS/DELTA
EQTOR = TOR*EPS/DELTA
WNODE = WTHODE*XNOTH
DELHOT = DELH/T0
XNOT = XN/SQRT(T0)
RHO5RT = P5P5P**(1./G)
RHO5 = RHO5RT*RHO5P
CAPQ = W1/RHO5
SCAPQ = SQRT(CAPQ)
IF(MODE.EQ.3.OR.MODE.EQ.4.OR.MODE.EQ.5) GO TO 42
XNS = XN*0.10472*SCAPQ/(DHIDT**0.75)
GO TO 45
42 XNS=XN*SCAPQ/((XJ*DHIDT)**0.75)
45 CONTINUE
!
! SAÍDA COMPLETA DE DADOS
!
IF(IT.EQ.3) GO TO 44
AL1 = AL1/T
AL2 = AL2/T
XI3 = XI3/T
AL3 = AL3/T
B3 = B3/T
B4 = B4/T
44 CONTINUE
IF(MODE.EQ.1.OR.MODE.EQ.4) WRITE(6,505) V1VC1,XNS,PRS,XNU,ETAT,
1ETAS,DHTCR,WTHODE,EQPRS,EQPRT,WTOP,W1
IF(MODE.EQ.0.OR.MODE.EQ.3) GO TO 46
IF(MODE.EQ.1.OR.MODE.EQ.4) GO TO 48
WRITE(6,509) PD,XK,WD
IF(ITEST.EQ.1) WRITE(6,525) ETAD,PDSGN
IF(ITEST.EQ.2) WRITE(6,526) ETAD,PDSGN
46 CONTINUE

WRITE(6,500) V1VC1,AL1,V3VC3,W4WC4,W5WC5,VUVC1,AL2,VUVC3,WUWC4,
1WXWC5,VRVC1,AL3,VRVC3,WXWC4,V5VC5,V0VC0,B3,W3WC3,B4,VUVC5,V2VC2,
2XI3,WUWC3,B5,VXVC5,VRVC2,VCR,WRWC3,VCR5,AL5

```

```

WRITE(6,501) WTHODE,EQPRS,Z1,WTOP,W1,DHTCR,ETAS,XNU,DELHOT,DELH,
1XNOTH,ETAT,XNS,XNOT,ELAM,EQTOR,EQPRT,Z,TOP,TOR,XN,P,WNODE,T5,P5
IF(MODE.EQ.2.OR.MODE.EQ.5) GO TO 51

48 CONTINUE
IF(WXWC4.EQ.1.) GO TO 59
IF(J.EQ.2) GO TO 57
IF(IT.GE.2) GO TO 55
AL1 = ALX*T
B4 = B4X*T
V1VC1 = V1VC1+DELV
IF(V1VC1.GT.VMAX) GO TO 51
GO TO 9

51 AL1 = ALX
DELV = DELV1
B4 = B4X
IF (MD.EQ.1) goto 3000

55 IT=3
GIV = YGIV*COS(B4X*T)
Y = Y + DELY
IF(Y.GT.YMAX) GO TO 51

53 W4WC4 = Y
PW4 = SUBR(Y,G)
AX = XK*Y*Y+CX
BX = 1.-G3*Y*Y
P4P4ID = (1.-G3*(AX/BX))*G5
COSB4 = GIV/(PW4*P4P4ID)
B4 = ACOS(COSB4)
B4 = -B4
COSB4 = COS(B4)
SINB4 = SIN(B4)
B4 = B4/T
IF(J.EQ.2) GO TO 58
GO TO 85

56 IF(J.EQ.2) GO TO 57
Y = Y - DELY
DELL = DELY/5.
J = 2

57 Y = Y + DELL
GO TO 53

58 HB = W4WC4*COSB4
IF(ABS((HB-HA)/HA).LT.0.02) GO TO 59
DELL = DELL/2.
GO TO 85

59 WRITE(6,600)
GO TO 51

90 WRITE(6,300)
GO TO 1

!
!
!
100 FORMAT(A22,/,A31)
!
200 FORMAT(41X,35HREPORTE PARA PONTO FORA DE PROJETO/
124X,A22,/,24X,A31,/)
!
300 FORMAT(/10X,54HNO SOLUTION FOR THIS CASE - CHECK A1,BL1,AL1 OR B4,
1BL4)
!
400 FORMAT(7H GAMMA,2X,G13.5,7H P0.,2X,G13.6,6H A1,3X,G12.5,
12X,7HALPHA-1,2X,G13.5,7H BETA-4,2X,G13.6,5H PD,2X,G13.5,/,
27H R,2X,G13.5,7H T0.,2X,G13.6,6H A3,2X,G13.5,2X,
37H BL1,2X,G13.4,7H BL4,2X,G13.5,5H K,2X,G13.5/,
47H D3,2X,G13.5,6H A0,2X,G13.4,7H A5,2X,G13.5,2X,
57H U3,2X,G13.5,7H U4/U3,2X,G13.5,5H ZZ,2X,G13.6 )
!
500 FORMAT(/50X,21HANGULOS E VELOCIDADES/
112H V/VCR)1 ,G13.5,1X,11HALPHA-1 ,G13.5,1X,11HV/VCR)3 ,

```

```

AG13.5,1X,8HW/WCR)4      ,G12.5,1X,11HW/WCR)5      ,G13.5/
212H VU/VCR)1      ,G13.5,1X,11HALPHA-2      ,G13.5,1X,11HVU/VCR)3      ,
AG13.5,1X,11HWU/WCR)4      ,G13.5,1X,11HWX/WCR)5      ,G13.5/
312H VR/VCR)1      ,G13.5,1X,11HALPHA-3      ,G13.5,1X,11HVR/VCR)3      ,
AG13.5,1X,11HWX/WCR)4      ,G13.5,1X,11HV/VCR)5      ,G13.5/
412H V/VCR)0      ,G13.5,1X,11HBETA-3      ,G13.5,1X,11HW/WCR)3      ,
AG13.5,1X,11HBETA-4      ,G13.6,1X,11HVU/VCR)5      ,G13.5/
512H V/VCR)2      ,G13.5,1X,9HI-3      ,G13.5,1X,11HWU/WCR)3      ,
AG13.5,1X,11HBETA-5      ,G13.6,1X,11HVX/VCR)5      ,G13.5/
612H VR/VCR)2      ,G13.5,1X,11HVCE)3      ,G13.5,1X,11HWR/WCR)3      ,
AG13.5,1X,11HVCR)5      ,G13.6,1X,10HALPHA-5      ,G13.5/)
!
501  FORMAT(50X,16HRENDIMENTO TOTAL/
112H EQ-W      ,G13.6,1X,11HEQ-P0,/P5      ,G13.5,1X,11HP0,/P5
BG13.6,1X,11HWT/P      ,G13.6,1X,11HW      ,G13.6/
211H EQ-DEL-H      ,G13.5,1X,10HETA-S      ,G13.5,1X,10HNU      ,
BG13.5,1X,11HDEL-H/T      ,G14.6,1X,11HDEL-H      ,G13.6/
312H EQ-N      ,G13.6,1X,11HETA-T      ,G13.4,1X,11HNS      ,
BG13.5,1X,11HN/T      ,G13.6,1X,11HW.F.      ,G13.5/
412H EQ-TOR      ,G13.6,1X,11HEQ-P0,/P5      ,G13.6,1X,11HP0,/P5      ,
BG13.6,1X,11HTOR/P      ,G13.6,1X,11HTOR      ,G13.6/
512H N      ,G13.6,1X,11HP      ,G13.5,1X,11HWN/DEL      ,
BG13.6,1X,11HT5      ,G13.6,1X,11HP5      ,G13.6)
!
505  FORMAT(2G11.5,5X,10G13.6)
!
509  FORMAT(/,13X,2HPD,G15.6/14X,1HK,G15.6/1X,14HDESIGN WT-FLOW,G15.7)
!
525  FORMAT(3X,12HDESIGN ETA-S,G15.6/2X,13HDESIGN P0,/P5,G15.6)
!
526  FORMAT(3X,12HDESIGN ETA-T ,G15.6/1X,14HDESIGN P0,/P5, ,G15.7)
!
600  FORMAT(/10X,41HLAST CASE IS APPROXIMATE LIMITING LOADING)
!
666  FORMAT(/7H V1VCL1,8X,2HNS,11X,9HEQ-P5/P0,7X,2HNU,11X,4HETAT,8X,
14HETAS,9X,5HDHTR,8X,6HWHODE,5X,9HEQ-P0,/P5,4X,10HEQ-P0,/P5,
26X,4HWT/P,9X,1HW)
!
2040 FORMAT(10X,44HNO SOLUTION COULD BE FOUND IN 100 ITERATIONS)
!
2050 FORMAT(10X,69HITERATIVE PROCEDURE HAD TO BE RESTARTED TO AVOID NEG
1ATIVE TEMPERATURE/15X,67HRESTART PROCEDURE WAS ABORTED AFTER 1000
2TOTAL NUMBER OF ITERATIONS)
3000 continue
      close(6)
      END
!
!*****
!
SUBROUTINE GETK(XK,ETA,ETAD,K)
GO TO (100,101),K
100  XK1 =XK
      DIF1 =ETA-ETAD
      K =2
      XK =XK+0.005
      RETURN
101  XK2 =XK
      DIF2 =ETA-ETAD
      IF(DIF2*DIF1) 104,103,102
102  XK1 =XK2
      XK =XK+0.005
      DIF1 =DIF2
      RETURN
103  XK =XK2
      K =5
      RETURN
104  XK =-(XK2-XK1)/(DIF2-DIF1)*DIF1+XK1
      K =5
      RETURN
      END

```

```

!
!*****
!
SUBROUTINE SEEKPR(PDSGN,PR,PD,L)
GO TO (10,11),L
10 PD1 = PD
DIF1 = PR - PDSGN
L = 2
PD = PD - 0.005
RETURN
11 PD2 = PD
DIF2 = PR - PDSGN
IF(DIF2*DIF1) 14, 13, 12
12 PD1 = PD2
PD = PD - 0.005
DIF1 = DIF2
RETURN
13 PD = PD2
L = 5
RETURN
14 PD = -(PD2-PD1)/(DIF2-DIF1)*DIF1+PD1
L = 5
RETURN
END
!
!*****
!
SUBROUTINE CONTIN(XEST, YCALC, IND, JZ, YGIV, XDEL)
!
! CONTIN CALCULATES AN ESTIMATE OF THE RELATIVE FLOW VELOCITY
! FOR USE IN THE VELOCITY GRADIENTE EQUATION
!
DIMENSION X(3), Y(3)
NCALL =NCALL+1
IF(IND.NE.1.AND.NCALL.GT.100) GO TO 160
GO TO (10,30,40,50,60,110,150),IND
!
! FIRST CALL
!
10 NCALL =1
XORIG =XEST
IF(YCALC.GT.YGIV.AND.JZ.EQ.1) GO TO 20
IND =2
Y(1) =YCALC
X(1) =0.
XEST =XEST+XDEL
RETURN
20 IND=3
Y(3) =YCALC
X(3) =0.
XEST =XEST-XDEL
RETURN
!
! SECOND CALL
!
30 IND =4
Y(2) =YCALC
X(2) =XEST-XORIG
XEST =XEST+XDEL
RETURN
40 IND=5
Y(2) =YCALC
X(2) =XEST-XORIG
XEST =XEST-XDEL
RETURN
!
! THIRD OR LATER CALL - FIND SUBSONIC OR SUPERSONIC SOLUTION
!
50 Y(3)=YCALC
X(3)=XEST-XORIG

```

```

GO TO 70
60  Y(1)=YCALC
    X(1)=XEST-XORIG
70  IF(YGIV.LT.AMIN1(Y(1),Y(2),Y(3))) GO TO (120,130),JZ
80  IND=6
    CALL PABC(X,Y,APA,BPB,CPC)
    DISCR=BPB**2-4.*APA*(CPC-YGIV)
    IF(DISCR.LT.0) GO TO 140
    IF(ABS(400.*APA*(CPC-YGIV)).LE.BPB**2) GO TO 90
    XEST=-BPB-SIGN(SQRT(DISCR),APA)
    IF(JZ.EQ.1.AND.APA.GT.0..AND.Y(3).GT.Y(1)) XEST =-BPB+SQRT(DISCR)
    IF(JZ.EQ.2.AND.APA.LT.0.) XEST=-BPB-SQRT(DISCR)
    XEST=XEST/2./APA
    GO TO 100
90  IF(JZ.EQ.2.AND.BPB.GT.0.) GO TO 130
    ACB2=APA/BPB*(CPC-YGIV)/BPB
    IF(ABS(ACB2).LE.1.E-8) ACB2=0.
    XEST=-(CPC-YGIV)/BPB*(1.+ACB2+2.*ACB2**2)
100 IF(XEST.GT.X(3)) GO TO 130
    IF(XEST.LT.X(1)) GO TO 120
    XEST=XEST+XORIG
    RETURN
!
!   FORTH OR LATER CALL - NOT CHOKED
!
110 IF(XEST-XORIG.GT.X(3)) GO TO 130
    IF(XEST-XORIG.LT.X(1)) GO TO 120
    Y(2)=YCALC
    X(2)=XEST-XORIG
    GO TO 70
!
!   THIRD OR LATER CALL - SOLUTION EXISTS, BUT RIGHT OR LEFT SHIFT REQUIRED
!
120 IND=5
!
!   LEFT SHIFT
!
    XEST=X(1)-XDEL+XORIG
    XOSHFT=XEST-XORIG
    XORIG=XEST
    Y(3) = Y(2)
    X(3) = X(2)-XOSHFT
    Y(2) = Y(1)
    X(2) = X(1)-XOSHFT
    RETURN
130 IND=4
!
!   RIGHT SHIFT
!
    XEST=X(3)+XDEL+XORIG
    XOSHFT=XEST-XORIG
    XORIG=XEST
    Y(1)=Y(2)
    X(1)=X(2)-XOSHFT
    Y(2)=Y(3)
    X(2)=X(3)-XOSHFT
    RETURN
!
!   THIR OR LATER CALL - APPEARS TO BE CHOKED
!
140 XEST=-BPB/2./APA
    IND=7
    IF(XEST.LT.X(1)) GO TO 120
    IF(XEST.GT.X(3)) GO TO 130
    XEST=XEST+XORIG
    RETURN
!
!   FORTH OR LATER CALL - PROBABLY CHOKED
!
150 IF(YCALC.GE.YGIV) GO TO 110

```

```

        IND=10
        RETURN
!
!   NO SOLUTION FOUND IN 100 ITERATIONS
!
160    IND=11
        RETURN
        END
!
!*****
!
        SUBROUTINE PABC(X,Y,A,B,C)
!
!   PABC CALCULATES COEFFICINTS A,B,C OF THE PARABOLA
!   Y=A*X**2+B*X+C, PASSING THROUGH
!
        DIMENSION X(3),Y(3)
        C1 = X(3)-X(1)
        C2 = (Y(2)-Y(1))/(X(2)-X(1))
        A = (C1*C2-Y(3)+Y(1))/C1/(X(2)-X(3))
        B = C2-(X(1)+X(2))*A
        C = Y(1)-X(1)*B-X(1)**2*A
        RETURN
        END
!

```

Apêndice F

RESULTADOS DO RELATÓRIO NASA TN D – 8164

Apêndice G

VALIDAÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO DE PROJETO E FORA DO PONTO DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS

Resultados Ponto de Projeto da Turbina Radial Validação NASA TN D-8164

PROGRAMA DO CALCULO DA TURBINA

PARAMETROS DE ENTRADA: Ponto de projeto

Ângulo relativo da pá na entrada do rotor [BETA2] (Graus)	-31.50000
Ângulo relativo da pá na saída do rotor [BETA3] (Graus)	-70.65000
Razão de raios na ponta e saída do rotor [NU] (r3h/r3s)	0.34930
Eficiência do bocal [EFFN] (%)	83.40000
Eficiência total-estática do estágio [EFFS] (%)	89.15000
Folga na ponta do rotor (Tip clearance) [FRS] (mm)	0.00590
Massa molar do gás [Mmg] (kg/kmol)	39.94983
Relação de calores específicos (G)	1.66700
Temperatura total na entrada da turbina (Bocal) [T00] (K)	1083.32996
Pressão total na entrada da turbina (Bocal) [P00] (kPa)	91.01100
Vazão mássica [VMass] (Kg/s)	0.27710
Razão de velocidades relativas do rotor [WR]	2.36985
Razão de expansão total-estática da turbina [RPTs]	1.61250
Espessura da pá do rotor [EPR] (mm)	0.28848
Espessura da palheta do bocal [EPB] (mm)	0.28848
Folga ideal entre rotor e bocal [FBR] (mm)	0.33600
Razão de raios na entrada e saída do bocal [ROR1]	1.23149
Porcentagem de vel. ponto fora de projeto [PVOD] (%)	100.00000
Espessura da língua da voluta [tlv] (mm)	10.00000
Porcentagem de pressão total na saída do difusor [PPSD] (%)	90.00000
Eficiência do difusor [EFFD] (%)	80.00000
Largura adimensional do difusor [LdifD3]	7.00000

PARÁMETROS DE SAÍDA: Ponto de projeto

PARAMETROS ADIMENSIONAIS

Grau de reação [DRT]	0.56839
Velocidade específica [NSS]	0.70546
Velocidade específica (NST)	0.48183
Velocidade adimensional do rotor [U2A01]	0.49746
Diâmetro específico [DS]	2.76117
Coefficiente de velocidade isentrópica [U2COD]	0.41245
Coefficiente de velocidade [U2CO=U2CS]	0.69652
Coefficiente de vazão [CM3U2]	0.22146
Coefficiente de vazão em massa [THETA]	0.02705
Eficiência total estática [EFFS]	89.15000
Eficiência total estática calculada do rotor [EFFRC]	80.88762
Eficiência total-total ou isentrópica do rotor [EFFiso]	88.78265
Eficiência politrópica do rotor [EFFpol]	87.88400
Fator de obstrução na saída do rotor [bfkr]	1.01510
Fator de potencia do estágio (SW)	0.14074
Razão de velocidades meridionais [Cm3Cm2]	1.45111
Razão de raio na ponta do rotor (Segundo Rohlik) [R3SR2r]	0.91004
Razão de raios [R3SR2]	0.63061
Razão de raio meio quadrático [R3RMSR2]	0.47233
Razão de diâmetro meio quadrático [D2D3RMS]	2.11716
Razão adimensional da largura da pá [B2R2]	0.30037
Razão adimensional da largura da pá [B2D2]	0.15018
Razão adimensional da largura da pá [B2R3M]	0.35301
Razão de diâmetros meios do rotor [D3MD2]	0.42544
Razão de raio na interface [R1R2r]	1.02715
Razão de raio na interface (Segundo watanabe) [R1R2w]	1.57819
Razão de pressão total-total do rotor [RPT]	1.53933
Razão de pressão estática-estática do rotor [RPS]	1.31750
Razão de temperatura total-total do rotor [RTT]	1.16379
Razão de temperatura estática-estática do rotor [RTS]	1.09353
Razão de velocidade tangenciais do rotor [U4U3]	0.63061
Razão de velocidade na ponta da pá [CT2U2]	0.85264
Coefficiente de perda do rotor [DQ]	0.20146
Razão de pressão total-total do bocal [RPTb]	1.03407
Razão de pressão estática-estática do bocal [RPSb]	1.19791
Razão de temperatura total-total do bocal [RTTb]	1.00000
Razão de temperatura estática-estática do bocal [RTSb]	1.06061
Coefficiente de velocidade do bocal [Kn]	0.91324
Coefficiente de perda do bocal [LE]	0.19904

Razão de vel. absoluta e crítica na saída do bocal [C1C1cr]	0.50073
Razão de expansão total-total do bocal [POOP01b]	1.03407

CALCULOS DA VOLUTA DE SEÇÃO TRANSVERSAL CIRCULAR

RAIO DA VOLUTA [Rv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (mm)	183.73318
[330 Graus] (mm)	180.18822
[300 Graus] (mm)	176.47815
[270 Graus] (mm)	172.57742
[240 Graus] (mm)	168.45328
[210 Graus] (mm)	164.06224
[180 Graus] (mm)	159.34465
[150 Graus] (mm)	154.21455
[120 Graus] (mm)	148.54013
[90 Graus] (mm)	142.09935
[60 Graus] (mm)	134.45941
[30 Graus] (mm)	124.50283
Ponta da língua [0 Graus] (mm)	100.46553

RAIO DA SEÇÃO TRANSVERSAL DA VOLUTA [RSv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (mm)	83.26765
[330 Graus] (mm)	79.72270
[300 Graus] (mm)	76.01262
[270 Graus] (mm)	72.11190
[240 Graus] (mm)	67.98775
[210 Graus] (mm)	63.59672
[180 Graus] (mm)	58.87912
[150 Graus] (mm)	53.74903
[120 Graus] (mm)	48.07460
[90 Graus] (mm)	41.63383
[60 Graus] (mm)	33.99387
[30 Graus] (mm)	24.03730
Ponta da língua [0 Graus] (mm)	0.00000

ÁREA DA VOLUTA [Av]

Entrada ou garganta [360 Graus] (m2)	0.02178
[330 Graus] (m2)	0.01997
[300 Graus] (m2)	0.01815
[270 Graus] (m2)	0.01634
[240 Graus] (m2)	0.01452
[210 Graus] (m2)	0.01271
[180 Graus] (m2)	0.01089
[150 Graus] (m2)	0.00908
[120 Graus] (m2)	0.00726
[90 Graus] (m2)	0.00545
[60 Graus] (m2)	0.00363
[30 Graus] (m2)	0.00182
Ponta da língua [0 Graus] (m2)	0.00000

VAZÃO MÁSSICA DA VOLUTA [Vmassv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (kg/s)	0.27710
[330 Graus] (kg/s)	0.02309
[300 Graus] (kg/s)	0.04618
[270 Graus] (kg/s)	0.06927
[240 Graus] (kg/s)	0.09237
[210 Graus] (kg/s)	0.11546
[180 Graus] (kg/s)	0.13855
[150 Graus] (kg/s)	0.16164
[120 Graus] (kg/s)	0.18473
[90 Graus] (kg/s)	0.20783
[60 Graus] (kg/s)	0.23092
[30 Graus] (kg/s)	0.25401

Ponta da língua [0 Graus] (kg/s) 0.00000

MASSA ESPECIFICA MÁSSICA DA VOLUTA [RH0sv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (kg/m3) 0.19937
[330 Graus] (kg/m3) 0.01812
[300 Graus] (kg/m3) 0.03987
[270 Graus] (kg/m3) 0.06646
[240 Graus] (kg/m3) 0.09969
[210 Graus] (kg/m3) 0.14241
[180 Graus] (kg/m3) 0.19937
[150 Graus] (kg/m3) 0.27912
[120 Graus] (kg/m3) 0.39874
[90 Graus] (kg/m3) 0.59811
[60 Graus] (kg/m3) 0.99685
[30 Graus] (kg/m3) 2.19308
Ponta da língua [0 Graus] (kg/m3) 2.19308

VELOCIDADE MERIDIONAL DA VOLUTA [Cmv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (m/s) 63.80758
[330 Graus] (m/s) 63.80758
[300 Graus] (m/s) 63.80758
[270 Graus] (m/s) 63.80758
[240 Graus] (m/s) 63.80758
[210 Graus] (m/s) 63.80759
[180 Graus] (m/s) 63.80758
[150 Graus] (m/s) 63.80758
[120 Graus] (m/s) 63.80758
[90 Graus] (m/s) 63.80758
[60 Graus] (m/s) 63.80758
[30 Graus] (m/s) 63.80758
Ponta da língua [0 Graus] (m/s) 63.80758

ÂNGULO ABSOLUTO DA VOLUTA [ALPv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (Graus) 45.00001
[330 Graus] (Graus) 45.00001
[300 Graus] (Graus) 45.00001
[270 Graus] (Graus) 45.00001
[240 Graus] (Graus) 45.00001
[210 Graus] (Graus) 45.00001
[180 Graus] (Graus) 45.00001
[150 Graus] (Graus) 45.00001
[120 Graus] (Graus) 45.00001
[90 Graus] (Graus) 45.00001
[60 Graus] (Graus) 45.00001
[30 Graus] (Graus) 45.00001
Ponta da língua [0 Graus] (Graus) 45.00001

VELOCIDADE ABSOLUTA DA VOLUTA [Cv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (m/s) 90.23755
[330 Graus] (m/s) 90.23755
[300 Graus] (m/s) 90.23755
[270 Graus] (m/s) 90.23755
[240 Graus] (m/s) 90.23755
[210 Graus] (m/s) 90.23755
[180 Graus] (m/s) 90.23755
[150 Graus] (m/s) 90.23755
[120 Graus] (m/s) 90.23755
[90 Graus] (m/s) 90.23755
[60 Graus] (m/s) 90.23755
[30 Graus] (m/s) 90.23755
Ponta da língua [0 Graus] (m/s) 90.23755

TEMPERATURA ESTÁTICA DA VOLUTA [Tv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (K)	1075.50220
[330 Graus] (K)	1075.50220
[300 Graus] (K)	1075.50220
[270 Graus] (K)	1075.50220
[240 Graus] (K)	1075.50220
[210 Graus] (K)	1075.50220
[180 Graus] (K)	1075.50220
[150 Graus] (K)	1075.50220
[120 Graus] (K)	1075.50220
[90 Graus] (K)	1075.50220
[60 Graus] (K)	1075.50220
[30 Graus] (K)	1075.50220
Ponta da língua [0 Graus] (K)	1075.50220

PRESSÃO ESTÁTICA DA VOLUTA [Pv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (kPa)	89.37635
[330 Graus] (kPa)	89.37635
[300 Graus] (kPa)	89.37635
[270 Graus] (kPa)	89.37635
[240 Graus] (kPa)	89.37635
[210 Graus] (kPa)	89.37635
[180 Graus] (kPa)	89.37635
[150 Graus] (kPa)	89.37635
[120 Graus] (kPa)	89.37635
[90 Graus] (kPa)	89.37635
[60 Graus] (kPa)	89.37635
[30 Graus] (kPa)	89.37635
Ponta da língua [0 Graus] (kPa)	89.37635

ENTRADA DO BOCAL

Pressão total [P00] (kPa)	91.01100
Pressão estática [P0] (kPa)	89.67630
Temperatura total [T00] (K)	1083.32996
Temperatura estática [T0] (K)	1076.94495
Raio de entrada do bocal [R0] (mm)	95.68146
Diâmetro de entrada do bocal [D0] (mm)	191.36292
Corda da palheta do bocal [CORDA] (mm)	38.91285
Ângulo absoluto na corda meia [ALPcm] (Grau)	63.07281
Raio na corda meia da palheta do bocal [Rcm] (mm)	88.47813
Área de entrada do bocal [A0] (m2)	0.01366
Espaçamento das palhetas na entrada do bocal [teb] (mm)	35.36378
Largura da palheta na entrada [B0] (mm)	22.72068
Número de palhetas [ZBb]	17.00000
Número de Mach absoluto [M0]	0.13333
Ângulo absoluto [ALPO] (Grau)	51.52958
Ângulo ótimo absoluto [ALPOopt] (Grau)	-27.92318
Ângulo de incidência do rotor [INCangeb] (Grau)	79.45276
Velocidade absoluta [C0] (m/s)	81.49852
Velocidade meridional [CM0] (m/s)	50.70110
velocidade absoluta na direção tang. [CT0] (m/s)	63.80758
Velocidade do som na entrada do bocal [A00] (m/s)	613.04974
Vazão em massa na entrada do bocal [MEB] (kg/s)	0.27710
Massa específica estática [R0sb] (kg/m3)	0.40012
Volume específico na entrada do bocal [V0] (m3/kg)	2.49926

SAÍDA DO BOCAL

Pressão total [P01b] (kPa)	88.01232
Pressão estática [P1] (kPa)	74.86080
Temperatura total [T01] (K)	1083.32996
Temperatura estática [T1] (K)	1015.39899
Número de Reynolds (Reb)	85.02876
Raio de saída do bocal [R1] (mm)	77.69569
Diâmetro de saída do bocal [D0] (mm)	153.48291

Área de saída do bocal [A1] (m ²)	0.01109
Espaçamento das palhetas na saída do bocal [tsb] (mm)	28.71625
Largura da palheta na saída [B1] (mm)	22.72068
Número de Mach absoluto [M1]	0.44789
Ângulo absoluto [ALP1] (Grau)	74.61605
Ângulo ótimo absoluto [ALP1opt] (Grau)	-27.92318
Ângulo de incidência do rotor [INCangsb] (Grau)	102.53923
Velocidade absoluta [C1] (m/s)	265.82837
velocidade meridional [CM1] (m/s)	70.52063
Velocidade absoluta na direção tang. [CT1] (m/s)	256.30365
velocidade do som na saída do bocal [A00] (m/s)	613.04974
Vazão em massa na saída do bocal [m] (kg/s)	0.27710
Massa específica estática [R1sb] (kg/m ³)	0.35426
Volume específico na saída do bocal [V1] (m ³ /kg)	2.82278
Pressão estática crítica [P1cr] (kPa)	36.46412
Temperatura estática crítica [T1cr] (K)	761.45404
Temperatura estática isentrópica [T1s] (K)	1001.87799
Massa específica estática crítica [R1sbcr] (kg/m ³)	0.23011
Volume específico crítico [V1cr] (m ³ /kg)	4.34583
velocidade absoluta crítica [C1cr] (m/s)	530.88348
Velocidade absoluta máxima [C1max] (m/s)	1061.56787
Fator de obstrução na saída do bocal [bfb1]	0.99005

ENTRADA DO ROTOR

Pressão total [PO2] (kPa)	87.90781
Pressão estática [P2] (kPa)	74.36074
Temperatura total [TO2] (K)	1083.32996
Temperatura estática [T2] (K)	1013.16119
Raio de entrada do rotor [R2] (mm)	75.64232
Diâmetro de entrada do rotor [D2] (mm)	151.28464
Área de entrada do rotor [AER] (m ²)	0.01071
Espaçamento da pás entrada do rotor [ter] (mm)	36.55959
Largura da pá na entrada [B2] (mm)	22.72068
Número de pás [ZBr]	13.00000
Número de Mach absoluto [M2]	0.45571
Número de Mach relativo [M2D]	0.14508
Ângulo absoluto [ALP2] (Grau)	74.25002
Ângulo relativo [BETA2] (Grau)	-31.50000
Ângulo ótimo relativo [BETA2opt] (Grau)	-32.03183
Ângulo de incidência do rotor [INCanger] (Grau)	0.53183
Ângulo de incidência ideal do rotor [INCangerid] (Grau)	38.81731
Velocidade absoluta [C2] (m/s)	270.17142
Velocidade relativa [W2] (m/s)	86.00983
velocidade tangencial [U2] (m/s)	304.96786
Velocidade meridional [CM2] (m/s)	73.33543
Velocidade absoluta na direção tang [CT2] (m/s)	260.02792
velocidade Relativa na direção tang [WT2] (m/s)	44.94000
Velocidade do som na entrada do rotor [AO2] (m/s)	613.04974
Rotação do eixo da turbina [Nrpm] (RPM)	38500.00000
Rotação do eixo da turbina [Wang2] (Rad/s)	4031.70972
Vazão em massa na entrada do rotor [VMass] (kg/s)	0.27710
Massa específica total na entrada do rotor [RO2] (kg/m ³)	0.38992
Constante do gás [R] (J/kgK)	208.11102
Fator de obstrução na saída do rotor [bfr1]	0.99217

SAÍDA DO ROTOR

Pressão total [PO3] (kPa)	57.10773
Pressão estática [P3] (kPa)	56.44093
Temperatura total [TO3] (K)	930.86530
Temperatura estática [T3] (K)	926.50110
Número de Reynolds (Rer)	85.78648
Raio da ponta [R3S] (mm)	47.70096
Diâmetro da ponta [D3S] (mm)	95.40192
Raio de raiz [R3H] (mm)	16.66195
Diâmetro de raiz [R3H]	33.32389
Raio meio [R3RMS] (mm)	35.72815
Área de saída do rotor [ASR] (m ²)	0.00628

Espaçamento da pás saída do rotor [tsr] (mm)	8.05308
Largura axial do rotor [LZ] (mm)	50.66204
Largura da pá na saída [B3] (mm)	31.03901
Número de Mach absoluto [M3]	0.11912
Número de Mach relativo [M3D]	0.35953
Ângulo relativo [BETA3] (Grau)	-70.65000
Ângulo ótimo relativo [BETA3opt] (Grau)	-32.03183
Ângulo de incidência do rotor [INCangsr] (Grau)	-38.61817
Velocidade absoluta [C3] (m/s)	67.53677
Velocidade relativa [W3] (m/s)	203.83038
velocidade tangencial [U3] (m/s)	192.31642
velocidade meridional [CM3] (m/s)	67.53677
Velocidade relativa na direção tang [WT3] (m/s)	192.31642
velocidade do som na saída do rotor [A03] (m/s)	568.27527
Trabalho específico isentrópico do rotor [wiso] (kJ/kg)	98.04778
Potencia isentrópico de saída do rotor [wrotoriso] (kw)	27.16904
Trabalho específico do rotor [wesp] (kJ/kg)	79.30016
Potencia de saída do rotor [wrotor] (kw)	21.97407

RAIO DE SAIDA [R3]

[0% HUB] (mm)	16.66195
[25%] (mm)	24.42170
[50%] (mm)	32.18145
[75%] (mm)	39.94121
[100% SHROUD] (mm)	47.70096

ÂNGULO RELATIVO [BETA3]

[0% HUB] (Grau)	-44.84662
[25%] (Grau)	-55.55291
[50%] (Grau)	-62.50171
[75%] (Grau)	-67.24677
[100% SHROUD] (Grau)	-70.65000

VELOCIDADE RELATIVA [W3]

[0% HUB] (m/s)	95.25674
[25%] (m/s)	119.39775
[50%] (m/s)	146.27138
[75%] (m/s)	174.62048
[100% SHROUD] (m/s)	203.83037

VELOCIDADE TANGENCIAL [U3]

[0% HUB] (m/s)	67.17612
[25%] (m/s)	98.46120
[50%] (m/s)	129.74629
[75%] (m/s)	161.03136
[100% SHROUD] (m/s)	192.31642

ENTRADA DO DIFUSOR

Pressão total [P03] (kPa)	57.10773
Pressão estática [P3] (kPa)	56.44093
Temperatura total [T03] (K)	930.86530
Temperatura estática [T3] (K)	926.50110
Raio da ponta [R3S] (mm)	47.70096
Diâmetro da ponta [D3S] (mm)	95.40192
Velocidade absoluta [C3] (m/s)	67.53677

SAÍDA DO DIFUSOR

Pressão total [P04] (kPa)	51.39696
Pressão estática [P4] (kPa)	90.52354

Temperatura total [T04] (K)	930.86530
Temperatura estática [T4] (K)	930.89215
Raio da ponta [R4] (mm)	115.29382
Diâmetro da ponta [R4] (mm)	230.58765
Velocidade absoluta [C4] (m/s)	27.94225
Largura axial do difusor [Ldif] (mm)	667.81342
Ângulo de divergência do difusor [ALPdifG] (Graus)	11.55904

Apêndice H

RESULTADOS DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS “*TurbinaDP.exe*”

Resultados Ponto de Projeto da Turbina Radial de 600 kw

PROGRAMA DO CALCULO DA TURBINA

PARAMETROS DE ENTRADA: Ponto de projeto

Ângulo relativo da pá na entrada do rotor [BETA2] (Graus)	-25.00000
Ângulo relativo da pá na saída do rotor [BETA3] (Graus)	-60.00000
Razão de raios na ponta e saída do rotor [NU] (r3h/r3s)	0.23950
Eficiência do bocal [EFFN] (%)	90.00000
Eficiência total-estática do estágio [EFFS] (%)	85.00000
Folga na ponta do rotor (Tip clearance) [FRS] (mm)	1.00000
Massa molar do gás [Mmg] (kg/kmol)	28.97000
Relação de calores específicos (G)	1.40000
Temperatura total na entrada da turbina (Bocal) [T00] (K)	1123.00000
Pressão total na entrada da turbina (Bocal) [P00] (kPa)	396.00000
Vazão mássica [VMass] (kg/s)	4.50000
Razão de velocidades relativas do rotor [WR]	3.28304
Razão de expansão total-estática da turbina [RPTs]	3.96000
Espessura da pá do rotor [EPR] (mm)	1.00000
Espessura da palheta do bocal [EPB] (mm)	1.00000
Folga ideal entre rotor e bocal [FBR] (mm)	2.00000
Razão de raios na entrada e saída do bocal [ROR1]	1.20000
Porcentagem de vel. ponto fora de projeto [PVOD] (%)	100.00000
Espessura da língua da voluta [tlv] (mm)	10.00000
Porcentagem de pressão total na saída do difusor [PPSD] (%)	90.00000
Eficiência do difusor [EFFD] (%)	80.00000
Largura adimensional do difusor [LdifD3]	2.00000

PARÁMETROS DE SAÍDA: Ponto de projeto

PARAMETROS ADIMENSIONAIS

Grau de reação [DRT]	0.59592
Velocidade específica [NSS]	0.56014
Velocidade específica (NST)	0.59619
Velocidade adimensional do rotor [U2A01]	0.82593
Diâmetro específico [DS]	3.27105
Coefficiente de velocidade isentrópica [U2COD]	0.55580
Coefficiente de velocidade [U2CO=U2CS]	0.66456
Coefficiente de vazão [CM3U2]	0.36392
Coefficiente de vazão em massa [THETA]	0.03911
Eficiência total estática [EFFS]	85.00000
Eficiência total estática calculada do rotor [EFFRC]	76.06358
Eficiência total-total ou isentrópica do rotor [EFFiso]	82.83806
Eficiência politrópica do rotor [EFFpo]	80.11902
Fator de obstrução na saída do rotor [bfkr]	1.02682
Fator de potência do estágio (SW)	0.24730
Razão de velocidades meridionais [Cm3Cm2]	1.14402
Razão de raio na ponta do rotor (Segundo Rohlik) [R3SR2r]	0.72258
Razão de raios [R3SR2]	0.63032
Razão de raio meio quadrático [R3RMSR2]	0.45831
Razão de diâmetro meio quadrático [D2D3RMS]	2.18193
Razão adimensional da largura da pá [B2R2]	0.16972
Razão adimensional da largura da pá [B2D2]	0.08582
Razão adimensional da largura da pá [B2R3M]	0.21723
Razão de diâmetros meios do rotor [D3MD2]	0.39064
Razão de raio na interface [R1R2r]	1.04165
Razão de raio na interface (Segundo watanabe) [R1R2w]	1.33139
Razão de pressão total-total do rotor [RPT]	3.45914
Razão de pressão estática-estática do rotor [RPS]	2.42607
Razão de temperatura total-total do rotor [RTT]	1.32854
Razão de temperatura estática-estática do rotor [RTS]	1.20049
Razão de velocidade tangenciais do rotor [U4U3]	0.63032
Razão de velocidade na ponta da pá [CT2U2]	0.90631
Coefficiente de perda do rotor [DQ]	0.28521
Razão de pressão total-total do bocal [RPTb]	1.05066
Razão de pressão estática-estática do bocal [RPSb]	1.56379
Razão de temperatura total-total do bocal [RTTb]	1.00000

Razão de temperatura estática-estática do bocal [RTSb]	1.12033
Coefficiente de velocidade do bocal [Kn]	0.94868
Coefficiente de perda do bocal [LE]	0.11111
Razão de vel. absoluta e crítica na saída do bocal [C1C1cr]	0.81992
Razão de expansão total-total do bocal [POOP01b]	1.05066

CALCULOS DA VOLUTA DE SEÇÃO TRANSVERSAL CIRCULAR

RAIO DA VOLUTA [RV]

Entrada ou garganta [360 Graus] (mm)	424.10040
[330 Graus] (mm)	417.81607
[300 Graus] (mm)	411.23898
[270 Graus] (mm)	404.32391
[240 Graus] (mm)	397.01276
[210 Graus] (mm)	389.22852
[180 Graus] (mm)	380.86533
[150 Graus] (mm)	371.77090
[120 Graus] (mm)	361.71149
[90 Graus] (mm)	350.29352
[60 Graus] (mm)	336.74969
[30 Graus] (mm)	319.09903
Ponta da língua [0 Graus] (mm)	276.48660

RAIO DA SEÇÃO TRANSVERSAL DA VOLUTA [RSV]

Entrada ou garganta [360 Graus] (mm)	147.61382
[330 Graus] (mm)	141.32945
[300 Graus] (mm)	134.75235
[270 Graus] (mm)	127.83730
[240 Graus] (mm)	120.52616
[210 Graus] (mm)	112.74191
[180 Graus] (mm)	104.37872
[150 Graus] (mm)	95.28430
[120 Graus] (mm)	85.22488
[90 Graus] (mm)	73.80691
[60 Graus] (mm)	60.26308
[30 Graus] (mm)	42.61244
Ponta da língua [0 Graus] (mm)	0.00000

ÁREA DA VOLUTA [Av]

Entrada ou garganta [360 Graus] (m2)	0.06845
[330 Graus] (m2)	0.06275
[300 Graus] (m2)	0.05705
[270 Graus] (m2)	0.05134
[240 Graus] (m2)	0.04564
[210 Graus] (m2)	0.03993
[180 Graus] (m2)	0.03423
[150 Graus] (m2)	0.02852
[120 Graus] (m2)	0.02282
[90 Graus] (m2)	0.01711
[60 Graus] (m2)	0.01141
[30 Graus] (m2)	0.00570
Ponta da língua [0 Graus] (m2)	0.00000

VAZÃO MÁSSICA DA VOLUTA [Vmassv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (kg/s)	4.50000
[330 Graus] (kg/s)	0.37500
[300 Graus] (kg/s)	0.75000
[270 Graus] (kg/s)	1.12500
[240 Graus] (kg/s)	1.50000
[210 Graus] (kg/s)	1.87500

[180 Graus] (kg/s)	2.25000
[150 Graus] (kg/s)	2.62500
[120 Graus] (kg/s)	3.00000
[90 Graus] (kg/s)	3.37500
[60 Graus] (kg/s)	3.75000
[30 Graus] (kg/s)	4.12500
Ponta da língua [0 Graus] (kg/s)	0.00000

MASSA ESPECIFICA MÁSSICA DA VOLUTA [RH0sv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (kg/m3)	0.74533
[330 Graus] (kg/m3)	0.06776
[300 Graus] (kg/m3)	0.14907
[270 Graus] (kg/m3)	0.24844
[240 Graus] (kg/m3)	0.37266
[210 Graus] (kg/m3)	0.53238
[180 Graus] (kg/m3)	0.74533
[150 Graus] (kg/m3)	1.04346
[120 Graus] (kg/m3)	1.49066
[90 Graus] (kg/m3)	2.23599
[60 Graus] (kg/m3)	3.72665
[30 Graus] (kg/m3)	8.19863
Ponta da língua [0 Graus] (kg/m3)	8.19863

VELOCIDADE MERIDIONAL DA VOLUTA [Cmv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (m/s)	88.19831
[330 Graus] (m/s)	88.19831
[300 Graus] (m/s)	88.19831
[270 Graus] (m/s)	88.19831
[240 Graus] (m/s)	88.19831
[210 Graus] (m/s)	88.19831
[180 Graus] (m/s)	88.19831
[150 Graus] (m/s)	88.19831
[120 Graus] (m/s)	88.19831
[90 Graus] (m/s)	88.19831
[60 Graus] (m/s)	88.19831
[30 Graus] (m/s)	88.19831
Ponta da língua [0 Graus] (m/s)	88.19831

ÂNGULO ABSOLUTO DA VOLUTA [ALPv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (Graus)	45.00001
[330 Graus] (Graus)	45.00001
[300 Graus] (Graus)	45.00001
[270 Graus] (Graus)	45.00001
[240 Graus] (Graus)	45.00001
[210 Graus] (Graus)	45.00001
[180 Graus] (Graus)	45.00001
[150 Graus] (Graus)	45.00001
[120 Graus] (Graus)	45.00001
[90 Graus] (Graus)	45.00001
[60 Graus] (Graus)	45.00001
[30 Graus] (Graus)	45.00001
Ponta da língua [0 Graus] (Graus)	45.00001

VELOCIDADE ABSOLUTA DA VOLUTA [Cv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (m/s)	124.73125
[330 Graus] (m/s)	124.73125
[300 Graus] (m/s)	124.73125
[270 Graus] (m/s)	124.73125
[240 Graus] (m/s)	124.73125
[210 Graus] (m/s)	124.73125

[180 Graus] (m/s)	124.73125
[150 Graus] (m/s)	124.73125
[120 Graus] (m/s)	124.73125
[90 Graus] (m/s)	124.73125
[60 Graus] (m/s)	124.73125
[30 Graus] (m/s)	124.73125
Ponta da língua [0 Graus] (m/s)	124.73125

TEMPERATURA ESTÁTICA DA VOLUTA [TV]

Entrada ou garganta [360 Graus] (K)	1115.25549
[330 Graus] (K)	1115.25549
[300 Graus] (K)	1115.25549
[270 Graus] (K)	1115.25549
[240 Graus] (K)	1115.25549
[210 Graus] (K)	1115.25549
[180 Graus] (K)	1115.25549
[150 Graus] (K)	1115.25549
[120 Graus] (K)	1115.25549
[90 Graus] (K)	1115.25549
[60 Graus] (K)	1115.25549
[30 Graus] (K)	1115.25549
Ponta da língua [0 Graus] (K)	1115.25549

PRESSÃO ESTÁTICA DA VOLUTA [Pv]

Entrada ou garganta [360 Graus] (kPa)	386.52386
[330 Graus] (kPa)	386.52386
[300 Graus] (kPa)	386.52386
[270 Graus] (kPa)	386.52386
[240 Graus] (kPa)	386.52386
[210 Graus] (kPa)	386.52386
[180 Graus] (kPa)	386.52386
[150 Graus] (kPa)	386.52386
[120 Graus] (kPa)	386.52386
[90 Graus] (kPa)	386.52386
[60 Graus] (kPa)	386.52386
[30 Graus] (kPa)	386.52386
Ponta da língua [0 Graus] (kPa)	386.52386

ENTRADA DO BOCAL

Pressão total [PO0] (kPa)	396.00000
Pressão estática [P0] (kPa)	388.85049
Temperatura total [TO0] (K)	1123.00000
Temperatura estática [T0] (K)	1117.16943
Raio de entrada do bocal [R0] (mm)	263.32059
Diâmetro de entrada do bocal [D0] (mm)	526.64117
Corda da palheta do bocal [CORDA] (mm)	106.75311
Ângulo absoluto na corda meia [ALPcm] (Grau)	66.25951
Raio na corda meia da palheta do bocal [Rcm] (mm)	246.47963
Área de entrada do bocal [A0] (m2)	0.05915
Espaçamento das palhetas na entrada do bocal [teb] (mm)	97.32304
Largura da palheta na entrada [B0] (mm)	35.75299
Número de palhetas [ZBb]	17.00000
Número de Mach absoluto [M0]	0.16154
Ângulo absoluto [ALPO] (Grau)	54.58096
Ângulo ótimo absoluto [ALPOopt] (Grau)	-27.92318
Ângulo de incidência do rotor [INCangeb] (Grau)	82.50414
Velocidade absoluta [C0] (m/s)	108.22740
Velocidade meridional [CM0] (m/s)	62.72343
Velocidade absoluta na direção tang. [CT0] (m/s)	88.19831
Velocidade do som na entrada do bocal [A00] (m/s)	671.71442
Vazão em massa na entrada do bocal [MEB] (Kg/s)	4.49996
Massa específica estática [R0sb] (kg/m3)	1.21284

Volume específico na entrada do bocal [V0] (m3/kg) 0.82451

SAÍDA DO BOCAL

Pressão total [P01b] (kPa) 376.90619
Pressão estática [P1] (kPa) 248.65881
Temperatura total [T01] (K) 1123.00000
Temperatura estática [T1] (K) 997.17493
Número de Reynolds (Reb) 1094.04492
Raio de saída do bocal [R1] (mm) 219.43381
Diâmetro de saída do bocal [D0] (mm) 430.86893
Área de saída do bocal [A1] (m2) 0.04929
Espaçamento das palhetas na saída do bocal [tsb] (mm) 81.10253
Largura da palheta na saída [B1] (mm) 35.75299
Número de Mach absoluto [M1] 0.79430
Ângulo absoluto [ALP1] (Grau) 77.93806
Ângulo ótimo absoluto [ALP1opt] (Grau) -27.92318
Ângulo de incidência do rotor [INCangsb] (Grau) 105.86124
Velocidade absoluta [C1] (m/s) 502.76306
Velocidade meridional [CM1] (m/s) 105.06202
Velocidade absoluta na direção tang. [CT1] (m/s) 491.66318
Velocidade do som na saída do bocal [A00] (m/s) 671.71442
Vazão em massa na saída do bocal [m] (kg/s) 4.50000
Massa específica estática [R1sb] (kg/m3) 0.86890
Volume específico na saída do bocal [V1] (m3/kg) 1.15088
Pressão estática crítica [P1cr] (kPa) 131.36191
Temperatura estática crítica [T1cr] (K) 830.97906
Temperatura estática isentrópica [T1s] (K) 983.19440
Massa específica estática crítica [R1sbc] (kg/m3) 0.55083
Volume específico crítico [V1cr] (m3/kg) 1.81544
Velocidade absoluta crítica [C1cr] (m/s) 613.18854
Velocidade absoluta máxima [C1max] (m/s) 1501.99915
Fator de obstrução na saída do bocal [bfb1] 0.98711

ENTRADA DO ROTOR

Pressão total [P02] (kPa) 375.85855
Pressão estática [P2] (kPa) 242.60704
Temperatura total [T02] (K) 1123.00000
Temperatura estática [T2] (K) 990.96765
Raio de entrada do rotor [R2] (mm) 210.65967
Diâmetro de entrada do rotor [D2] (mm) 421.31934
Área de entrada do rotor [AER] (m2) 0.04732
Espaçamento da pás entrada do rotor [ter] (mm) 88.24090
Largura da pá na entrada [B2] (mm) 35.75299
Número de pás [ZBr] 15.00000
Número de Mach absoluto [M2] 0.81620
Número de Mach relativo [M2D] 0.19492
Ângulo absoluto [ALP2] (Grau) 77.50002
Ângulo relativo [BETA2] (Grau) -25.00000
Ângulo ótimo relativo [BETA2opt] (Grau) -29.76682
Ângulo de incidência do rotor [INCanger] (Grau) 4.76682
Ângulo de incidência ideal do rotor [INCangerid] (Grau) 43.32710
Velocidade absoluta [C2] (m/s) 515.01508
Velocidade relativa [w2] (m/s) 122.99311
Velocidade tangencial [U2] (m/s) 554.78625
Velocidade meridional [CM2] (m/s) 111.46962
Velocidade absoluta na direção tang [CT2] (m/s) 502.80719
Velocidade Relativa na direção tang [WT2] (m/s) 51.97913
Velocidade do som na entrada do rotor [A02] (m/s) 671.71442
Rotação do eixo da turbina [Nrpm] (RPM) 25148.71289
Rotação do eixo da turbina [wang2] (Rad/s) 2633.56665
Vazão em massa na entrada do rotor [VMass] (kg/s) 4.50000
Massa específica total na entrada do rotor [R02] (kg/m3) 1.16623
Constante do gás [R] (J/kgK) 286.98654
Fator de obstrução na saída do rotor [bfr1] 0.98879

SAÍDA DO ROTOR

Pressão total [PO3] (kPa)	108.65667
Pressão estática [P3] (kPa)	99.99999
Temperatura total [TO3] (K)	845.28613
Temperatura estática [T3] (K)	825.47119
Número de Reynolds (Rer)	719.56470
Raio da ponta [R3S] (mm)	132.78323
Diâmetro da ponta [D3S] (mm)	265.56647
Raio de raiz [R3H] (mm)	31.80158
Diâmetro de raiz [R3H]	63.60317
Raio meio [R3RMS] (mm)	96.54721
Área de saída do rotor [ASR] (m2)	0.05280
Espaçamento da pás saída do rotor [tsr] (mm)	13.32101
Largura axial do rotor [LZ] (mm)	113.62942
Largura da pá na saída [B3] (mm)	100.98165
Número de Mach absoluto [M3]	0.35058
Número de Mach relativo [M3D]	0.70115
Ângulo relativo [BETA3] (Grau)	-60.00000
Ângulo ótimo relativo [BETA3opt] (Grau)	-29.76682
Ângulo de incidência do rotor [INCangsr] (Grau)	-30.23318
Velocidade absoluta [C3] (m/s)	201.89572
Velocidade relativa [w3] (m/s)	403.79129
Velocidade tangencial [U3] (m/s)	349.69351
Velocidade meridional [CM3] (m/s)	201.89572
Velocidade relativa na direção tang [WT3] (m/s)	349.69351
Velocidade do som na saída do rotor [AO3] (m/s)	582.76929
Trabalho específico isentrópico do rotor [Wiso] (kJ/kg)	366.72961
Potência isentrópico de saída do rotor [wrotoriso] (kw)	1650.28320
Trabalho específico do rotor [wesp] (kJ/kg)	278.95053
Potencia de saída do rotor [wrotor] (kw)	1255.27734

RAIO DE SAIDA [R3]

[0% HUB] (mm)	31.80158
[25%] (mm)	57.04700
[50%] (mm)	82.29240
[75%] (mm)	107.53782
[100% SHROUD] (mm)	132.78323

ÂNGULO RELATIVO [BETA3]

[0% HUB] (Grau)	-22.52995
[25%] (Grau)	-36.65412
[50%] (Grau)	-47.02849
[75%] (Grau)	-54.51538
[100% SHROUD] (Grau)	-60.00000

VELOCIDADE RELATIVA [w3]

[0% HUB] (m/s)	218.57770
[25%] (m/s)	251.66060
[50%] (m/s)	296.19339
[75%] (m/s)	347.80548
[100% SHROUD] (m/s)	403.79129

VELOCIDADE TANGENCIAL [U3]

[0% HUB] (m/s)	83.75159
[25%] (m/s)	150.23706
[50%] (m/s)	216.72252
[75%] (m/s)	283.20801

[100% SHROUD] (m/s) 349.69348

ENTRADA DO DIFUSOR

Pressão total [P03] (kPa) 108.65667
Pressão estática [P3] (kPa) 99.99999
Temperatura total [T03] (K) 845.28613
Temperatura estática [T3] (K) 825.47119
Raio da ponta [R3S] (mm) 132.78323
Diâmetro da ponta [D3S] (mm) 265.56647
Velocidade absoluta [C3] (m/s) 201.89572

SAÍDA DO DIFUSOR

Pressão total [P04] (kPa) 97.79100
Pressão estática [P4] (kPa) 157.83003
Temperatura total [T04] (K) 845.28613
Temperatura estática [T4] (K) 845.34790
Raio da ponta [R4] (mm) 216.12694
Diâmetro da ponta [R4] (mm) 432.25388
Velocidade absoluta [C4] (m/s) 124.03992
Largura axial do difusor [Ldif] (mm) 531.13293
Ângulo de divergência do difusor [ALPdifG] (Graus) 17.83591

Apêndice I

RESULTADOS DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO FORA DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS

“TurbinaODP.exe”

Resultados Ponto Fora de Projeto da Turbina Radial de 600 kw
 REPORTE PARA PONTO FORA DE PROJETO
 PONTO FORA DE PROJETO
 VELOCIDADE DO ROTOR (%) = 100.0

GAMMA	1.4000	P0.	396000.	A1	0.49300E-01	ALPHA-1	77.938	BETA-4	-60.0000	PD	0.95180
R	286.99	T0.	1123.00	A3	0.47300E-01	BL1	0.9871	BL4	0.98880	K	0.28520
D3	42.132	A0	0.5920E-01	A5	0.52800E-01	U3	554.79	U4/U3	0.63030	ZZ	15.0000

V1VC1	NS	EQ-P5/P0,	NU	ETAT	ETAS	DHTCR	WTHODE	EQ-P0,/P5	EQ-P0,/P5,	WT/P	W
0.30000	0.19897E-01	0.755578	1.33148	0.945419E-01	0.530416E-01	1181.63	1.07795	1.32349	1.16704	1.80604	2.13419
0.35000	0.17002E-01	0.716490	1.22539	0.390806	0.257605	6775.55	1.24039	1.39569	1.24130	2.07820	2.45580
0.40000	0.15266E-01	0.678475	1.14038	0.559377	0.408594	12408.9	1.39508	1.47389	1.32186	2.33738	2.76207
0.45000	0.14086E-01	0.641231	1.06969	0.668058	0.523888	18082.5	1.54107	1.55950	1.40999	2.58198	3.05111
0.50000	0.13214E-01	0.604431	1.00910	0.743073	0.613655	23800.8	1.67744	1.65445	1.50743	2.81046	3.32111
0.55000	0.12531E-01	0.567755	0.955828	0.796664	0.684092	29572.8	1.80335	1.76132	1.61657	3.02142	3.57040
0.60000	0.11973E-01	0.530910	0.907984	0.835365	0.739246	35413.6	1.91803	1.88356	1.74055	3.21356	3.79745
0.65000	0.11501E-01	0.493626	0.864225	0.863027	0.781890	41345.5	2.02078	2.02583	1.88363	3.38571	4.00088
0.70000	0.11097E-01	0.455620	0.823534	0.882119	0.814020	47403.3	2.11098	2.19481	2.05178	3.53684	4.17946
0.75000	0.10746E-01	0.416537	0.785044	0.894296	0.837061	53642.1	2.18810	2.40075	2.25391	3.66604	4.33214
0.80000	0.10444E-01	0.375865	0.747915	0.900763	0.851994	60154.7	2.25169	2.66053	2.50409	3.77259	4.45805
0.85000	0.10196E-01	0.333230	0.711550	0.903172	0.859942	67080.4	2.30142	3.00093	2.82262	3.85591	4.55651
0.90000	0.10009E-01	0.284766	0.672638	0.900102	0.858498	74940.0	2.33705	3.51165	3.27701	3.91560	4.62705
0.94082	0.10024E-01	0.210743	0.616375	0.882215	0.828452	86122.0	2.35558	4.74511	4.21901	3.94665	4.66373
0.94082	0.10102E-01	0.194989	0.604643	0.876041	0.816086	88160.6	2.35558	5.12850	4.45950	3.94665	4.66373
0.94082	0.10216E-01	0.179290	0.592958	0.869343	0.801935	90080.1	2.35558	5.57755	4.71510	3.94665	4.66373
0.94082	0.10370E-01	0.163775	0.581369	0.862030	0.786051	91850.9	2.35558	6.10595	4.98507	3.94665	4.66373
0.94082	0.10567E-01	0.148574	0.569929	0.853977	0.768409	93430.4	2.35558	6.73065	5.26714	3.94665	4.66373
0.94082	0.10813E-01	0.133830	0.558694	0.844998	0.748891	94756.2	2.35558	7.47217	5.55659	3.94665	4.66373
0.94082	0.11117E-01	0.119710	0.547744	0.834806	0.727261	95735.2	2.35558	8.35350	5.84457	3.94665	4.66373
0.94082	0.11484E-01	0.106485	0.537250	0.822946	0.703235	96224.2	2.35558	9.39103	6.11528	3.94665	4.66373
0.94082	0.11901E-01	0.948724E-01	0.527781	0.808657	0.677029	95992.3	2.35558	10.5405	6.34120	3.94665	4.66373
0.94082	0.12201E-01	0.885146E-01	0.522468	0.790555	0.654140	94643.0	2.35558	11.2976	6.47440	3.94665	4.66373

Apêndice J

RESULTADOS DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TURBINA RADIAL NO DFC ATRAVÉS DO ANSYS CFX 12.



Title

Turbina Radial - Modelo SST - Ptot Ttot inlet - Pstat outlet

Author

RUBÉN MIRANDA C.

Contents

[1. Introduction](#)

[Figure 1](#) Complete meridional view of the flow passage and blades

[2. Performance Results](#)

[2.1. Overall Performance Results](#)

[Table 1](#) Overall Performance Results

[2.2. Stage Performance Results](#)

[Table 2](#) Stage 1 Performance Results

[3. Component Summary Data Tables](#)

[Table 3](#) Component 1 Summary Data Table

[Table 4](#) Component 2 Summary Data Table

[4. Meanline 1-D Charts](#)

[Chart 1](#) Chart showing streamwise, area averaged relative Mach number versus averaged normalized M.

[Chart 2](#) Chart showing streamwise, mass averaged static entropy versus averaged normalized M.

[5. Stage Plots](#)

[5.1. Stage 1 Plots](#)

[Figure 2](#) Stage 1 meridional view of the flow passage and blades

[Figure 3](#) Stage 1 contours of M rel at 50% span

[Figure 4](#) Stage 1 velocity vectors at 50% span

[Figure 5](#) Stage 1 contours of s at 50% span

[Figure 6](#) Stage 1 contours of circumferentially area-averaged P

[Figure 7](#) Stage 1 contours of circumferentially area-averaged M rel

[Figure 8](#) Stage 1 contours of circumferentially area-averaged Cm

[6. Component Charts](#)

[6.1. Blade Loading Charts](#)

[Chart 3](#) Component 1 blade loading chart

[Chart 4](#) Component 2 blade loading chart

[6.2. Spanwise Charts](#)

[Chart 5](#) Component 1 chart showing circumferentially averaged flow angle at the LE

[Chart 6](#) Component 1 chart showing circumferentially averaged relative Mach number at the LE

[Chart 7](#) Component 1 chart showing circumferentially averaged flow angle at the TE

[Chart 8](#) Component 1 chart showing circumferentially averaged Mach number at the TE

[Chart 9](#) Component 1 chart showing circumferentially averaged Cm at the TE

[Chart 10](#) Component 2 chart showing circumferentially averaged flow angle at the LE

[Chart 11](#) Component 2 chart showing circumferentially averaged relative Mach number at the LE

[Chart 12](#) Component 2 chart showing circumferentially averaged flow angle at the TE

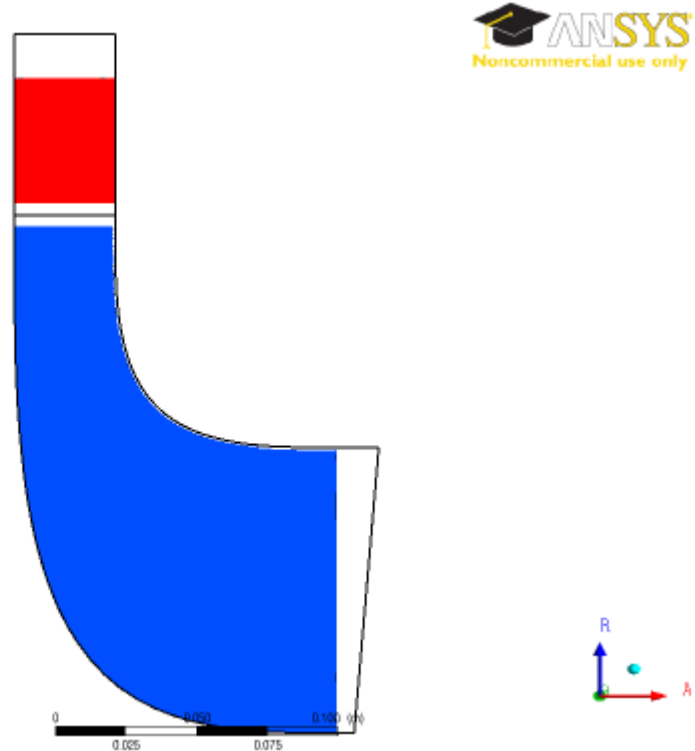
[Chart 13](#) Component 2 chart showing circumferentially averaged relative and absolute Mach number at the TE

[Chart 14](#) Component 2 chart showing circumferentially averaged Cm at the TE

1. Introduction

This report summarizes the results of a CFD analysis performed for the turbine geometry shown in Figure 1. In the following sections both quantitative and qualitative results are presented in the form of tables, charts and plots.

Figure 1. Complete meridional view of the flow passage and blades



2. Performance Results

The quantitative results are summarized in the following tables. The first table shows the overall performance. The next series of tables shows the performance results for each stage.

2.1. Overall Performance Results

The following table gives the overall performance for the machine.

Table 1. Overall Performance Results

Inlet Mass Flow Rate	4.7573	[kg s ⁻¹]
Inlet Volume Flow Rate	3.8733	[m ³ s ⁻¹]
Total Pressure Ratio	3.5404	
Total Temperature Ratio	1.3762	
Total-to-Total Isentropic Efficiency %	90.3434	
Total-to-Total Polytropic Efficiency %	88.6673	

2.2. Stage Performance Results

The following table(s) give a summary of the performance results for each stage.

Table 2. Stage 1 Performance Results

Rotation Speed	2633.5600	[radian s ⁻¹]
Mass Flow Rate	4.7566	[kg s ⁻¹]
Shaft Power	1451330.0000	[W]
Inlet Volume Flow Rate	3.8733	[m ³ s ⁻¹]
Reference Radius	0.2103	[m]
Inlet Flow Coefficient	0.2647	
Power Ratio	0.4013	
Reaction	0.8846	
Total Pressure Ratio	3.5404	
Total Temperature Ratio	1.3762	
Polytropic Head	348343.0000	[J kg ⁻¹]
Polytropic Head Coefficient	5.8245	
Total-to-Total Polytropic Efficiency %	88.5224	
Nozzle Loss Coefficient	8.8670	
Nozzle Efficiency %	85.6533	

3. Component Summary Data Tables

The table(s) below give a summary of the mass or area averaged solution variables and derived quantities computed at the inlet, leading edge (LE Cut), trailing edge (TE Cut) and outlet locations. The flow angles Alpha and Beta are relative to the meridional plane.

Table 3. Component 1 Summary Data Table

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	1.2215	1.2067	0.7642	0.7541	0.6333	N/A	[kg m ⁻³]
Pstatic	392969.0000	386648.0000	210538.0000	205462.0000	0.5445	-176110.0000	[Pa]
Ptotal	396003.0000	395384.0000	363108.0000	369102.0000	0.9184	-32276.5000	[Pa]
Tstatic	1119.3500	1101.2600	955.9590	948.4570	0.8681	-145.3020	[K]
Ttotal	1123.0000	1122.9700	1122.7900	1121.5600	0.9998	-0.1793	[K]
Hstatic	824811.0000	806645.0000	660703.0000	653168.0000	0.8191	-145942.0000	[J kg ⁻¹]
Htotal	828479.0000	828453.0000	828273.0000	827030.0000	0.9998	-180.1250	[J kg ⁻¹]
Entropy	940.6510	940.9370	959.1200	958.6250	1.0193	18.1830	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
Mach	0.0929	0.1300	0.8941	0.9493	6.8788	0.7641	
Cm	62.2979	73.2427	127.7760	130.7610	1.7446	54.5336	[m s ⁻¹]
Cu	0.0251	6.3661	537.6990	571.1620	84.4629	531.3330	[m s ⁻¹]
C	62.2980	86.3458	554.3580	586.1610	6.4202	468.0120	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.8974	5.9725	1.0853	1.0145	0.1817	N/A	
Flow Angle	0.0289	25.8279	77.5849	77.0672	N/A	51.7570	[degree]

Table 4. Component 2 Summary Data Table

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units
Density	0.7526	0.7277	0.4375	0.4400	0.6012	N/A	[kg m ⁻³]
Pstatic	205576.0000	196325.0000	99023.4000	99998.6000	0.5044	-97301.7000	[Pa]
Pt	367296.0000	360931.0000	112271.0000	111852.0000	0.3111	-248660.0000	[Pa]
Pt (rot)	112444.0000	112144.0000	104743.0000	104394.0000	0.9340	-7400.7500	[Pa]
T	950.9150	934.5340	786.6790	789.7980	0.8418	-147.8550	[K]
Tt	1122.9300	1120.9700	816.0560	815.9890	0.7280	-304.9180	[K]
Tt (rot)	800.8410	800.8850	800.9000	800.9160	1.0000	0.0149	[K]
H	655637.0000	639184.0000	490679.0000	493811.0000	0.7677	-148505.0000	[J kg ⁻¹]
Ht	828410.0000	826444.0000	520185.0000	520117.0000	0.6294	-306260.0000	[J kg ⁻¹]
Ht adiabatic	801662.0000	797737.0000	487880.0000	486889.0000	0.6116	-309857.0000	[J kg ⁻¹]
Ht polytropic	801240.0000	797174.0000	481332.0000	480136.0000	0.6038	-315841.0000	[J kg ⁻¹]
Rothalpy	504903.0000	504947.0000	504962.0000	504978.0000	1.0000	15.0000	[J kg ⁻¹]
Entropy	964.8510	966.7680	980.8760	982.0440	1.0146	14.1072	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
Mach (abs)	0.9486	0.9692	0.4244	0.4010	0.4379	-0.5447	
Mach (rel)	0.2146	0.2513	0.5269	0.5083	2.0971	0.2756	
U	566.2160	553.8770	244.5540	243.9300	0.4415	-309.3220	[m s ⁻¹]
Cm	130.9970	146.6100	225.5510	213.1260	1.5384	78.9404	[m s ⁻¹]
Cu	571.4190	573.8000	56.4761	56.4131	0.0984	-517.3240	[m s ⁻¹]
C	586.5590	594.8600	238.8510	226.1040	0.4015	-356.0090	[m s ⁻¹]
Wu	5.2035	19.9207	-188.0780	-187.5160	-9.4414	-207.9990	[m s ⁻¹]
W	132.7340	153.8210	296.5840	286.7400	1.9281	142.7630	[m s ⁻¹]
Distortion Parameter	1.0038	1.0342	1.0325	1.0268	0.9984	N/A	
Flow Angle: Alpha	77.0730	76.1194	15.0365	15.6624	N/A	-61.0829	[degree]
Flow Angle: Beta	2.7153	9.2673	-40.8999	-42.1805	N/A	-50.1672	[degree]

4. Meanline 1-D Charts

The following charts show streamwise mass or area averaged quantities from the inlet to the outlet of the full machine.

Chart 1. Chart showing streamwise, area averaged relative Mach number versus averaged normalized M.

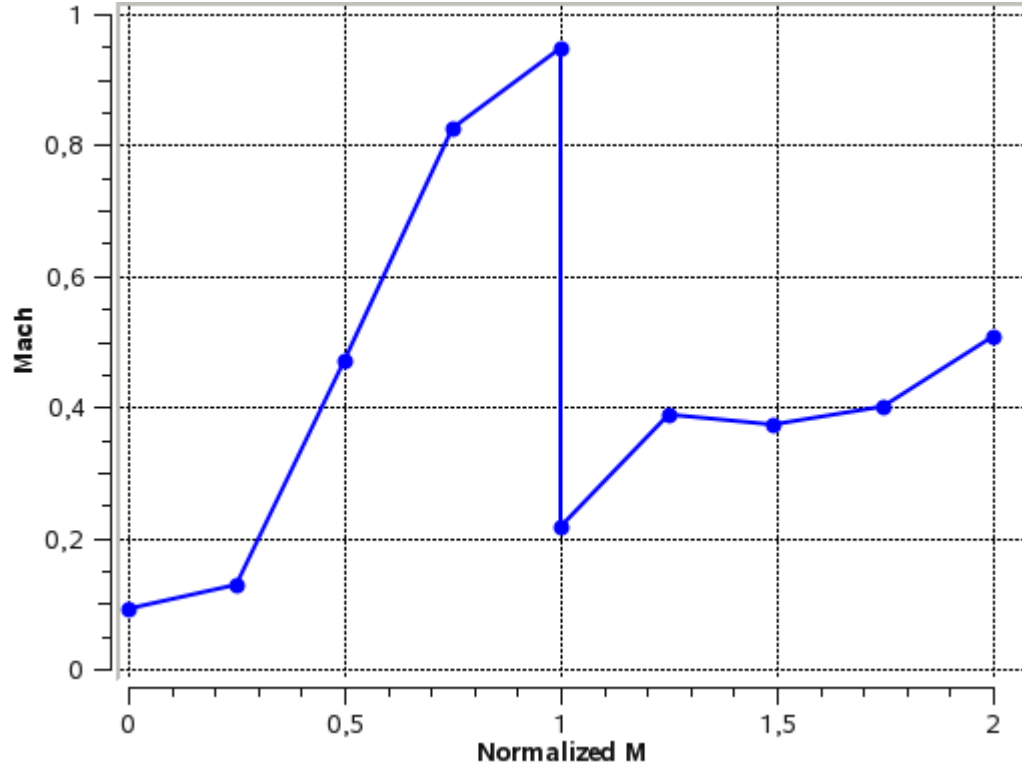
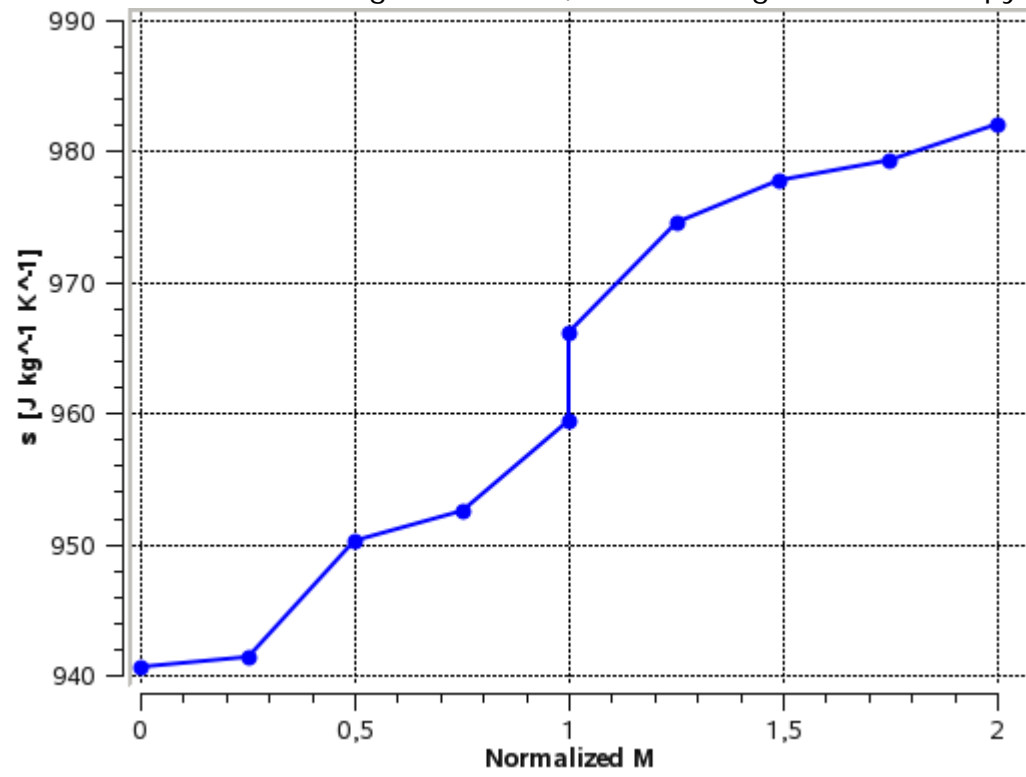


Chart 2. Chart showing streamwise, mass averaged static entropy versus averaged normalized M.



5. Stage Plots

The following plots show, for each stage, a meridional view of the geometry, blade-to-blade contour and vector views, and circumferentially averaged meridional views.

5.1. Stage 1 Plots

Figure 2. Stage 1 meridional view of the flow passage and blades

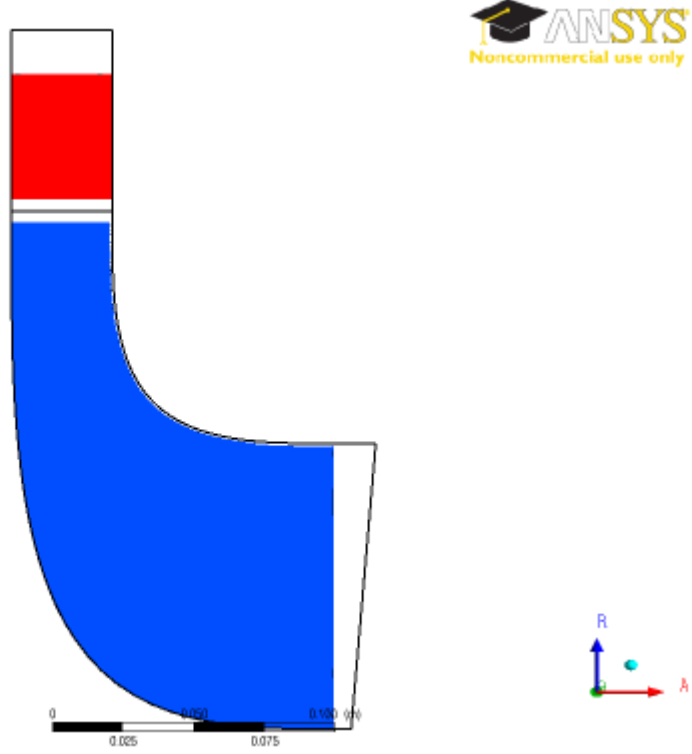


Figure 3. Stage 1 contours of M rel at 50% span

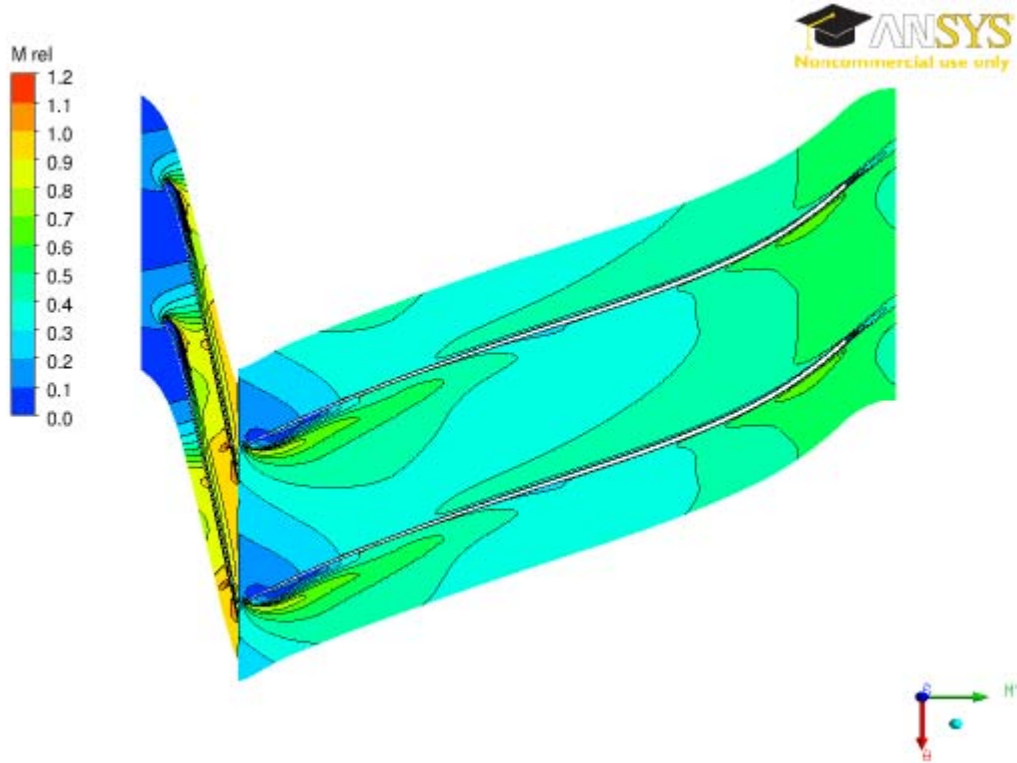


Figure 4. Stage 1 velocity vectors at 50% span

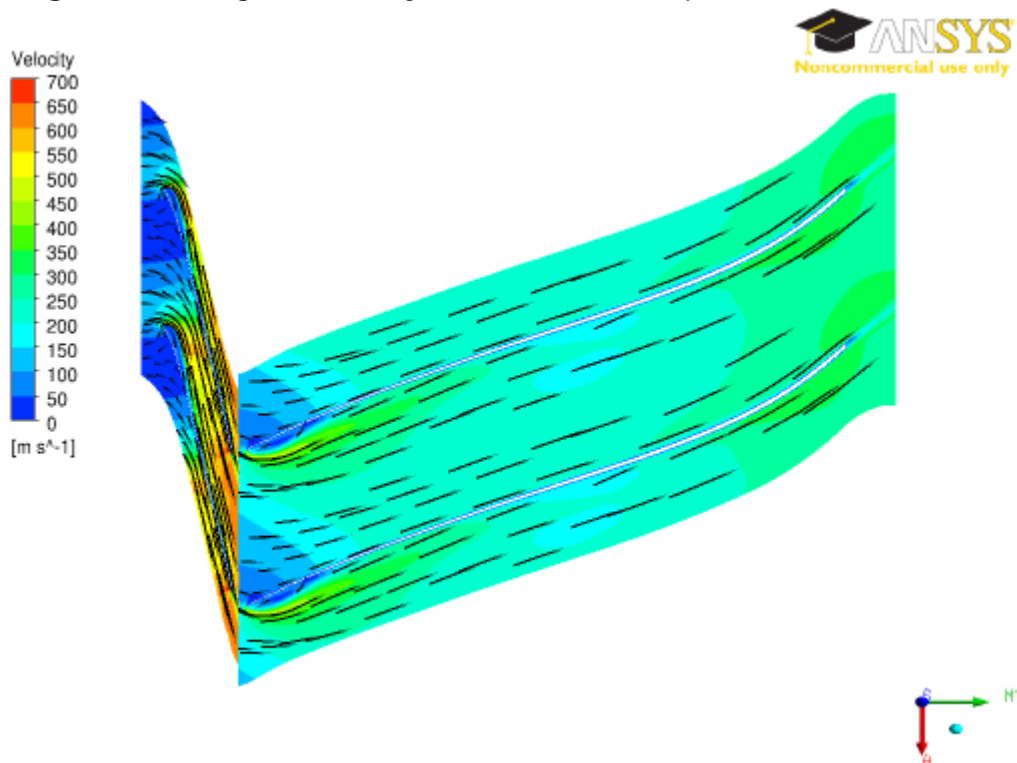


Figure 5. Stage 1 contours of s at 50% span

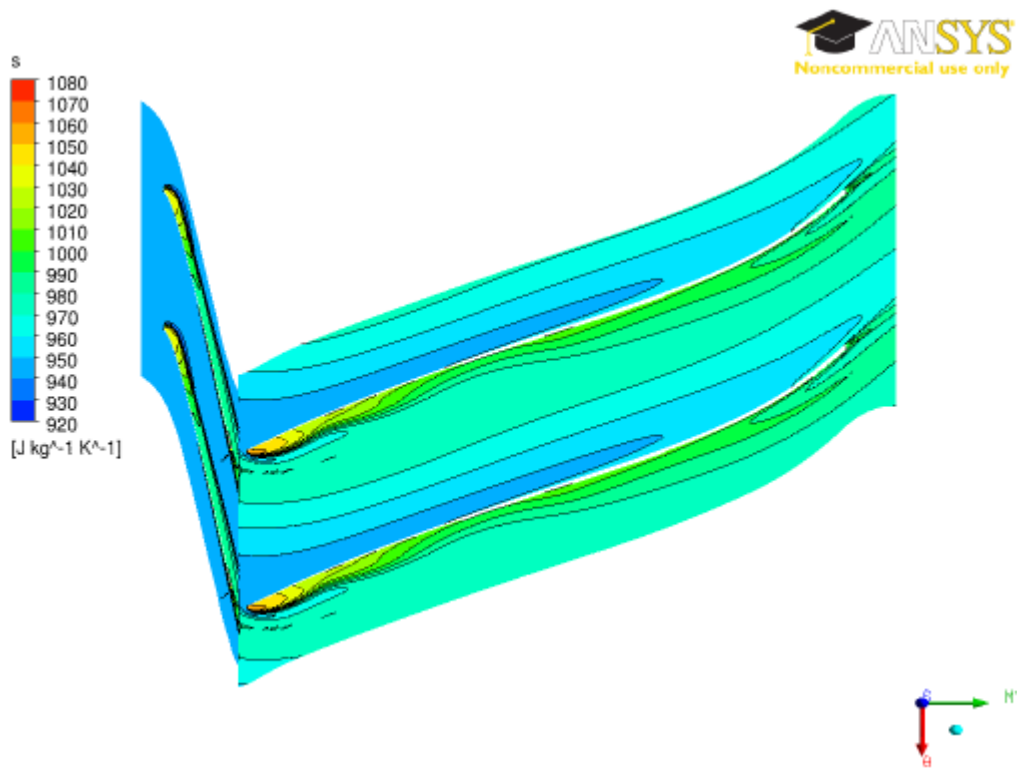


Figure 6. Stage 1 contours of circumferentially area-averaged P

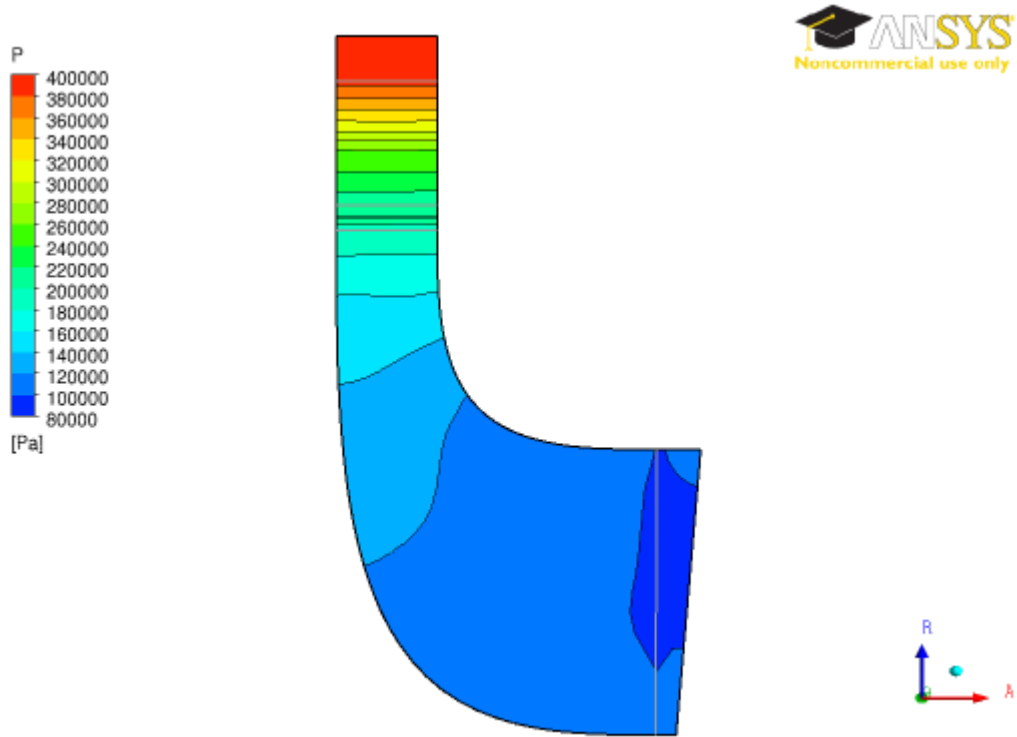


Figure 7. Stage 1 contours of circumferentially area-averaged M rel

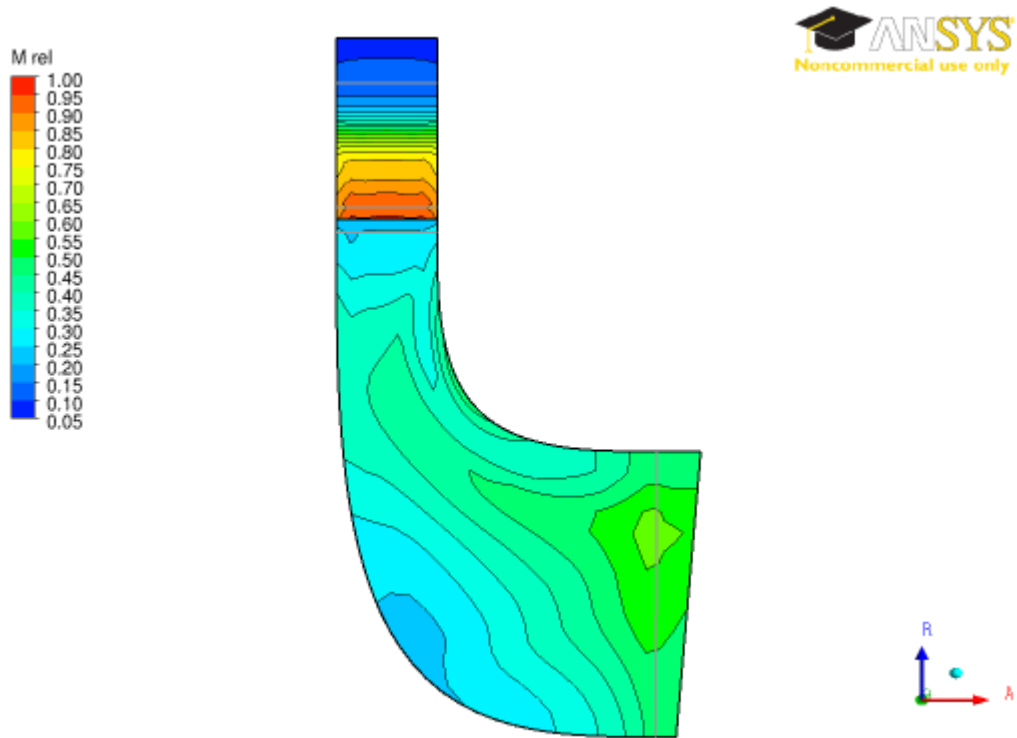
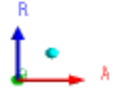
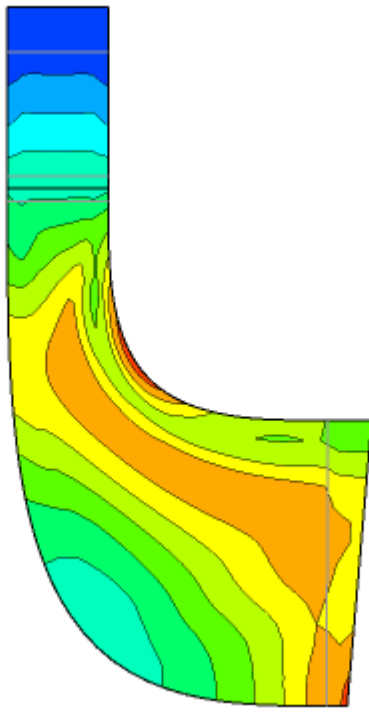


Figure 8. Stage 1 contours of circumferentially area-averaged Cm

Cm
260
240
220
200
180
160
140
120
100
80
60
[m s⁻¹]



6. Component Charts

The following charts show blade loading and spanwise-averaged quantities for each component.

6.1. Blade Loading Charts

The following charts show the blade loading for each component.

Chart 3. Component 1 blade loading chart

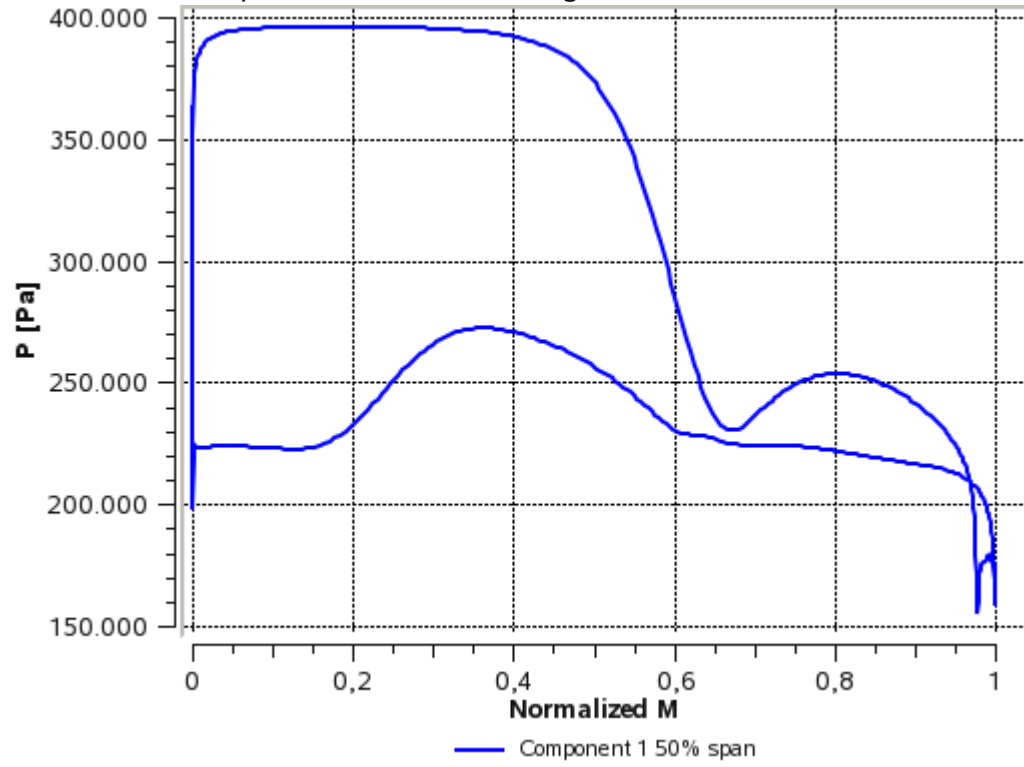
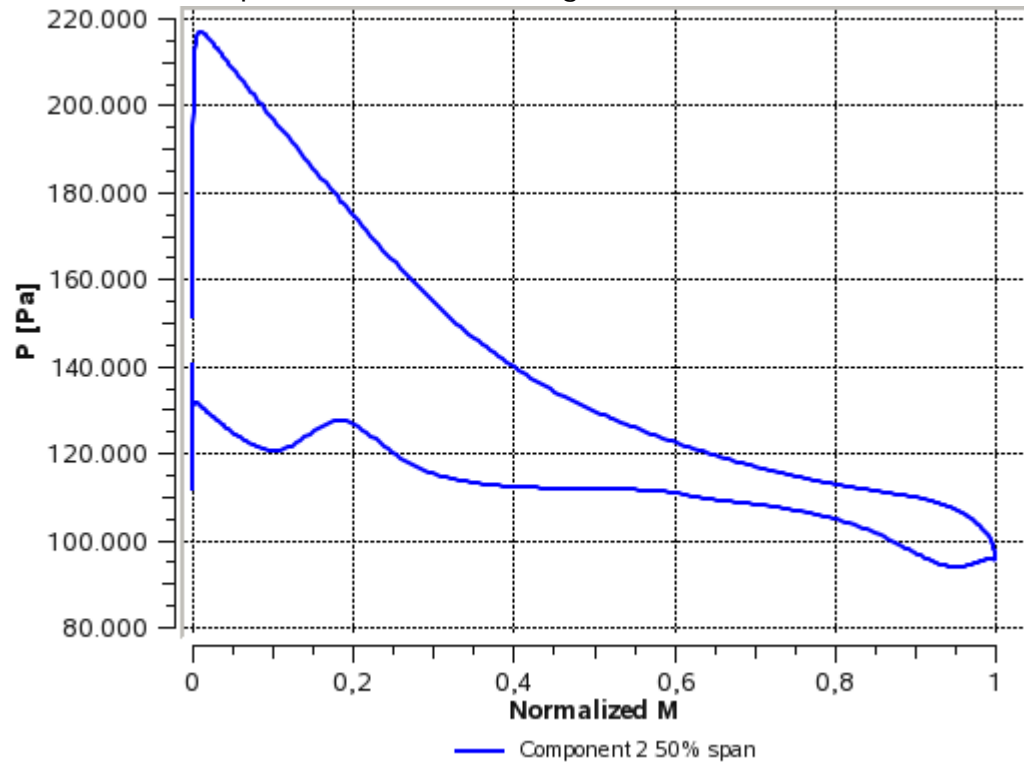


Chart 4. Component 2 blade loading chart



6.2. Spanwise Charts

The following charts show circumferentially averaged quantities along hub-to-shroud lines located at the leading and trailing edges of the blade.

Chart 5. Component 1 chart showing circumferentially averaged flow angle at the LE

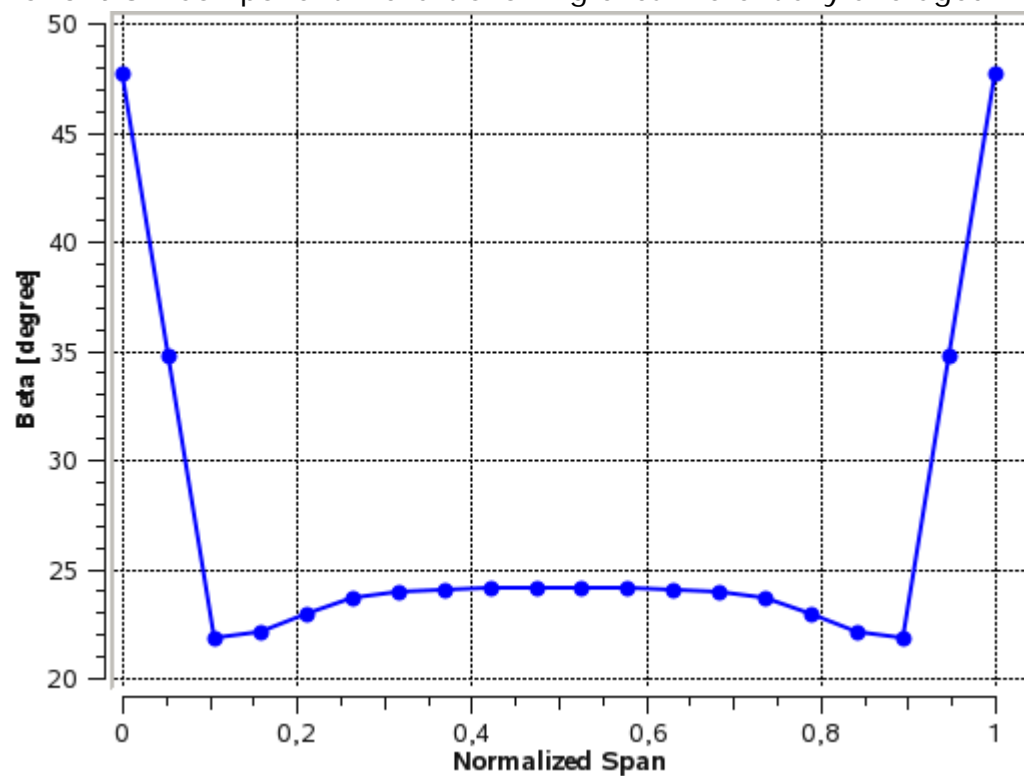


Chart 6. Component 1 chart showing circumferentially averaged relative Mach number at the LE

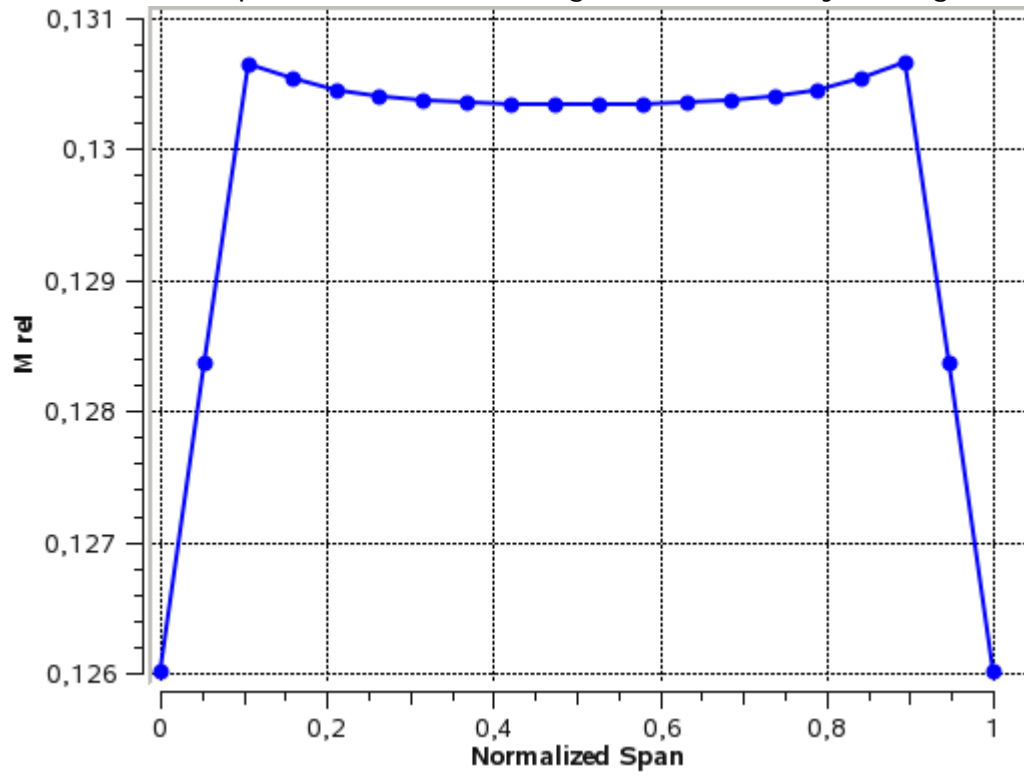


Chart 7. Component 1 chart showing circumferentially averaged flow angle at the TE

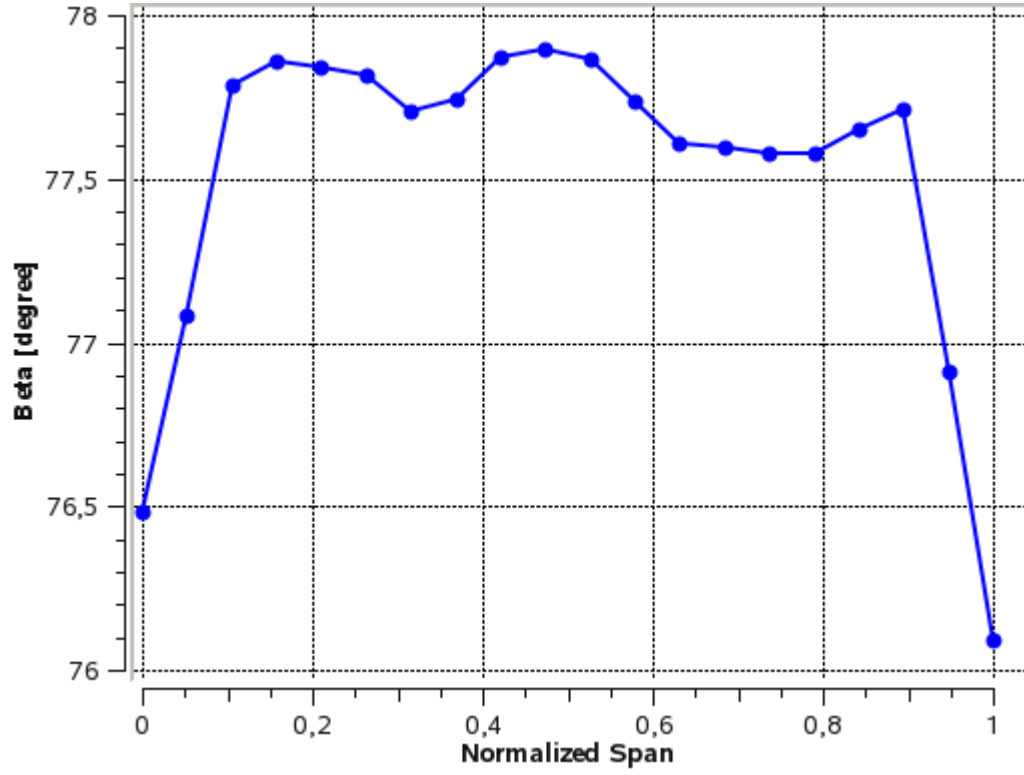


Chart 8. Component 1 chart showing circumferentially averaged Mach number at the TE

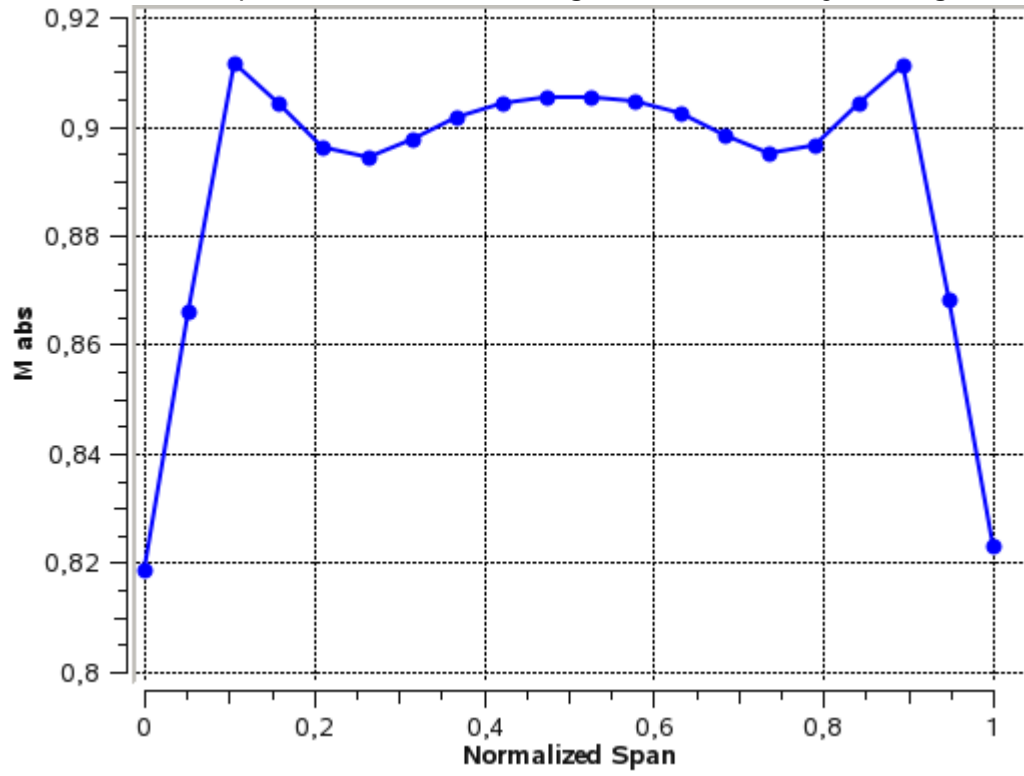


Chart 9. Component 1 chart showing circumferentially averaged Cm at the TE

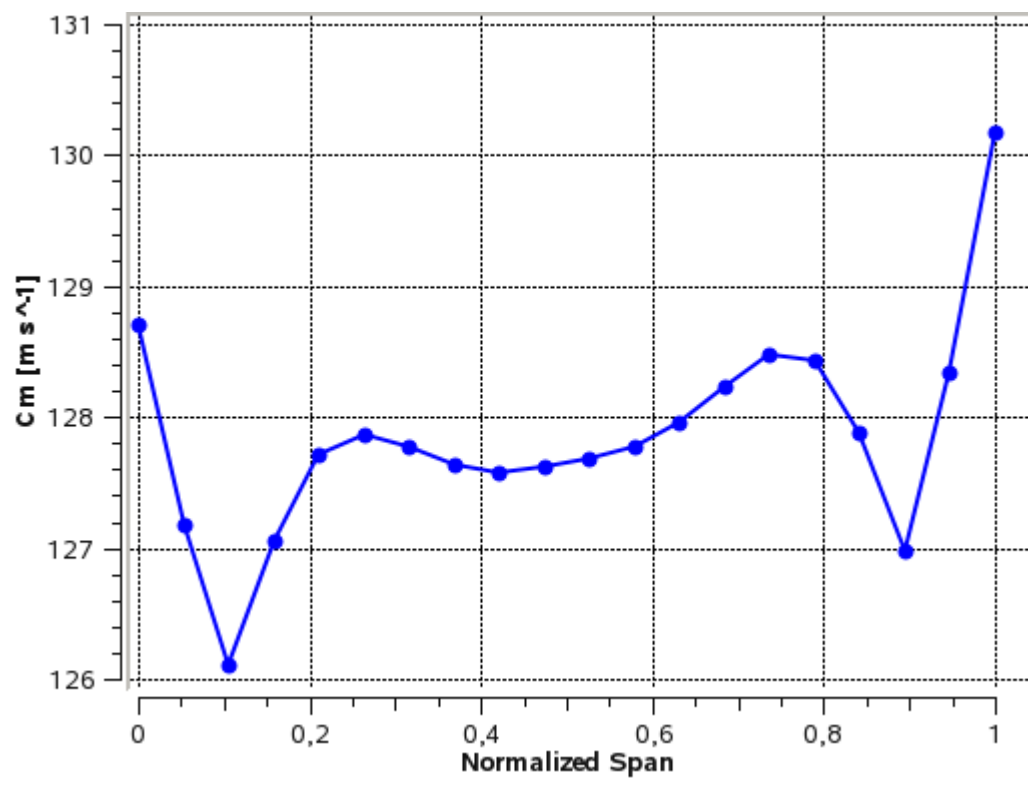


Chart 10. Component 2 chart showing circumferentially averaged flow angle at the LE

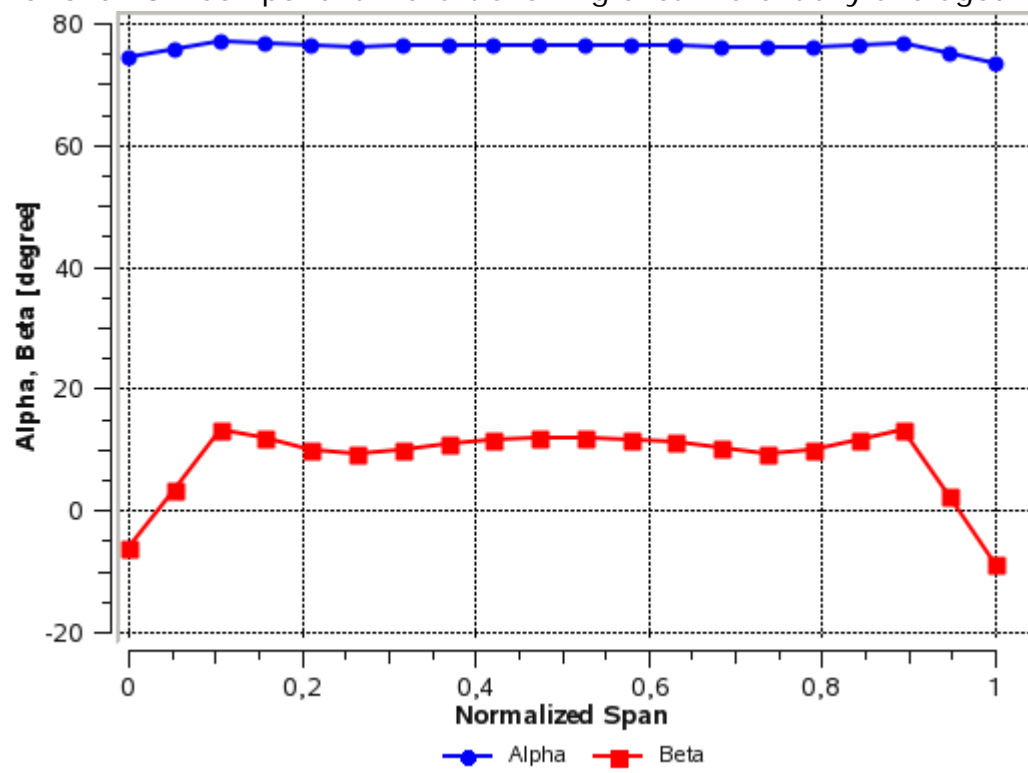


Chart 11. Component 2 chart showing circumferentially averaged relative Mach number at the LE

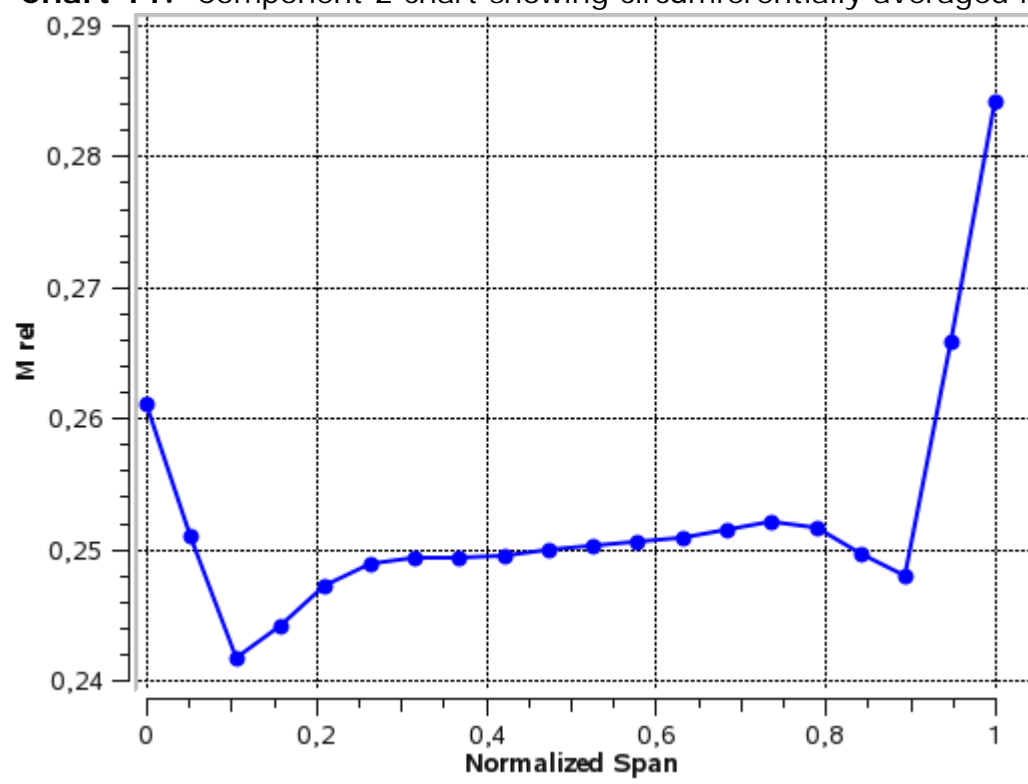


Chart 12. Component 2 chart showing circumferentially averaged flow angle at the TE

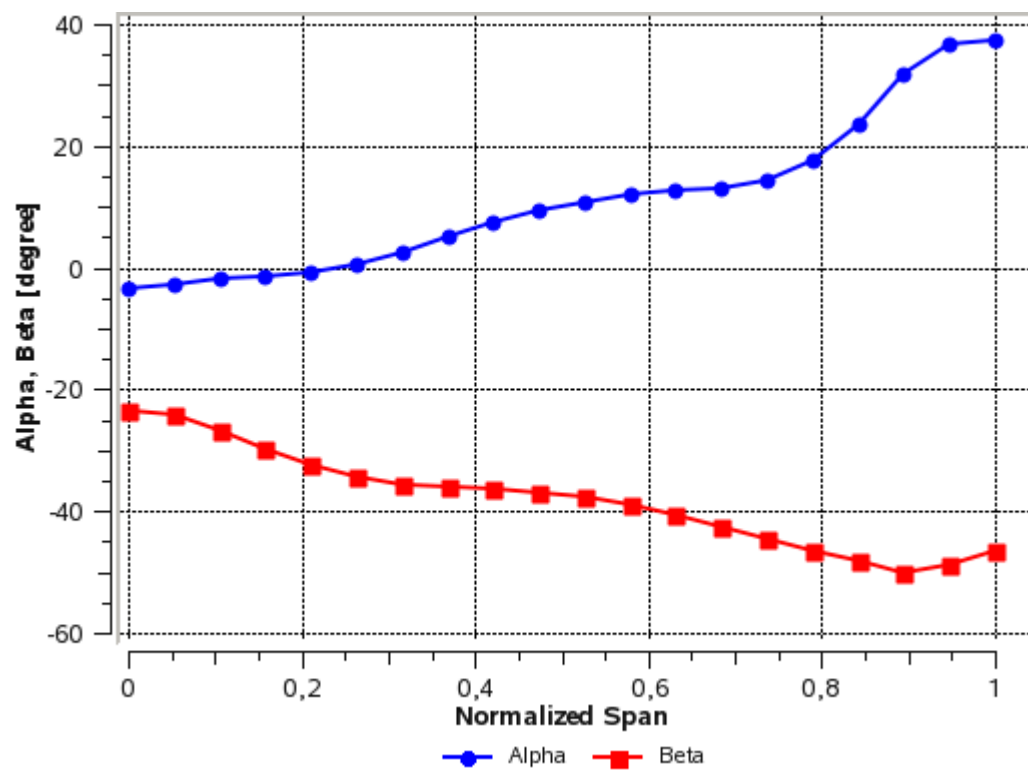


Chart 13. Component 2 chart showing circumferentially averaged relative and absolute Mach number at the TE

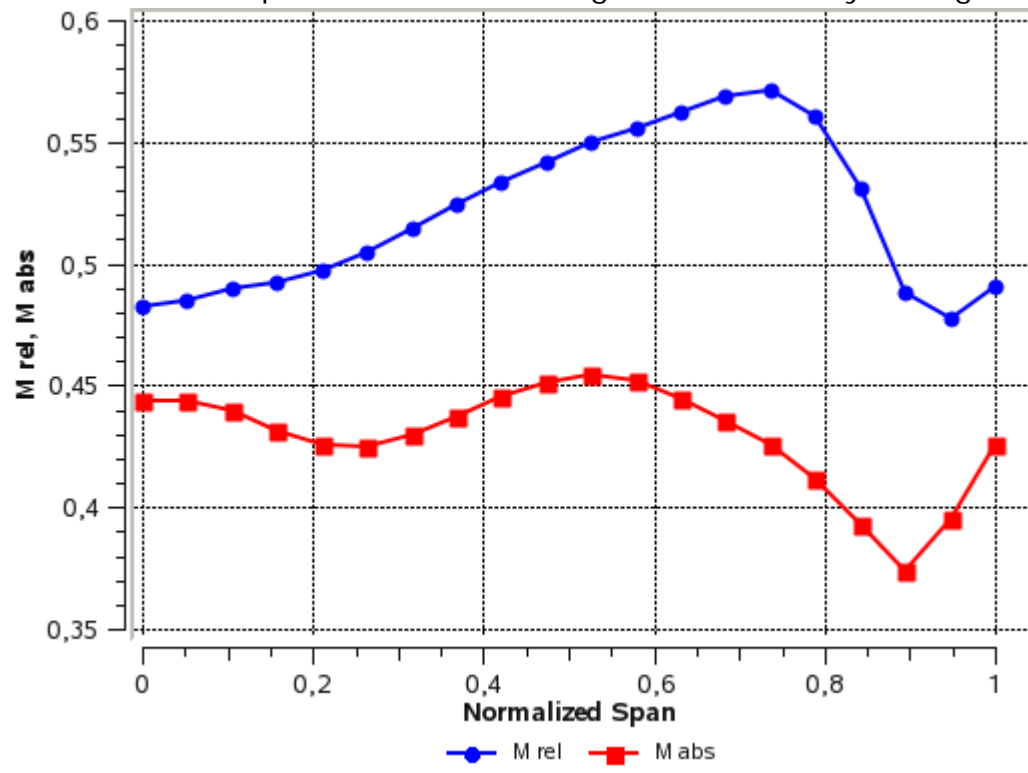


Chart 14. Component 2 chart showing circumferentially averaged Cm at the TE

