

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

TESE DE DOUTORADO

**Projeto de Turbinas Radiais Operadas com
Fluidos Orgânicos Para Baixas Potências**

Autor: **Prof. MSc. Rubén Alexis Miranda Carrillo**
Orientador: **Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento**
Co-orientador: **Prof^ª. Dr^a. Lucilene de Oliveira Rodrigues**

Itajubá, Julho de 2015

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

TESE DE DOUTORADO

Projeto de Turbinas Radiais Operadas com Fluidos Orgânicos Para Baixas Potências

Autor: **Prof. MSc. Rubén Alexis Miranda Carrillo**

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

Co-orientador: **Prof^a. Dr^a. Lucilene de Oliveira Rodrigues**

Curso: **Doutorado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Conversão da Energia**

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

Itajubá, Julho de 2015

M.G. – Brasil

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

TESE DE DOUTORADO

Projeto de Turbinas Radiais Operadas com Fluidos Orgânicos Para Baixas Potências

Autor: **Prof. MSc. Rubén Alexis Miranda Carrillo**

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

Co-orientadora: **Prof^a. Dr^a. Lucilene de Oliveira Rodrigues**

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Jesuino Takachi Tomita – DCTA/ITA

Prof. Dr. Mauricio Araujo Zanardi – UNESP-Guaratinguetá

Prof. Dr. Waldir de Oliveira – IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho – IEM/UNIFEI

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

Prof^a. Dr^a. Lucilene de Oliveira Rodrigues (Co-orientadora) – IEM/UNIFEI

DEDICATÓRIA

*Dedico esta Tese de Doutorado aos meus pais, Rubén Darío e Vilma Rosa,
A minha mulher, Martha Lucía e os meus filhos, Rubén Miguel e Luna Valentina,
A minha irmã, Maryoris Judith, o meu cunhado Daniel,
E os meus sobrinhos, Daniel Antonio e Daniela Alexandra.*

AGRADECIMENTOS

“O Deus pai todo poderoso pelo amor, apoio, força, amizade e compreensão em todos os momentos da minha vida. Obrigado meu Deus pela tua presença na minha vida.”

As minhas fontes de inspiração, aos meus pais, *Rubén Darío* e *Vilma Rosa*, a minha mulher *Martha Lucía*, os meus filhos *Rubén Miguel* e *Luna Valentina*, a minha irmã, *Maryoris Judith*, o meu cunhado, *Daniel* e os meus sobrinhos *Daniel Antonio* e *Daniela Alexandra*, pelo amor, carinho, paciência, incentivo, compreensão, força e apoio que sempre me dispensaram e me incentivaram durante a minha ausência na execução desta pesquisa e do meu desenvolvimento cultural.

Ao meu Orientador, o Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento e minha co-orientadora, a Prof^a. Dr^a. Lucilene de Oliveira Rodrigues pela competência, dedicação, paciência e amizade.

Ao Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora e ao Prof. Dr. Juan Carlos Avella Campos pela oportunidade.

Ao pessoal do GETEC pela amizade 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.

Nós só podemos ver um pouco do futuro, mas o suficiente para perceber que há muito a fazer.

Alan Turing

O tempo é uma medida das lembranças.

Rubén Alexis Miranda Carrillo

RESUMO

MIRANDA, R. A. C., (2015), *Projeto de Turbinas Radiais Operadas com Fluidos Orgânicos para Baixas Potências*, Itajubá, 236p., Tese de Doutorado (Doutorado em Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Esta tese de doutorado apresenta o projeto aerotermodinâmico preliminar de turbinas radiais subsônicas para ciclos Rankine orgânicos (ORC) operando com os refrigerantes R123, R134a, R141b e R152a como fluidos de trabalho. Essa análise é baseada na equação de energia unidimensional e na equação de estado de Redlich-Kwong e incorpora todas as equações e correlações necessárias mediante o uso da linguagem de programação FORTRAN e a Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC).

O programa “*TurbinaDP-RG*” utiliza uma solução unidimensional para determinar as características do escoamento através da turbina radial ao longo da linha de corrente média para as condições do ponto de projeto estabelecidas em regime permanente.

A turbina radial operada com R141b apresentou o maior tamanho, $r_{2,R141b} = 114,144$ mm e maior eficiência total-total, $\eta_{tt,R141b} = 70,504\%$ em comparação com a turbina radial operada com R134a, que apresentou $r_{2,R134a} = 63,783$ mm e eficiência total-total $\eta_{tt,R141b} = 68,888\%$.

Palavras-chave

Fluidos orgânicos, turbina radial, voluta, bocal, rotor radial, linha de corrente média, Dinâmica dos Fluidos Computacional.

ABSTRACT

MIRANDA, R. A. C., (2015), *Meanline design of Radial-Inflow Turbine Operated with Organic Working Fluid for Small Power Systems*, Itajubá, 236p., PhD. These - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

This thesis presents the preliminary meanline aero-thermodynamics design of a radial-inflow subsonic turbine for an organic Rankine cycle (ORC) operating with refrigerant R123, R134a, R141b and R152a as organic working fluid. This analysis is based on one-dimensional energy equation and the Redlich-Kwong equation of state and incorporates the necessary performance correlations by using the FORTRAN programming language and the Computational Fluid Dynamics (CFD).

The “*TurbinaDP-RG*” program uses a one-dimensional solution to determine the flow characteristics through the radial-inflow turbine along the meanline.

The radial turbine operated with R141b showed the largest size $r_{2,R141b} = 114.144$ mm and greater total-total efficiency $\eta_{tt,R141b} = 70.504\%$ as compared as the radial-inflow turbine operated with R134a with overall results of $r_{2,R134a} = 63.783$ mm and total-total efficiency $\eta_{tt,R141b} = 68.888\%$.

Keywords

Organic Rankine fluids, radial-inflow turbine, volute, nozzle, meanline, Computational Fluid Dynamics (CFD).

	i
DEDICATÓRIA	IV
AGRADECIMENTOS	V
ABSTRACT	IX
LISTA DE FIGURAS	VI
LISTA DE TABELAS	X
SIMBOLOGIA	XII
LETRAS LATINAS	XII
LETRAS GREGAS	XIV
SOBRESCRITOS	XV
SUBSCRITOS	XV
SIGLAS	XVII
CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1 GENERALIDADES -----	1
1.2 CICLO RANKINE ORGÂNICO - ORC -----	4
1.3 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO-----	8
1.4 OBJETIVOS DO TRABALHO -----	10
1.5 METODOLOGIA -----	10
1.6 CONTRIBUIÇÃO DA TESE -----	12
1.7 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO -----	12
CAPÍTULO 2	14
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1 TURBINAS OPERADAS COM FLUIDOS ORGÂNICOS -----	14
2.2 TURBINAS RADIAIS-----	15
2.2.1 Principio de Funcionamento-----	15
2.2.2 Transformação da Energia -----	16
2.3 EQUAÇÃO DE ESTADO DE REDLICH-KWONG-----	17
2.4 MODELO TERMODINÂMICO DO GÁS REAL -----	20
2.4.1 Calores Específicos do Gás Real-----	20
2.4.2 Derivadas Parciais do Gás Real -----	21
2.4.3 Entalpia Específica do Gás Real -----	22
2.4.4 Entropia Específica do Gás Real -----	27

2.4.5 Velocidade do Som do Gás Real-----	28
2.4.6 Propriedades de Transporte do Gás Real -----	28
2.4.7 Características de Desempenho da Turbina Radial-----	30
2.5 REVISÃO DA LITERATURA -----	35
2.5.1 Sinopse da Revisão da Literatura -----	38
CAPÍTULO 3 _____	39
PROJETO PRELIMINAR DA TURBINA RADIAL _____	39
3.1 ANÁLISE AEROTERMODINÂMICA DA TURBINA RADIAL OPERANDO COM FLUIDOS ORGÂNICOS-----	39
3.1.1 Projeto Preliminar Integrado -----	39
3.1.2 Considerações do Projeto -----	41
3.2 PROJETO PRELIMINAR DO ROTOR RADIAL-----	41
3.2.1 Entrada do Rotor Radial -----	41
3.2.2 Saída do Rotor Radial -----	49
3.2.3 Largura Axial do Rotor Radial -----	54
3.2.4 Número de Pás do Rotor Radial-----	55
3.2.5 Fator de Bloqueio no Rotor Radial -----	56
3.2.6 Razão de Velocidade Tangencial e Final do Estágio-----	58
3.2.7 Dimensionamento do Rotor Radial-----	60
3.3 REGIÃO ENTRE O BOCAL–ROTOR RADIAL -----	66
3.3.1 Ângulo do Escoamento Absoluto na Saída do Bocal -----	67
3.4 PROJETO PRELIMINAR DA GRADE INJETORA -----	69
3.4.1 Saída do Bocal-----	71
3.4.2 Entrada do Bocal-----	74
3.4.3 Dimensionamento do Bocal -----	78
3.4.4 Fator de Bloqueio do Bocal-----	80
3.5 REGIÃO ENTRE A VOLUTA-BOCAL-----	80
3.6 PROJETO PRELIMINAR DA VOLUTA -----	82
3.6.1 Dimensionamento da Voluta -----	83
CAPÍTULO 4 _____	95
PERDAS NA TURBINA RADIAL _____	95
4.1 CLASSIFICAÇÃO DAS PERDAS NA TURBINA RADIAL -----	95
4.2 PERDAS NO ROTOR RADIAL -----	96
4.2.1 Perdas por Incidência no Rotor Radial (L_{incr}) - <i>Incidence Loss</i> -----	96

4.2.2 Perdas por Atrito na Passagem do Rotor Radial (L_{fr}) – <i>Passage Loss</i> -----	98
4.2.3 Perdas devido às Folgas no Rotor Radial (L_{clr}) – <i>Tip Clearance Loss</i> -----	102
4.2.4 Perdas devido à Curvatura da Passagem do Rotor Radial (L_{shr}) – <i>Passage Curvature Loss</i> -----	103
4.2.5 Perdas na Saída do Rotor Radial (L_{exr}) – <i>Exit Loss</i> -----	103
4.2.6 Perdas na Placa Traseira do Rotor Radial (L_{dflr}) – <i>Backplate Loss</i> -----	104
4.2.7 Perdas por Recirculação na Entrada do Rotor Radial (L_{rlr}) – <i>Recirculation Loss</i>	104
4.2.8 Coeficiente de Perda de Pressão de Estagnação do Rotor Radial (Y_r) -----	105
4.2.9 Coeficiente de Velocidade do Rotor Radial (K_r)-----	106
4.2.10 Coeficiente de Perda de Entalpia do Rotor Radial (ξ_r) -----	106
4.3 PERDAS NA GRADE INJETORA -----	106
4.3.1 Coeficiente de Perda no Bocal (L_b) – <i>Nozzle Exit Loss</i> -----	106
4.3.2 Entupimento no Bocal-----	107
4.3.3 Coeficiente de Perda de Pressão de Estagnação do Bocal (Y_b)-----	107
4.3.4 Coeficiente de Velocidade do Bocal (K_b)-----	107
4.3.5 Coeficiente de Perda de Entalpia do Bocal (ξ_b)-----	107
4.4 PERDAS NA VOLUTA -----	108
4.4.1 Perda na Entrada da Voluta (L_{Cv}) – <i>Duct Inlet Loss</i> -----	108
4.4.2 Perda devido à Velocidade Meridional da Voluta (L_{Mv}) – <i>Meridional Velocity Loss</i>	109
4.4.3 Perda por Atrito no Canal de Passagem da Voluta (L_{fv}) – <i>Channel Friction Loss</i>	110
4.4.4 Perda devido à Velocidade Tangencial na Voluta (L_{Tv}) – <i>Tangential Velocity Loss</i>	112
4.4.5 Coeficiente de Perda de Pressão de Estagnação da Voluta (Y_{VTPL}) -----	112
4.4.6 Coeficiente de Recuperação de Pressão Estática da Voluta (C_{Pv}) -----	113
4.4.7 Coeficiente de Velocidade da Voluta (S_v) -----	113
4.4.8 Vazão Mássica de Recirculação (\dot{m}_R)-----	113
4.4.9 Fator de Bloqueio na Voluta (B_{fv})-----	114
4.5 EFICIÊNCIA TOTAL-TOTAL DO ESTÁGIO-----	114
4.6 PERDA DE POTÊNCIA DEVIDO AO ROLAMENTO-----	115
4.7 PERDA DE POTÊNCIA DEVIDO À SELAGEM -----	116
4.8 POTÊNCIA TOTAL DA TURBINA RADIAL -----	117
CAPÍTULO 5 _____	118
ESCOAMENTO ATRAVÉS DA TURBINA RADIAL: ANÁLISES DOS RESULTADOS _____	118

5.1 ANÁLISE DO PROJETO DA TURBINA RADIAL-----	118
5.2 estrutura do código computacional: programa “ <i>turbinadp-rg</i> ”-----	119
5.3 condições de expansão-----	120
5.4 ANÁLISE UNIDIMENSIONAL DA TURBINA RADIAL-----	126
5.4.1 Avaliação do Bocal-----	130
5.4.2 Avaliação do Rotor Radial-----	133
5.4.3 Avaliação da Voluta-----	148
5.5 ANÁLISE TRIDIMENSIONAL DO ESCOAMENTO DA TURBINA RADIAL---	151
5.5.1 Estrutura da Análise Mediante a DFC-----	151
5.5.2 Simulações Mediante DFC: Voluta-----	159
5.5.3 Simulações Mediante DFC: Conjunto Bocal-Rotor Radial-----	164
5.5.4 Validação do Modelo Termodinâmico-----	169
5.5.5 Comparativo de Resultados-----	170
CAPÍTULO 6 _____	172
CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS _____	172
6.1 CONCLUSÕES-----	172
6.2 PERSPECTIVAS FUTURAS-----	175
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS _____	176
APÊNDICE A _____	187
LIMITES AEROTERMODINÂMICOS E CONSTRUTIVOS DE TURBINAS RADIAIS _____	187
APÊNDICE B _____	197
FLUXOGRAMA DO PROGRAMA DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL _____	197
APÊNDICE C _____	198
EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO _____	198
C.1 CONSERVAÇÃO DA MASSA-----	198
C.2 CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO-----	199
C.3 CONSERVAÇÃO DA ENERGIA-----	200
APÊNDICE D _____	202
MANUAL DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS – “TURBINADP-RG” _____	202
D.1 PARÂMETROS DE ENTRADA-----	202

APÊNDICE E	v
INFORMAÇÃO DOS FLUIDOS REFRIGERANTES	207

Lista de Figuras

Figura 1 – Consumo de energia elétrica doméstica.-----	2
Figura 2 – Emissões de CO ₂ : combustíveis fósseis.-----	3
Figura 3 – Componentes de uma usina operando com ciclo Rankine a vapor convencional. --	4
Figura 4 – Diagrama de funcionamento do ciclo Rankine orgânico (ORC).-----	5
Figura 5 – Classificação dos fluidos orgânicos. -----	7
Figura 6 - Metodologia do projeto preliminar da turbina radial. -----	11
Figura 7 – Componentes da turbina radial.-----	15
Figura 8 – Diagrama de Mollier entalpia-entropia da turbina radial: processo de expansão.--	16
Figura 9 – Fluxograma do projeto preliminar integrado. -----	40
Figura 10 – Plano meridional da pá do rotor radial.-----	46
Figura 11 – Triângulo de velocidade na entrada do rotor radial. -----	47
Figura 12 – Diagrama entalpia-entropia da turbina radial. -----	49
Figura 13 – Triângulo de velocidade na saída do rotor radial.-----	53
Figura 14 – Critérios de seleção do número de pás do rotor radial. -----	56
Figura 15 – Fator de bloqueio na entrada do rotor radial. -----	57
Figura 16 – Fator de bloqueio na saída do rotor radial.-----	57
Figura 17 – U_2/C_{OM} em função de β_2 . -----	59
Figura 18 – Correlação entre o diâmetro específico e a rotação específica para turbinas. ----	63
Figura 19 – Região entre o bocal–rotor radial.-----	67
Figura 20 – Variação do ângulo do escoamento absoluto na saída do bocal em função da razão de massa específica. -----	68
Figura 21 – Variação do ângulo do escoamento absoluto na saída do bocal em função da razão de raios bocal–rotor radial. -----	69
Figura 22 – Plano meridional da palheta do bocal.-----	70
Figura 23 – Diagramas de velocidades do bocal.-----	71

Figura 24 – Corda do bocal.-----	78
Figura 25 – Fator de bloqueio no bocal.-----	80
Figura 26 – Região entre a voluta–bocal.-----	81
Figura 27 – Variação do ângulo do escoamento absoluto na saída da voluta em função razão de massa específica.-----	82
Figura 28 – Voluta da turbina radial.-----	84
Figura 29 – Seções de estudo da voluta.-----	89
Figura 30 – Diagrama de velocidades da voluta.-----	90
Figura 31 – Classificação das perdas na turbina radial.-----	96
Figura 32 – Efeito do ângulo de incidência na entrada do rotor radial.-----	97
Figura 33 – Raio de curvatura médio.-----	101
Figura 34 – Folgas no rotor radial.-----	103
Figura 35 – Raio de recirculação no rotor radial.-----	105
Figura 36 – Cone de entrada da voluta.-----	108
Figura 37 – Análise da geometria da voluta.-----	110
Figura 38 – Estrutura do código computacional.-----	119
Figura 39 – Diagrama $P - h$ para o processo de expansão do R123.-----	121
Figura 40 – Diagrama $P - h$ para o processo de expansão do R134a.-----	122
Figura 41 – Diagrama $P - h$ para o processo de expansão do R141b.-----	123
Figura 42 – Diagrama $P - h$ para o processo de expansão do R152a.-----	124
Figura 43 – Ângulo absoluto do escoamento na saída do bocal em função da rotação específica.-----	132
Figura 44 – Número mínimo de palhetas do bocal em função do ângulo do escoamento absoluto na saída do bocal.-----	133
Figura 45 – Eficiência isentrópica em função da rotação específica.-----	135
Figura 46 – Número de pás do rotor radial.-----	136
Figura 47 – Razão de expansão total-estática em função do fator de potência do estágio. --	136
Figura 48 – Razão de raios em função da razão da velocidade relativa.-----	137
Figura 49 – Variação da largura adimensional da pá em função da rotação específica.-----	138
Figura 50 – Raio na ponta e de entrada do rotor em função da rotação específica.-----	138
Figura 51 – Eficiência isentrópica total-estática em função da rotação específica.-----	139
Figura 52 – Comparativo dos plano meridionais.-----	140
Figura 53 – Rotação específica e razão de velocidades meridionais em função da razão de raios do rotor radial.-----	140

Figura 54 – Determinação alternativa do triângulo de velocidades de rotores radiais. -----	142
Figura 55 – Efeito da folga no topo e radial para o R123.-----	143
Figura 56 – Efeito da folga no topo e radial para o R134a. -----	144
Figura 57 – Efeito da folga no topo e radial para o R141b. -----	144
Figura 58 – Efeito da folga no topo e radial para o R152a. -----	145
Figura 59 – Efeito da folga na placa traseira para o R123. -----	146
Figura 60 – Efeito da folga na placa traseira para o R134a.-----	147
Figura 61 – Efeito da folga na placa traseira para o R141b. -----	147
Figura 62 – Efeito da folga na placa traseira para o R152a.-----	148
Figura 63 – Área da seção de estudo da voluta em função do ângulo azimute. -----	149
Figura 64 – Raio da seção de estudo da voluta em função do ângulo azimute.-----	149
Figura 65 – Componente da velocidade absoluta na direção tangencial da voluta em função do ângulo azimute. -----	150
Figura 66 – Raio da linha de corrente média da voluta em função do ângulo azimute. -----	150
Figura 67 – Estrutura de funcionamento da DFC.-----	152
Figura 68 – Geometria dos componentes da turbina radial.-----	153
Figura 69 – Malha computacional. -----	154
Figura 70 – Simetria e periodicidade da turbina radial.-----	155
Figura 71 – Direção do escoamento na entrada do bocal. -----	156
Figura 72 – Domínio computacional e interface bocal-rotor radial. -----	157
Figura 73 – Distribuição da pressão de estagnação na voluta. -----	159
Figura 74 – Distribuição da pressão estática na voluta.-----	160
Figura 75 – Distribuição da temperatura de estagnação na voluta.-----	161
Figura 76 – Distribuição de temperatura estática na voluta. -----	162
Figura 77 – Distribuição de velocidade absoluta na voluta.-----	163
Figura 78 – Distribuição do número de Mach na voluta. -----	164
Figura 79 – Distribuição do número de Mach na grade do conjunto bocal-rotor radial. -----	165
Figura 80 – Distribuição do número de Mach no plano meridional do conjunto bocal-rotor radial.-----	166
Figura 81 – Distribuição da velocidade absoluta na grade do conjunto bocal-rotor radial. --	167
Figura 82 – Distribuição da velocidade meridional no plano meridional do conjunto bocal-rotor radial -----	168
Figura 83 – Comparação da massa específica e a temperatura de estagnação para o R141b.	169
Figura 84 – Comparação da velocidade do som e a temperatura de estagnação para o R141b.	170

Figura 85 – Folga na ponta do rotor. -----	204
Figura 86 – Janela do programa de cálculo unidimensional.-----	204
Figura 87 – Janela para salvar arquivos.-----	205
Figura 88 – Janela de resultados de cálculo pelo programa “ <i>TurbinaDP-RG</i> ”. -----	205
Figura 89 – Informação do fluido refrigerante R123.-----	208
Figura 90 – Informação do fluido refrigerante R134a.-----	208
Figura 91 – Informação do fluido refrigerante R141b. -----	209
Figura 92 – Informação do fluido refrigerante R152a.-----	209

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Consumo de energia elétrica doméstica. -----	2
Tabela 2 – Emissões de CO ₂ : combustíveis fósseis. -----	3
Tabela 3 – Modificações do termo de atração de diferentes equações cúbicas de estado. -----	18
Tabela 4 – Constantes da colisão integral das moléculas. -----	29
Tabela 5 – Grau de reação. -----	31
Tabela 6 – Outras correlações de desempenho nas turbinas.-----	34
Tabela 7 – Sinopse geral da revisão da literatura. -----	38
Tabela 8 – Determinação da largura axial do rotor radial. -----	55
Tabela 9 – Determinação do fator de bloqueio.-----	58
Tabela 10 – Coeficiente de atrito para rolamentos. -----	116
Tabela 11 – Propriedades termodinâmicas do R123. -----	125
Tabela 12 – Propriedades termodinâmicas do R134a. -----	125
Tabela 13 – Propriedades termodinâmicas do R141b. -----	125
Tabela 14 – Propriedades termodinâmicas do R152a. -----	126
Tabela 15 – Turbina radial operando com o refrigerante R123. -----	127
Tabela 16 – Turbina radial operando com o refrigerante R134a.-----	127
Tabela 17 – Turbina radial operando com o refrigerante R141b. -----	128
Tabela 18 – Turbina radial operando com o refrigerante R152a.-----	128
Tabela 19 - Correlações de desempenho. -----	129
Tabela 20 - Características da malha numérica. -----	154
Tabela 21 – Condições de contorno: voluta. -----	157
Tabela 22 – Condições de contorno: conjunto bocal-rotor radial.-----	158
Tabela 23 – Comparativo de resultados da turbina radial. -----	171
Tabela 24 – Limites aerotermodinâmicos e construtivos de bocais. -----	188
Tabela 25 – Limites aerotermodinâmicos e construtivos na região entre o bocal-rotor radial.	189

Tabela 26 – Limites aerodinâmicos e construtivos de rotores radiais. ----- 190

Tabela 27 – Limites aerodinâmicos e construtivos de volutas. ----- 196

Simbologia

Letras Latinas

A	área, coeficiente	m^2
A_R	coeficiente da equação de RK para o fator de compressibilidade	
a	aceleração, velocidade do som	m/s
a_{RK}	constante de Redlich-Kwong	
B, B_f	coeficiente, fator de bloqueio	
B_R	coeficiente da equação de RK para o fator de compressibilidade	
b	largura do canal de passagem	m
b_{RK}	constante de Redlich-Kwong	
C	velocidade absoluta	m/s
C_r	corda	m
C_p	calor específico à pressão constante	kJ/kg
C_v	calor específico a volume constante	kJ/kg
d, D	diâmetro	m
D_{SS}	diâmetro específico	m
f_F	fator de atrito de Fanning	
f_D	fator de atrito de Haaland	
f_d	folga na placa traseira	

f_b	folga na ponta	
h	entalpia	kJ/kg
I	rotalpia	kJ/kg
i	ângulo de incidência	graus
K	coeficiente de velocidade	
L	comprimento	m
LCM	linha de corrente média	m
M	número de Mach	
M, m	massa	kg
M_W	massa molar do gás	kg/kmol
\dot{m}	vazão mássica	kg/s
n	expoente isentrópico	
N_{rpm}	rotação	rpm
N_{SS}	rotação específica	
O	garganta	m
P	pressão	Pa
P_{crit}	pressão crítica	kPa
P_R	pressão reduzida	
PF	ponto focal	
Q	vazão volumétrica	m ³ /s
\dot{Q}	fluxo de calor	kJ/s
R	constante do gás ou do fluido de trabalho	J/kgK
\bar{R}	constante universal dos gases ideais	kJ/kmolK
Re	número de Reynolds	
r	raio	mm
s	entropia	kJ/kgK
S_f	fator de estagnação	
T	temperatura	K
T_{crit}	temperatura crítica	K
T_R	temperatura reduzida	
t	espessura	mm
U	velocidade tangencial do rotor	m/s
u	energia interna	kJ/kg
v	volume específico	m ³ /kg

W	velocidade relativa	m/s
\dot{W}	potência	kW
w	trabalho específico da turbina	J/kg
X	título	
Y	coeficiente de perda de pressão	
Z	fator de compressibilidade	
Z_{crit}	fator de compressibilidade crítico	

Letras Gregas

α	ângulo de escoamento absoluto	graus
β	ângulo de escoamento relativo	graus
η	eficiência	
θ	coeficiente de vazão mássica, ângulo	
ρ	massa específica	kg/ m ³
ω	velocidade angular	rad/s
ξ	coeficiente de perda de entalpia	
ε_r	rugosidade da parede de turbomáquinas	
Δr	razão de raios	
Δh_{iso}	trabalho específico isentrópico	kJ/kg
σ	solidez	
$\eta_{tt,i}$	eficiência total-total inicial	
η_{tt}	eficiência total-total	

Sobrescritos

- Propriedade em base molar

Subscritos

<i>b</i>	bocal
<i>crit</i>	crítica
<i>esp</i>	específico
<i>din</i>	dinâmica
<i>g</i>	Constante do gás
<i>h</i>	raiz ou hub
<i>id</i>	ideal
<i>iso</i>	isentrópico
<i>lv</i>	lingüeta da voluta
<i>m</i>	componente meridional
<i>n</i>	direção normal
<i>p</i>	pressão constante
<i>P₀</i>	pressão de estagnação
<i>r</i>	rotor, relação, direção radial, componente radial
<i>R</i>	reduzida, correção residual
<i>RK</i>	Redlich-Kwong

<i>ref</i>	estado de referência
<i>s</i>	ponta ou shroud
<i>T</i>	turbina
T_0	temperatura de estagnação
<i>v</i>	volume constante, voluta
v_0	volume específico de estagnação
<i>W</i>	molar
<i>ts</i>	total-estático
<i>tt</i>	total-total
<i>tv</i>	centro da voluta
<i>02rel,03rel</i>	condição relativa na entrada e saída do rotor
<i>0,id</i>	propriedade de estagnação na condição ideal
<i>0,idg</i>	propriedade de estagnação na condição ideal do gás
<i>0,R</i>	correção residual
<i>0,iso</i>	condição isentrópica
<i>OM</i>	condição desenvolvida pelo Miranda, (2015)
<i>03s</i>	condição isentrópica na saída do rotor
<i>ev</i>	entrada da voluta, setor de análise
<i>sv</i>	saída da voluta, setor de análise
<i>0</i>	entrada do bocal, constante, condição de estagnação, setor de análise
<i>1</i>	saída do bocal, constante, condição de estagnação, setor de análise
<i>2</i>	entrada do rotor, constante, condição de estagnação, setor de análise
<i>3</i>	saída do rotor, constante, condição de estagnação, setor de análise

Siglas

CO_2	Dióxido de carbono
TWh	Tera Watts hora
$MtCO_2$	Mega toneladas de dióxido de carbono
ORC	Ciclo Rankine Orgânico
OWF	Fluido de trabalho orgânico
MFP	Vazão mássica corrigida
DFC	Dinâmica dos Fluidos Computacional

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Neste capítulo se apresenta as generalidades, a justificativa, os objetivos, a metodologia de implementação do programa computacional para determinar as condições do ponto de projeto das turbinas radiais operando com fluidos orgânicos para baixas potências, a contribuição da tese e finalmente a organização do trabalho.

1.1 GENERALIDADES

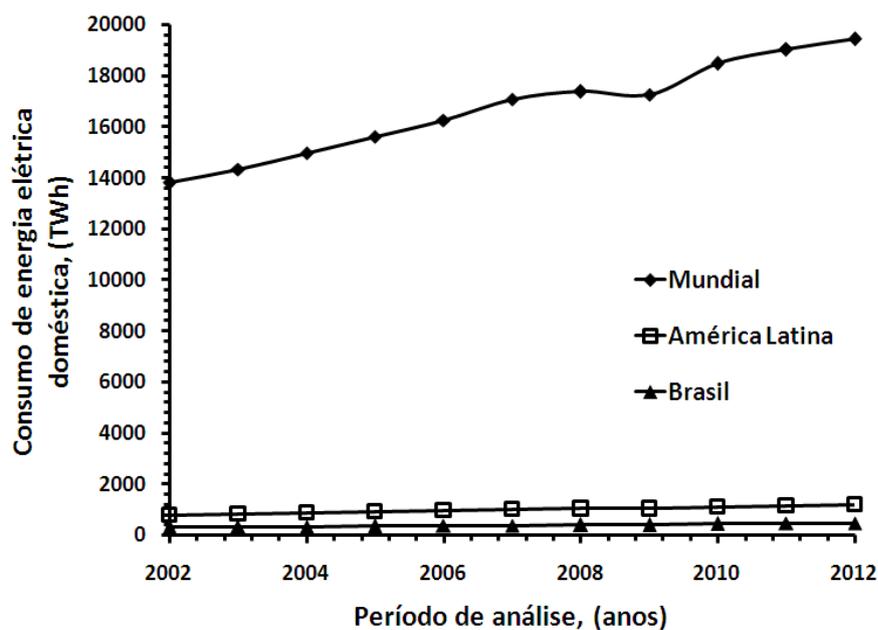
O consumo de energia elétrica doméstica tem aumentado na última década (Tabela 1), apresentando uma taxa de crescimento média de 3,3% anual no mundo, 3,6% anual na América Latina e 3,5% anual no Brasil, como é mostrado na Figura 1.

Conseqüentemente, no mesmo processo tem-se lançado grandes quantidades de dióxido de carbono (CO_2) na atmosfera, produto da geração de energia elétrica a partir da combustão de combustíveis fósseis, como é mostrado na Tabela 2.

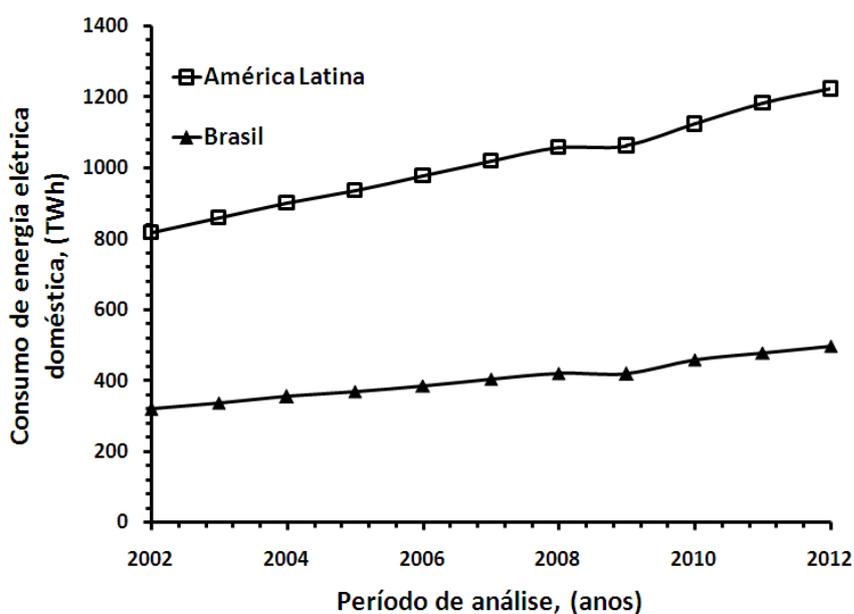
A Figura 2 mostra as emissões de CO_2 na atmosfera na última década, apresentando uma taxa de crescimento média de 2,3% anual no mundo, 2,6% anual na América Latina e 2,8% anual no Brasil. Portanto, as preocupações atuais sobre as mudanças climáticas exigem medidas para reduzir as emissões dos gases do efeito estufa.

Tabela 1 – Consumo de energia elétrica doméstica.

	Período de análise, (anos)										
	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
	Consumo de energia elétrica doméstica, (TWh)										
Mundial	13821	14347	14989	15636	16277	17091	17401	17296	18498	19054	19462
América Latina	818	860	901	937	978	1021	1059	1064	1125	1183	1224
Brasil	321	339	356	371	386	406	423	421	459	480	498



a) Comparativo entre o Brasil e o mundo.



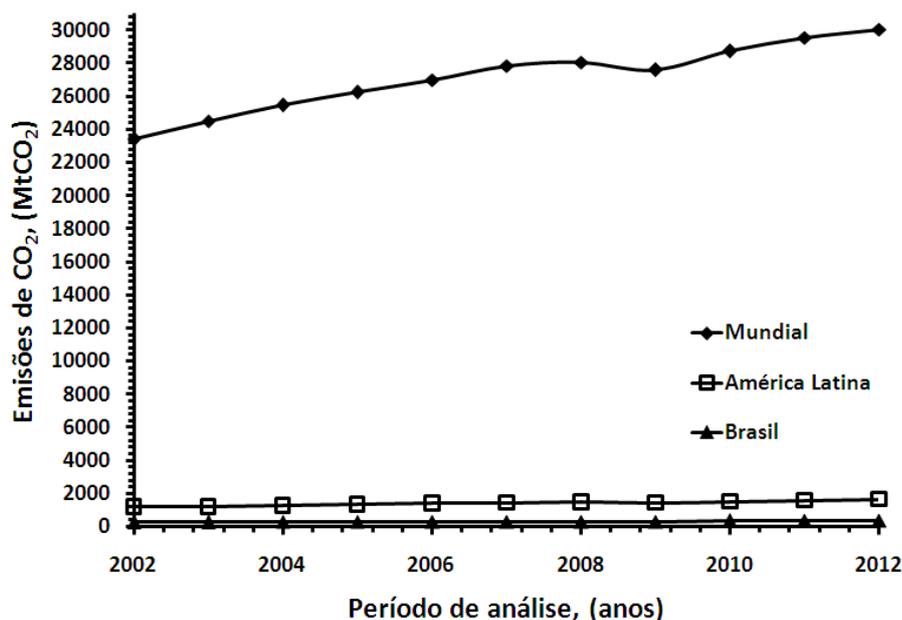
b) Comparativo entre o Brasil e a América Latina.

Figura 1 – Consumo de energia elétrica doméstica.

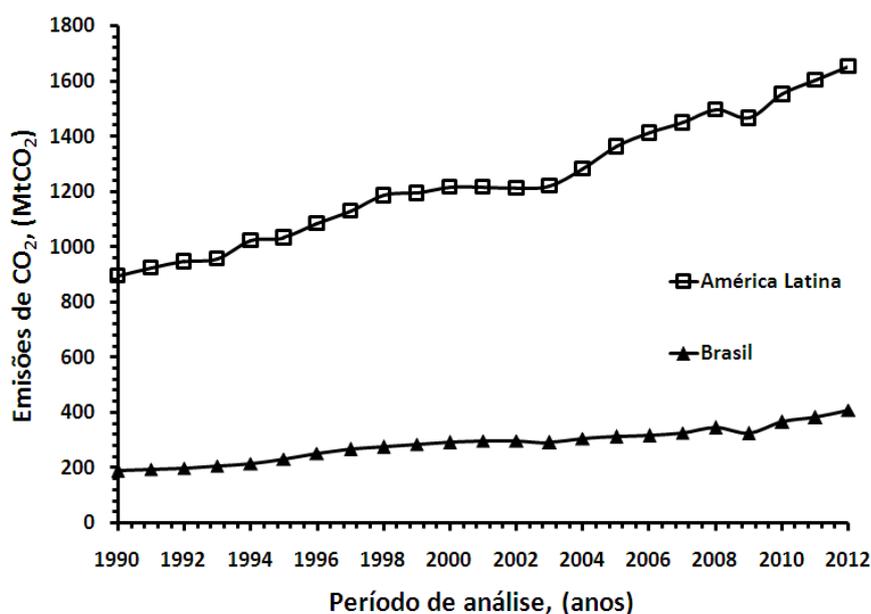
Fonte: Enerdata, Global Energy Statistical Yearbook 2013.

Tabela 2 – Emissões de CO₂: combustíveis fósseis.

	Período de análise, (anos)										
	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
Emissões de CO₂: combustíveis fósseis, (MtCO₂)											
Mundial	23430	24512	25465	26265	27011	27841	28081	27593	28743	29576	30062
América Latina	1214	1222	1284	1363	1414	1450	1499	1467	1553	1606	1655
Brasil	299	293	308	313	317	328	346	326	368	383	410



a) Comparativo entre o Brasil e o mundo.



b) Comparativo entre o Brasil e a América Latina.

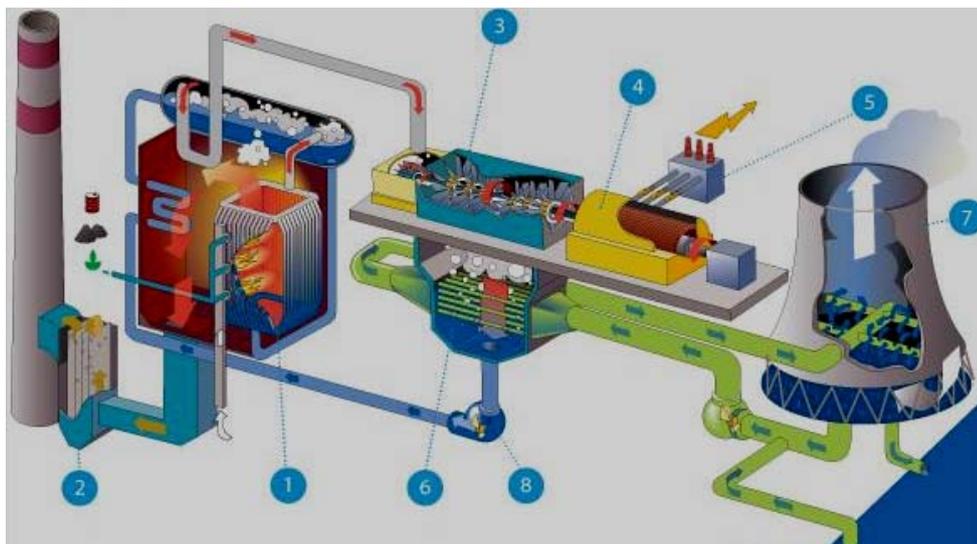
Figura 2 – Emissões de CO₂: combustíveis fósseis.

Fonte: Enerdata, Global Energy Statistical Yearbook 2013.

1.2 CICLO RANKINE ORGÂNICO - ORC

Muitas soluções têm sido propostas para gerar energia elétrica a partir de baixas fontes de calor, porém, os métodos convencionais para a recuperação deste tipo de energia resultam economicamente inviáveis devido à baixa temperatura da fonte de calor, sendo esta inferior a 500 K (Luján et al., 2012).

Infelizmente, nem todas as fontes de calor produzem a temperatura suficiente para acionar o ciclo Rankine a vapor convencional, como o apresentado na Figura 3. Essas temperaturas normalmente não são alcançadas quando se considera calor residual. Estima-se que entre 20 e 50% da energia utilizada em processos industriais são perdidas na forma de calor residual e 60% das perdas são a baixas temperaturas (inferiores a 503,15 K), as quais não são acessíveis aos ciclos Rankine a vapor.



- | | |
|--------------------------------------|-------------------------|
| 1) Caldeira | 2) Filtro eletrostático |
| 3) Turbina a vapor | 4) Gerador elétrico |
| 5) Transformador de energia elétrica | 6) Condensador |
| 7) Torre de arrefecimento | 8) Bomba de alimentação |

Figura 3 – Componentes de uma usina operando com ciclo Rankine a vapor convencional.

O ciclo Rankine orgânico é uma tecnologia promissora que envolve a conversão de energia a partir de qualquer fonte de calor, incluindo fontes renováveis, tais como solar, geotérmica, biomassa ou calor residual, dentre outras. O uso de vapor orgânico em lugar de vapor de água resulta uma alternativa muito interessante para pequenas e médias usinas, entre 50 e 5000 kW (Colonna et al., 2006).

O ciclo Rankine orgânico é semelhante ao ciclo Rankine a vapor convencional aplicado a fontes de calor cuja temperatura é superior a 613,15 K, exceto pelo fluido de trabalho. Este é um fluido orgânico que substitui o vapor de água usado normalmente e permite a utilização do calor para geração de energia a partir de temperaturas tão baixas quanto 338,15 K.

A Figura 4 apresenta o diagrama simplificado de funcionamento do ciclo Rankine orgânico. O fluido de trabalho orgânico é bombeado (4-5) como líquido saturado para um evaporador. Em seguida, no evaporador (5-*ev*) é incrementada a temperatura até convertê-lo em vapor superaquecido. O vapor superaquecido sai do evaporador com alta pressão e temperatura e logo entra na turbina (*ev*-3) que aciona o gerador elétrico (o vapor necessita sair do dispositivo de expansão com título $X = 1$ ou seja, vapor saturado ou superaquecido, pois se no fluido de trabalho houver em percentual de líquido durante a expansão, pode ocorrer erosão na pá da turbina). Após passar pela turbina, o vapor superaquecido é encaminhado ao condensador, onde troca calor com a fonte fria (3-4), retornando ao estado líquido saturado para ser bombeado e iniciar o processo novamente.

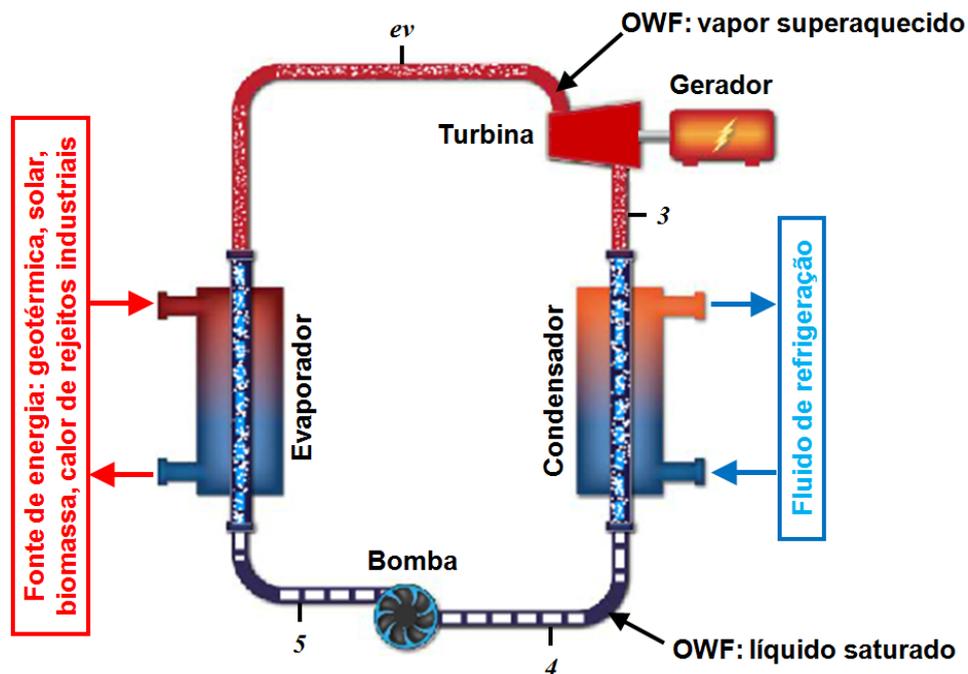


Figura 4 – Diagrama de funcionamento do ciclo Rankine orgânico (ORC).

O distintivo principal do ORC está na operação com baixas fontes de temperaturas, devido à característica do fluido de trabalho orgânico, além do potencial em reduzir a poluição ambiental e o consumo de combustíveis fósseis. Neste contexto, o desempenho econômico, ambiental e operacional depende das propriedades termodinâmicas e físicas do fluido de trabalho utilizado e das características do projeto (Papadopoulos et al., 2010).

O fluido de trabalho orgânico é geralmente um refrigerante que não destrói a camada de ozônio e possui baixo potencial de aquecimento global (Cho et al., 2013). Além disso, deve apresentar massa molar elevada, baixa temperatura de evaporação e alta temperatura de condensação em comparação com o vapor de água (Pei et al., 2011). Este tipo de ciclo utiliza o calor da queima dos combustíveis ou de fontes alternativas de energia para aquecer o fluido de trabalho orgânico e convertê-lo em vapor, assim a energia térmica contida no vapor é transformada em trabalho mecânico através de uma turbina de potência. Por exemplo, no caso de uma turbina a gás de pequeno porte (100 kW), a vazão mássica e a temperatura dos gases de exaustão (entre 473,15 e 573,15 K) fazem do ORC, a escolha mais adequada para um tipo de sistema de recuperação de energia de baixa temperatura (Clemente et al., 2013).

Apesar de o ORC ser fechado, normalmente ocorre adição de pequenas quantidades do fluido de trabalho orgânico para suprir as perdas nos processos.

Algumas diferenças entre o ciclo Rankine orgânico e o ciclo Rankine a vapor convencional, referentes às considerações de projeto segundo Hattiangadi, (2013), são:

- **Baixa temperatura de recuperação de calor:** com baixo ponto de ebulição, um fluido de trabalho orgânico devidamente selecionado pode recuperar o calor em temperaturas muito mais baixas quando comparado com os ciclos a vapor de água (fontes geotérmicas).
- **Tamanho dos componentes:** os ORC têm alta vazão volumétrica na saída da turbina, portanto, o tamanho do regenerador e condensador tende a ser maior em tais sistemas.
- **Características dos fluidos de trabalho:** água como fluido de trabalho é barato, não tóxico, não inflamável, tem baixo potencial de aquecimento global, não destrói a camada de ozônio, quimicamente estável e apresenta baixa viscosidade (baixas perdas por atrito e altos coeficientes de transferência de calor). No entanto, o tratamento da água deve ser integrado à central elétrica para alimentar o ciclo com água de alta pureza, deionizada e livre de oxigênio. Os fluidos orgânicos podem ser relativamente tóxicos e mais custosos do que a água (excluindo os custos de pré-tratamento da água), porém Chen et al., (2010) sugerem que a produção ou a utilização de hidrocarbonetos de baixo custo em massa pode tornar sua utilização economicamente viável.
- **Projeto da turbina:** em um ciclo a vapor, a razão de pressão e a variação de entalpia através da turbina são muito elevadas e como conseqüência, são utilizadas

turbinas com vários estágios de expansão. No ciclo Rankine orgânico, a variação de entalpia é muito menor, sendo um único estágio suficiente visando à redução de custos.

- **Temperatura de entrada da turbina:** os ciclos Rankine a vapor necessitam de superaquecimento e, portanto maior temperatura na entrada da turbina do que um ciclo Rankine orgânico sendo que a temperatura de entrada está limitada pela estabilidade térmica do fluido, exigindo assim o uso de materiais resistentes às altas temperaturas nas pás da turbina e na caldeira.
- **Superaquecimento:** a classificação principal dos fluidos orgânicos com base na inclinação de suas curvas de saturação de vapor é ilustrada na Figura 5. Os “Fluidos Úmidos” são aqueles que têm uma inclinação negativa e necessitam de superaquecimento, de modo a evitar a condensação durante o processo de expansão. Os fluidos ideais para ORC são os “isentrópicos” e os “Secos”, pois apresentam uma inclinação zero ou positiva respectivamente e, portanto não necessitam de superaquecimento.

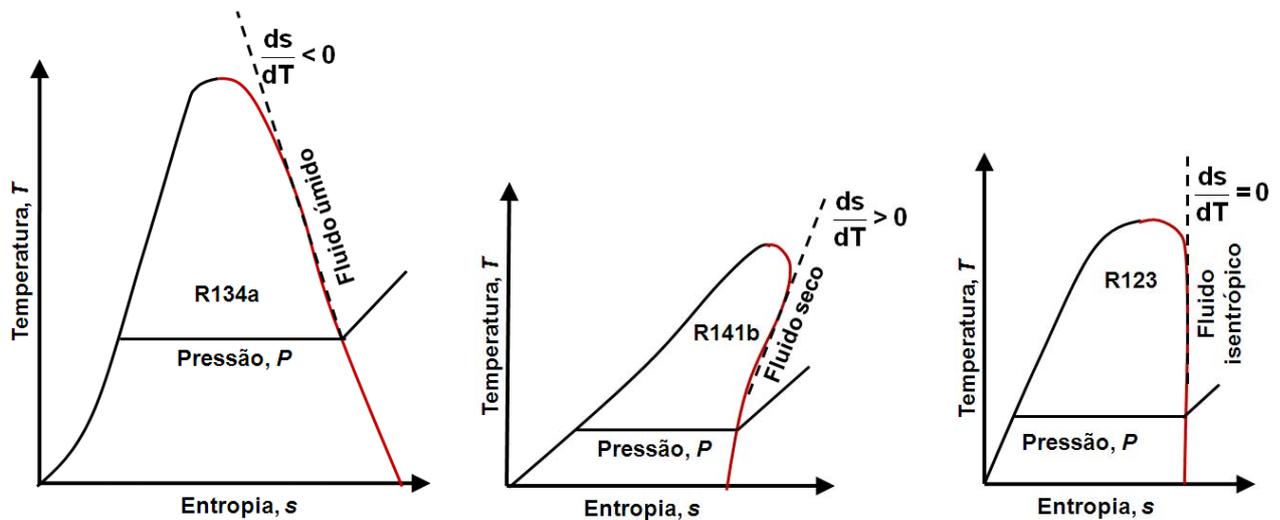


Figura 5 – Classificação dos fluidos orgânicos.

- **Pressão máxima do ciclo:** a caldeira num ciclo de vapor é normalmente submetida a altas pressões de cerca de 70.000 kPa, incrementando assim, a complexidade e os custos de fabricação e manutenção. Os ciclos Rankine orgânicos são utilizados em aplicações de pequena escala e com trocadores de calor aletados compactos, que impõem uma limitação na pressão máxima de operação que geralmente não excede os 4.000 kPa.

1.3 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

O consumo acelerado dos combustíveis fósseis nos últimos anos tem causado muitos problemas ambientais, tais como: o aquecimento global, a destruição da camada de ozônio e a poluição do ar. Portanto, as novas tecnologias utilizadas na conversão de energia estão obrigadas a usar os recursos energéticos de maneira mais adequada sem causar poluição ambiental, sendo as fontes de calor de baixa temperatura uma das principais candidatas para este tipo de propósito (Yamamoto et al., 2001).

A diversidade energética presente no Brasil (a energia eólica, biomassa e, no futuro, a energia geotérmica e solar) mostra a tendência para a mini e microgeração de energia, permitindo que o consumidor instale pequenos geradores em sua unidade consumidora e venda o excedente à distribuidora local.

A aprovação das seguintes resoluções permitiu desburocratizar a instalação da geração distribuída de pequeno porte, que incluem a microgeração (inferior a 100 kW) e a minigeração (entre 100 kW e 1 MW).

- **Resolução Normativa N° 482, de 17 de Abril de 2012 – ANEEL:** estabelece as condições gerais para o acesso de microgeração e minigeração distribuída aos sistemas de distribuição de energia elétrica ou sistemas de compensação de energia elétrica, tomando as devidas providências.
- **Resolução Normativa N° 228, de 25 de Julho de 2006 e N° 284, de 16 de Outubro de 2007 – ANEEL:** estabelece os requisitos para a certificação de centrais geradoras termelétricas na modalidade de geração distribuída, para fins de comercialização de energia elétrica no Ambiente de Contratação Regulada – ACR.
- **Resolução Normativa N° 167, de 10 de Outubro de 2006 – ANEEL:** estabelece as condições para a comercialização de energia proveniente da geração distribuída.

Esta tese de doutorado apresenta a análise aerotermodinâmica preliminar de uma turbina radial subsônica para ciclos Rankine orgânicos operando com refrigerantes como fluidos de trabalho utilizando o método da linha de corrente média. Esta análise é baseada na equação de energia e na equação de estado de Redlich-Kwong e incorpora as características de desempenho necessárias mediante o uso da linguagem de programação FORTRAN, que é uma linguagem muito utilizada para o cálculo numérico e a Dinâmica dos Fluidos Computacional.

As turbinas radiais apresentam vantagem como:

- Operam com vazões mássicas menores e altas razões de pressões (maiores que 8:1) num único estágio.
- No caso de cargas menores (vazão mássica corrigida, $MFP < 0,05 \text{ kgK}^{1/2} / \text{s kPa}$) aumenta a eficiência isentrópica, devido à diminuição das folgas, da espessura das pás e da rugosidade das superfícies em função do tamanho da turbomáquina.
- Largura axial menor se for comparada com uma turbina axial que, para operar na mesma razão de pressão, precisaria de dois estágios (Walsh e Fletcher, 2004).

O uso das propriedades termodinâmicas e físicas dos fluidos reais em todas as equações de projeto evita a utilização das relações isentrópicas do gás ideal tradicionalmente usadas na expansão de gases (Fiaschi et al., 2012). Esta suposição é enganosa no projeto preliminar, na previsão das características de desempenho e no comportamento do escoamento no interior da turbomáquina na região termodinâmica, pois a hipótese do gás ideal não se sustenta (Colonna et al., 2006).

Na literatura, existem diferentes modelos para representar o comportamento dos refrigerantes como gases reais, os quais variam de complexidade, sendo as equações cúbicas de duas constantes as mais populares por causa de sua relativa simplicidade e baixo custo computacional (Luján et al., 2012).

A equação de estado de duas constantes de Redlich-Kwong apresenta resultados ótimos às pressões e temperaturas menores do que o estado crítico. Assim, em alguns casos, mostra igual exatidão do que a equação de estado de oito constantes de Benedict-Webb-Rubin (Wark e Richards, 2001).

Sendo desenvolvido o programa de cálculo unidimensional “*TurbinaDP-RG*” para turbinas radiais, a escolha dos OWF utilizados foi baseada na inclinação das curva de saturação de vapor, mostrando assim a versatilidade do programa desenvolvido, devido que este pode determinar as dimensões principais da turbina radial sejam os fluidos úmidos, secos ou isentrópicos.

1.4 OBJETIVOS DO TRABALHO

- Desenvolver um programa computacional de cálculo unidimensional para o projeto aerotermodinâmico preliminar de turbinas radiais subsônicas para ciclos Rankine orgânicos, operando com refrigerantes como fluidos de trabalho nas condições subcríticas para baixas potências. Os cálculos são baseados na equação de energia e na equação de estado de Redlich-Kwong utilizando o método da linha de corrente média mediante o uso da linguagem de programação FORTRAN.
- Avaliar a geometria e o desempenho da turbina radial empregando os limites aerotermodinâmicos e construtivos.
- Realizar a análise tridimensional do escoamento usando a Dinâmica dos Fluidos Computacional (DFC).

1.5 METODOLOGIA

Na metodologia do projeto preliminar de turbinas radiais subsônicas operando com fluidos orgânicos, o estudo é realizado no plano meridional de cada componente da turbomáquina, baseado nas equações de conservação unidimensionais, bem como na equação de estado de Redlich-Kwong.

O programa utiliza uma solução unidimensional para determinar as características de escoamento através da turbina radial ao longo da linha de corrente média para as condições do ponto de projeto estabelecidas em regime permanente.

A Figura 6 mostra a metodologia do projeto da turbina radial. Inicialmente são fornecidas as condições termodinâmicas de operação, potência, vazão mássica, eficiência total-total do bocal, eficiência total-total do estágio inicial, assim como também algumas relações geométricas e de velocidades. Em seguida, são determinadas as propriedades termodinâmicas em cada componente.

A turbina radial é projetada em componentes cujas características de funcionamento são modeladas a partir de suas condições operacionais, sendo os dados de saída de cada componente convertidos nos dados de entrada do componente seguinte.

O rotor radial é o primeiro componente a ser projetado, sendo determinados os triângulos de velocidades, os números de Mach, as propriedades de estagnação, a geometria e

também as características de desempenho de maneira iterativa. Em seguida, é projetado o bocal realizando uma análise na região entre o bocal-rotor radial e finalmente é projetada a voluta após também realizar uma análise na região entre a voluta-bocal.

As perdas são avaliadas mediante um processo iterativo que utiliza a eficiência total-total do estágio inicial para ser comparada com uma nova eficiência calculada atingindo a convergência com uma percentagem de erro mínima.

Uma vez determinada a geometria da turbina radial, esta é avaliada fazendo uso dos limites aerodinâmicos e construtivos de cada um dos componentes apresentados no Apêndice A visando encontrar uma opção que apresente altos níveis de desempenho para finalmente analisar o escoamento tridimensional através da Dinâmica dos Fluidos Computacional.

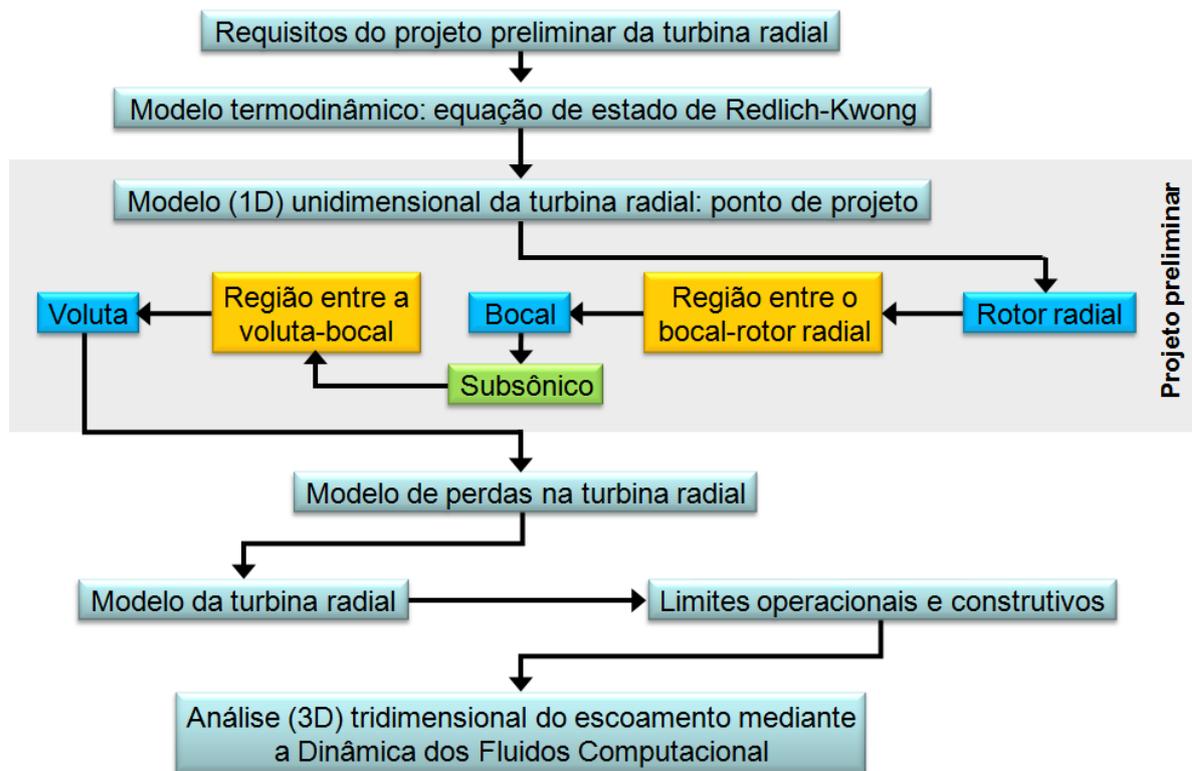


Figura 6 - Metodologia do projeto preliminar da turbina radial.

1.6 CONTRIBUIÇÃO DA TESE

Neste trabalho é apresentada uma metodologia para o projeto preliminar que permitirá gerar as dimensões de uma turbina radial subsônica (voluta, bocal e rotor radial) operando com fluidos orgânicos com base na equação de estado de Redlich-Kwong.

Os estudos da literatura disponível não concentram a análise no projeto detalhado, devido à falta de informação para a análise aerodinâmica preliminar do canal de passagem da turbina radial que envolva as dimensões principais e o comportamento do escoamento no interior de cada componente.

1.7 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Capítulo 1 – Introdução. Neste capítulo se apresenta as generalidades, a justificativa, os objetivos, a metodologia de implementação do programa computacional para determinar as condições do ponto de projeto das turbinas radiais operando com fluidos orgânicos para baixas potências, a contribuição da tese e finalmente a organização do trabalho.

Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica. Neste capítulo são apresentados, o funcionamento, os fundamentos aerodinâmicos e os principais estudos disponíveis na literatura referentes ao projeto de turbinas radiais operando com fluidos orgânicos.

Capítulo 3 – Projeto Preliminar da Turbina Radial. Neste capítulo é apresentado o projeto preliminar unidimensional, a análise aerodinâmica e o modelo matemático baseado na equação de energia e na equação de estado de Redlich-Kwong para o ponto de projeto de turbinas radiais subsônicas utilizadas em ciclos Rankine orgânicos para baixas potências, considerando as propriedades físicas e termodinâmicas dos fluidos de trabalho orgânicos, os parâmetros geométricos e as características de desempenho, assim como os limites aerodinâmicos e construtivos.

Capítulo 4 – Modelo de Perdas da Turbina Radial. Neste capítulo são apresentadas a formulação matemática e o procedimento de cálculo unidimensional para a avaliação das perdas e das características de desempenho da turbina radial.

Capítulo 5 – Análise do Escoamento Através da Turbina Radial: Análise dos Resultados. Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos pelo programa de cálculo unidimensional “*TurbinaDP-RG*” para turbinas radiais e a simulação numérica utilizando a

Dinâmica dos Fluidos Computacional para a obtenção do campo do escoamento (3D) e a análise de desempenho.

Capítulo 6 – Conclusões e Perspectivas Futuras. Neste capítulo são apresentadas as conclusões obtidas nesta tese, bem como as perspectivas para trabalhos futuros. Finalizado este capítulo, são mostradas as referências bibliográficas e os apêndices.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados, o funcionamento, os fundamentos aerotermodinâmicos e os principais estudos disponíveis na literatura referentes ao projeto de turbinas radiais operando com fluidos orgânicos.

2.1 TURBINAS OPERADAS COM FLUIDOS ORGÂNICOS

Os fluidos orgânicos apresentam vantagens significativas numa variedade de aplicações, como a possibilidade de projetar turbinas submetidas a baixos esforços, econômicas e eficientes para uma ampla faixa de temperaturas, onde as turbinas a vapor são pouco atrativas e/ou ineficientes (Hattiangadi, 2013).

Os fluidos orgânicos possuem certas características que influenciam o projeto de uma turbina, tais como:

- **Massa específica:** é inversamente proporcional ao volume específico, portanto, os fluidos orgânicos apresentam altos valores dela, permitindo o projeto de turbinas com dimensões menores quando comparado aos projetos que utilizam água.
- **Variação de entalpia:** é relativamente pequena devido ao alto valor da massa molecular do fluido. Portanto, existe a possibilidade de projetar um único estágio com altas razões de velocidade (U_2/C_o) e velocidade periférica moderada (U_2).

- **Velocidade do som:** é baixa e resulta em elevados números de Mach na entrada do rotor, o que influencia a formação de ondas de choque que incrementam as perdas.

2.2 TURBINAS RADIAIS

As turbinas radiais (nas quais os gases fluem radialmente em relação ao eixo da máquina) de escoamento compressível são turbomáquinas térmicas capazes de aproveitar a energia proveniente de um fluido em forma de impulso rotatório. Este tipo de turbomáquina é a mais utilizada para pequenas demandas de potência, devido ao projeto simples, fácil manutenção e baixo custo.

Uma turbina radial de um estágio como a mostrada na Figura 7 esta composta por uma voluta, um bocal e um rotor radial, local o qual um fluido de trabalho se expande nas condições de operação estabelecidas.

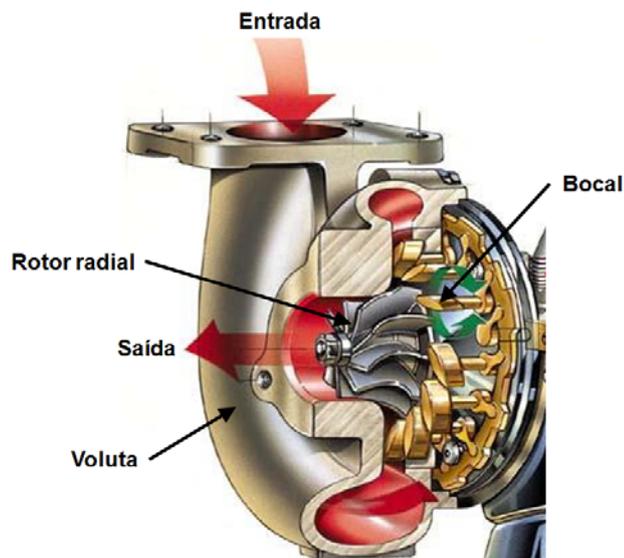


Figura 7 – Componentes da turbina radial.

2.2.1 Princípio de Funcionamento

O processo termodinâmico que acontece neste tipo de turbina é mostrado num diagrama de Mollier (Figura 8). A figura apresenta o diagrama entalpia-entropia dos principais componentes da turbina radial.

O processo (ev-sv) corresponde à voluta, o processo (sv-0) corresponde à região entre a voluta-bocal, o processo (0-1) corresponde o bocal, o processo (1-2) corresponde à região entre o bocal-rotor radial e finalmente o processo (2-3) corresponde ao rotor radial. As linhas de cores conectam os pontos correspondentes entre as entradas e saídas de cada componente.

Na passagem do escoamento através dos estágios estacionários da turbina radial (voluta e bocal), a energia cinética (velocidade) aumenta e a entalpia de estagnação permanece aproximadamente constante ($h_{0ev} = h_{0sv} = h_{00} = h_{01} = h_{02}$), porém a entalpia estática, assim como a pressão estática diminuem. Finalmente o processo (ev-sv-0-1-2-3_s) corresponde a uma expansão ideal ou isentrópica sem perdas.

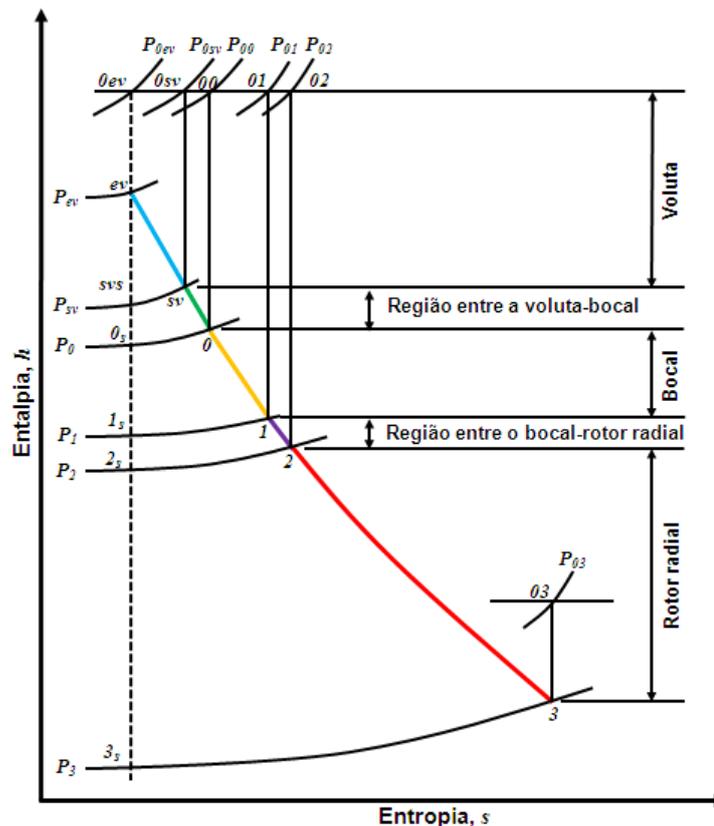


Figura 8 – Diagrama de Mollier entalpia-entropia da turbina radial: processo de expansão.

2.2.2 Transformação da Energia

À medida que o escoamento se move através do canal de passagem e se acerca ao eixo da turbina na direção radial, este tenderá a acelerar-se com uma velocidade periférica maior do que a velocidade periférica do rotor radial. No entanto, a presença das pás impede esta aceleração e o escoamento exerce pressão sobre a face mais avançada na direção do

movimento (face de pressão). As pressões (maiores e menores) desenvolvem a força sobre a pá e subseqüentemente, o torque e a potência no eixo.

Finalmente, o escoamento é forçado a girar, tomar a direção axial e chegar ao *exducer*, que tem como função dar ao escoamento uma componente tangencial da mesma intensidade, porém oposta à velocidade periférica, para que a velocidade absoluta na saída do rotor radial seja completamente axial.

2.3 EQUAÇÃO DE ESTADO DE REDLICH-KWONG

Existem muitas equações de estado de duas constantes que foram propostas em diferentes épocas a partir da equação cúbica de estado de Van der Waals, apresentada em 1873, até as mais recentes que exigem quinze constantes. O uso dos métodos computacionais torna-se necessário devido à alta complexidade destas equações.

A equação de estado de Redlich-Kwong foi proposta por Otto Redlich e Joseph Neng Shun Kwong em 1949, sendo outra modificação da equação de estado de Van der Waals e do Berthelot, apresentando as seguintes características:

- Equação algébrica com duas constantes (a_{RK} e b_{RK}) que relacionam a pressão, a temperatura e o volume do gás.
- Equação empírica com ótimos resultados: os autores não apresentam a derivação da equação na publicação original, argumentando que sua validade é baseada nos resultados obtidos (Helrich, 2008).
- Válida para gases não polares nas regiões subcríticas, críticas e supercríticas. Além disso, o valor do fator de compressibilidade crítico é $Z_{crit} = 0,333$ apresentando um desvio de 11% em comparação com os valores experimentais pois este valor deve estar na faixa entre $0,21 \leq Z_{crit} \leq 0,3$.
- A Tabela 3 apresenta a listagem de uma serie de equações cúbicas de estado e a variação do termo de atração ao longo do tempo em função de cada autor. Ressalta-se que na Tabela 3 o termo de repulsão (não mostrado) é semelhante em todas as equações de estado.

Tabela 3 – Modificações do termo de atração de diferentes equações cúbicas de estado.

Equação cúbica de estado geral		
$P_0 = \underbrace{\left(\frac{RT_0}{v_0 - b} \right)}_{\text{Termo de repulsão}} - \underbrace{P_{at} f(T_0, v_0)}_{\text{Termo de atração}}$		
Equação cúbica de estado de:	Ano	Termo de atração
Van de Waals (VdW)	1873	$\frac{a_{VdW}}{v_0^2}$
Clausius (C)	1880	$\frac{a_C}{T_0 (v_0 + c_C)^2}$
Berthelot (B)	1907	$\frac{a_B}{T_0 v_0^2}$
Whol (W)	1914	$\frac{a_W}{v_0 (v_0 - b_W)} - \frac{c_W}{v_0^3}$
Whol modificada (W)	1914	$\frac{a_W}{T_0 v_0 (v_0 - b_W)} - \frac{c_W}{T_0^2 v_0^3}$
Redlich-Kwong (RK)	1949	$\frac{a_{RK}}{T_0^{1/2} v_0 (v_0 + b_{RK})}$
Aungier-Redlich-Kwong (ARK)	1955	$\frac{a(T)_{ARK}}{v_0 (v_0 + b_{ARK})}$
Soave-Redlich-Kwong (SRK)	1972	$\frac{a(T)_{SRK}}{v_0 (v_0 + b_{SRK})}$
Peng-Robinson (PR)	1976	$\frac{a(T)_{PR}}{v_0^2 + 2b_{PR}v_0 - b_{PR}}$
Hederer-Peter-Wenzel (HPW)	1976	$\frac{a(T)_{HPW}}{v_0 (v_0 + b_{HPW})}$
Soave-Redlich-Kwong-Boston-Mathias (SRKBM)	1980	$\frac{a(T)_{SRKBM}}{v_0 (v_0 + b_{SRKBM})}$
Soave-Redlich-Kwong-Peneloux (SRKP)	1982	$\frac{a(T)_{SRKP}}{v_0 (v_0 + b_{SRKP})}$

A equação de estado de Redlich-Kwong requer da utilização da temperatura crítica, T_{crit} e a pressão crítica, P_{crit} , nos parâmetros a_{RK} e b_{RK} para cada componente analisado, sendo formulada assim:

$$P_0 = \frac{RT_0}{v_0 - b_{RK}} - \frac{a_{RK}}{T_0^{1/2} v_0 (v_0 + b_{RK})} \quad (1)$$

Sendo que o parâmetro a_{RK} representa o termo corretivo das forças de atração intermoleculares e o parâmetro b_{RK} representa o termo corretivo para o volume ocupado pelas moléculas (co-volume).

$$a_{RK} = \Omega_a \frac{R^2 T_{crit}^{5/2}}{P_{crit}} \quad \text{sendo, } \Omega_a = \frac{1}{9(2^{1/3} - 1)} = 0,42748 \quad (2)$$

$$b_{RK} = \Omega_b \frac{RT_{crit}}{P_{crit}} \quad \text{sendo, } \Omega_b = \frac{2^{1/3} - 1}{9} = 0,08664 \quad (3)$$

A constante do fluido de trabalho é:

$$R = \frac{\bar{R}_u}{M_w} \quad (4)$$

A equação de estado de Redlich-Kwong de forma cúbica polinomial, assim como seus coeficientes para o volume específico em função da temperatura e da pressão são:

$$v_0^3 + a_1 v_0^2 + a_2 v_0 + a_3 = 0 \quad (5)$$

$$a_1 = -\frac{RT_0}{P_0} \quad a_2 = \frac{a_{RK}}{P_0 T_0^{1/2}} - \frac{b_{RK} RT_0}{P_0} - b_{RK}^2 \quad a_3 = -\frac{a_{RK} b_{RK}}{P_0 T_0^{1/2}} \quad (6)$$

A massa específica é obtida de forma simples assim:

$$\rho_0 = \frac{1}{v_0} \quad (7)$$

A equação de estado cúbica polinomial de Redlich-Kwong assim como seus coeficientes também podem ser representados como uma equação do fator de compressibilidade em função da temperatura e da pressão reduzida, portanto:

$$Z_0^3 - Z_0^2 + Z_0 (A_R - B_R - B_R^2) - A_R B_R = 0 \quad (8)$$

$$A_R = \Omega_a \frac{P_R}{T_R^{5/2}} \text{ e } B_R = \Omega_b \frac{P_R}{T_R} \quad \text{Sendo, } T_R = \frac{T_0}{T_{crit}} \text{ e } P_R = \frac{P_0}{P_{crit}} \quad (9)$$

Finalmente, o fator de compressibilidade pode ser determinado assim:

$$Z_0 = \frac{P_0 v_0}{RT_0} = \frac{v_0}{v_0 - b_{RK}} - \frac{a_{RK}}{RT_0^{3/2}} \left(\frac{1}{v_0 + b_{RK}} \right) \quad (10)$$

2.4 MODELO TERMODINÂMICO DO GÁS REAL

O comportamento do escoamento compressível é essencial para modelar o processo de expansão num ciclo Rankine orgânico, a fim de obter um modelo de gás real adequado para calcular as propriedades termodinâmicas de forma tão precisa quanto for possível. Portanto, as propriedades do gás real são determinadas como é descrito a seguir:

2.4.1 Calores Específicos do Gás Real

O calor específico de uma substância é definido como a quantidade de calor necessária para elevar em um grau, a temperatura de uma massa unitária da substância. Como esta propriedade é dada para uma massa fixa de substância, significa que é uma propriedade intensiva, sendo desenvolvida a seguir:

2.5.1.1 Calor Específico a Volume Constante do Gás Real (C_{v0})

O calor específico a volume constante do gás real é a soma da contribuição como gás ideal e a correção residual devido ao comportamento não ideal do gás, portanto:

$$C_{v0} = \underbrace{C_{v0,id}}_{\text{Contribuição como gás ideal}} - \underbrace{C_{v0,R}}_{\text{Correção residual}} = \underbrace{C_{p0,id} - R}_{C_{v0,id}} - \frac{3a_{RK}}{4b_{RK}T_0^{3/2}} \ln \left(\frac{v_0}{v_0 + b_{RK}} \right) \quad (11)$$

E a contribuição como gás ideal é:

$$C_{v0,id} = C_{p0,id} - R \quad (12)$$

Neste estudo, foi utilizado um polinômio de quarto (4º) grau para determinar o calor específico à pressão constante como gás ideal.

$$C_{p0,id} = C_{p0,id}^o R = (C_{p1} + C_{p2}T_0 + C_{p3}T_0^2 + C_{p4}T_0^3 + C_{p5}T_0^4)R \quad (13)$$

Finalmente, a correção residual mediante a equação de estado de Redlich-Kwong é:

$$C_{v0,R} = -\frac{3a_{RK}}{4b_{RK}T_0^{3/2}} \ln\left(\frac{v_0}{v_0 + b_{RK}}\right) \quad (14)$$

2.5.1.2 Calor Específico à Pressão Constante do Gás Real (C_{p0})

O calor específico à pressão constante como gás ideal é obtido calculando o valor de C_{v0} da equação (11) e substituindo este valor na equação (15).

$$C_{p0} = C_{v0} - T_0 \frac{\left(\frac{\partial P_0}{\partial T_0}\right)_{v_0}^2}{\left(\frac{\partial P_0}{\partial v_0}\right)_{T_0}} \quad (15)$$

2.4.2 Derivadas Parciais do Gás Real

As derivadas parciais do volume específico e da pressão são resolvidas mediante a equação de estado de Redlich-Kwong utilizando as relações termodinâmicas generalizadas. Desta forma, a taxa de variação da pressão em relação à temperatura para o volume específico fixo é:

$$\left(\frac{\partial P_0}{\partial T_0}\right)_{v_0} = \frac{R}{v_0 - b_{RK}} + \frac{a_{RK}}{2T_0^{3/2}v_0(v_0 + b_{RK})} \quad (16)$$

A taxa de variação da pressão em relação ao volume específico para a temperatura fixa é:

$$\left(\frac{\partial P_0}{\partial v_0}\right)_{T_0} = -\frac{RT_0}{(v_0 - b_{RK})^2} + \frac{a_{RK}}{T_0^{1/2}v_0(v_0 + b_{RK})} \left(\frac{1}{v_0} + \frac{1}{(v_0 + b_{RK})}\right) \quad (17)$$

Finalmente, a taxa de variação do volume específico em relação à pressão para a temperatura fixa é:

$$\left(\frac{\partial v_0}{\partial P_0}\right)_{T_0} = \frac{1}{\left(\frac{\partial P_0}{\partial v_0}\right)_{T_0}} \quad (18)$$

2.4.3 Entalpia Específica do Gás Real

A função entalpia é uma propriedade que não é possível ser medida diretamente. Porém, ela pode ser expressa de forma matemática em função da temperatura ou da pressão, assim como da entropia como variáveis independentes, portanto $h = f(T, P)$ ou $h = f(s, P)$.

2.5.3.1 Entalpia Específica do Gás Real – Primeira Forma: $h = f(T, P)$

$$dh_0 = \left(\frac{\partial h_0}{\partial T_0}\right)_{P_0} dT + \left(\frac{\partial h_0}{\partial P_0}\right)_{T_0} dP \quad (19)$$

Com:

$$\left(\frac{\partial h_0}{\partial T_0}\right)_{P_0} \equiv C_{p0,id} \quad (20)$$

$$\left(\frac{\partial h_0}{\partial P_0}\right)_{T_0} = v_0 + T_0 \left(\frac{\partial s_0}{\partial P_0}\right)_{P_0} \quad (21)$$

$$\left(\frac{\partial s_0}{\partial P_0}\right)_{P_0} = -\left(\frac{\partial v_0}{\partial T_0}\right)_{P_0} \quad (22)$$

Substituindo as equações (20) e (21) em (19), tem-se:

$$dh_0 = C_{p_0,id}dT + \left[v_0 + T_0 \left(\frac{\partial s_0}{\partial P_0}\right)_{P_0} \right] dP \quad (23)$$

Finalmente, substituindo a equação (22) em (23), tem-se:

$$dh_0 = C_{p_0,id}dT + \left[v_0 - T_0 \left(\frac{\partial v_0}{\partial T_0}\right)_{P_0} \right] dP \quad (24)$$

2.5.3.2 Entalpia Específica do Gás Real – Segunda Forma: $h = f(s, P)$

$$dh_0 = \left(\frac{\partial h_0}{\partial s_0}\right)_{P_0} ds + \left(\frac{\partial h_0}{\partial P_0}\right)_{s_0} dP \quad (25)$$

Com:

$$\left(\frac{\partial h_0}{\partial s_0}\right)_{P_0} = T_0 \quad (26)$$

$$\left(\frac{\partial h_0}{\partial P_0}\right)_{s_0} = v_0 \quad (27)$$

Substituindo as equações (26) e (27) em (25), tem-se:

$$dh_0 = T_0 ds + v_0 dP \quad (28)$$

Sendo:

$$ds = \left(\frac{\partial s_0}{\partial T_0} \right)_{P_0} dT + \left(\frac{\partial s_0}{\partial P_0} \right)_{T_0} dP \quad (29)$$

$$\left(\frac{\partial s_0}{\partial T_0} \right)_{P_0} \equiv \frac{C_{p0,id}}{T_0} \quad (30)$$

$$\left(\frac{\partial h_0}{\partial P_0} \right)_{T_0} - T_0 \left(\frac{\partial s_0}{\partial P_0} \right)_{T_0} - v_0 = 0 \quad (31)$$

$$\left(\frac{\partial h_0}{\partial P_0} \right)_{T_0} = v_0 - T_0 \left(\frac{\partial v_0}{\partial T_0} \right)_{P_0} \quad (32)$$

Da equação (32) em (31), tem-se:

$$\left(\frac{\partial s_0}{\partial P_0} \right)_{T_0} = - \left(\frac{\partial v_0}{\partial T_0} \right)_{P_0} \quad (33)$$

Substituindo as equações (30) e (33) em (29), tem-se:

$$ds = \frac{C_{p0,id}}{T_0} dT - \left(\frac{\partial v_0}{\partial T_0} \right)_{P_0} dP \quad (34)$$

Finalmente, substituindo a equação (34) em (28), tem-se:

$$dh_0 = C_{p0,id} dT + \left[v_0 - T_0 \left(\frac{\partial v_0}{\partial T_0} \right)_{P_0} \right] dP \quad (35)$$

2.5.3.3 Entalpia Específica do Gás Real – Equação de Estado de Redlich-Kwong

A entalpia específica do gás real, segundo Dicken e Márda, (2008) mediante a equação de estado de Redlich-Kwong é determinada por:

$$h_0 = (H - H^o)_0 + H_{0,id} + h_{ref} \quad (36)$$

Sendo que $(H - H^o)_0$ é chamada de entalpia residual e representa a diferença entre a propriedade do fluido real e a propriedade do gás ideal de uma determinada substância a uma temperatura e pressão fixa.

$$(H - H^o)_0 = -RT_0 \left[1 - Z_0 + \frac{3a_{RK}}{2b_{RK}RT_0^{3/2}} \ln \left(1 + \frac{b_{RK}}{v_0} \right) \right] \quad (37)$$

A contribuição da entalpia como gás ideal é:

$$H_{0,id} = H_{0,id}^o R = R \int_{T_{ref}}^{T_0} C_{p0,id}^o dT \quad (38)$$

$$H_{0,id} = \left[C_{p1}(T_0 - T_{ref}) + \frac{C_{p2}(T_0 - T_{ref})^2}{2} + \frac{C_{p3}(T_0 - T_{ref})^3}{3} + \frac{C_{p4}(T_0 - T_{ref})^4}{4} + \frac{C_{p5}(T_0 - T_{ref})^5}{5} \right] R \quad (39)$$

Finalmente, h_{ref} é a entalpia do gás à temperatura (T_{ref}) e pressão (P_{ref}) de referência.

2.5.3.4 Entalpia de Estagnação (h_0)

A entalpia de estagnação é a entalpia que uma corrente de gás, com entalpia estática e velocidade teria quando é desacelerado adiabaticamente até a condição de repouso sem transferir trabalho, portanto:

$$h_0 = h + h_{din} \quad \text{Sendo, } h_{din} = \frac{C^2}{2} \quad (40)$$

2.5.3.5 Temperatura de Estagnação (T_0)

A temperatura de estagnação é determinada calculando-se o valor do fator de estagnação e da temperatura dinâmica da equação (42). Logo, substituindo este valor na equação (41), tem-se:

$$T_0 = T + (S_f T_{din}) \quad (41)$$

$$\text{Sendo, } S_f = \frac{T_0}{v_0} \left(\frac{\partial v_0}{\partial T_0} \right)_{P_0} = \frac{T_0}{v_0} \left[\frac{\left(\frac{\partial P_0}{\partial T_0} \right)_{v_0}}{\left(\frac{\partial P_0}{\partial v_0} \right)_{T_0}} \right] \quad \text{e} \quad T_{din} = \frac{C^2}{2C_{p0}} \quad (42)$$

2.5.3.6 Expoente Isentrópico (n_0)

O expoente isentrópico para a variação de volume é determinado segundo Bar-Meir, (2013) da seguinte forma:

$$n_0 = \frac{a_0^2}{Z_0 R T_0} \quad (43)$$

e segundo Horvath, (1974), também pode ser determinado pela equação (44):

$$n_0 = \frac{C_{p0}}{C_{v0}} \left[\frac{\left(\frac{v_0 + b_{RK}}{v_0 - b_{RK}} \right) - \frac{a_{RK}}{RT^{3/2} v_0} \left(2 + \frac{b_{RK}}{v_0} \right) \left(\frac{v_0 - b_{RK}}{v_0 + b_{RK}} \right)}{\left(1 + \frac{b_{RK}}{v_0} \right) - \frac{a_{RK}}{RT^{3/2} v_0} \left(1 - \frac{b_{RK}}{v_0} \right)} \right] \quad (44)$$

2.5.3.7 Rotalpia (I)

A rotação não é uma propriedade amplamente conhecida e utilizada como as outras, porém é estável o suficiente para se manter invariável ao longo do rotor ($I_2 = I_3$), independentemente da geometria do mesmo, seja axial, radial, ou misto (Baskharone, 2006).

$$I_2 = h_{02} - U_2 C_{\theta 2} = \left(h_2 + \frac{C_2^2}{2} \right) - U_2 C_{\theta 2} \quad (45)$$

$$I_3 = h_{03} - U_3 C_{\theta 3} = \left(h_3 + \frac{C_3^2}{2} \right) - U_3 C_{\theta 3} \quad (46)$$

2.5.3.8 Entalpia de Estagnação Relativa (h_{0rel})

Esta variável é determinada da seguinte forma:

$$h_{02rel} = h_2 + \frac{W_2^2}{2} = \left(h_{02} - \frac{C_2^2}{2} \right) + \frac{W_2^2}{2} \quad (47)$$

$$h_{03rel} = h_3 + \frac{W_3^2}{2} = \left(h_{03} - \frac{C_3^2}{2} \right) + \frac{W_3^2}{2} \quad (48)$$

2.5.3.9 Temperatura de Estagnação Relativa (T_{0rel})

A temperatura de estagnação relativa é determinada da seguinte maneira:

$$T_{02rel} = T_2 + S_f \left(\frac{W_2^2}{2C_{p0}} \right) = \left[T_{02} - S_f \left(\frac{C_2^2}{2C_{p0}} \right) \right] + S_f \left(\frac{W_2^2}{2C_{p0}} \right) \quad (49)$$

$$T_{03rel} = T_3 + S_f \left(\frac{W_3^2}{2C_{p0}} \right) = \left[T_{03} - S_f \left(\frac{C_3^2}{2C_{p0}} \right) \right] + S_f \left(\frac{W_3^2}{2C_{p0}} \right) \quad (50)$$

2.4.4 Entropia Específica do Gás Real

A entropia do gás real, segundo Horvath, (1974) e Dicken e Márída, (2008), mediante a equação de estado de Redlich-Kwong, é determinada utilizando-se:

$$s_0 = (S - S^o)_0 + S_{0,id} + s_{ref} \quad (51)$$

Na qual, a entropia residual é:

$$(S - S^o)_0 = R \ln \left(Z_0 - \frac{b_{RK} P_0}{RT_0} \right) - \left[\frac{a_{RK}}{2b_{RK} T_0^{3/2}} \ln \left(1 + \frac{b_{RK}}{v_0} \right) \right] \quad (52)$$

A entropia como gás ideal é:

$$S_{0,id} = S_{0,id}^o R = R \int_{T_{ref}}^{T_0} \frac{C_{p0,id}^o}{T} dT \quad (53)$$

$$S_{0,id} = \left(C_{p1} \ln(T_0 - T_{ref}) + C_{p2} (T_0 - T_{ref}) + \frac{C_{p3} (T_0 - T_{ref})^2}{2} + \frac{C_{p4} (T_0 - T_{ref})^3}{3} + \frac{C_{p5} (T_0 - T_{ref})^4}{4} \right) R \quad (54)$$

Finalmente s_{ref} , é a entropia do gás à temperatura e pressão de referência.

2.4.5 Velocidade do Som do Gás Real

A velocidade do som do gás real é determinada mediante a seguinte relação termodinâmica:

$$a_0 = \sqrt{\left(\frac{\partial P_0}{\partial \rho_0} \right)_{s_0}} = \sqrt{- \left(\frac{C_{p0}}{C_{v0}} \right) \frac{v_0^2}{\left(\frac{\partial v_0}{\partial P_0} \right)_{T_0}}} \quad (55)$$

Segundo Bar-Meir, (2013) a velocidade do som também pode ser determinada pela equação (56).

$$a_0 = \sqrt{Z_0 n_0 R T_0} \quad (56)$$

2.4.6 Propriedades de Transporte do Gás Real

Na ausência de reações químicas, as propriedades de transporte são descritas detalhadamente a seguir:

2.5.6.1 Viscosidade Dinâmica (μ_0)

A viscosidade dinâmica é uma medida das forças de viscosas, sendo função da composição e da temperatura estática do gás. A viscosidade dinâmica é utilizada para determinar a condutividade térmica e o número de Reynolds, sendo este usado para determinar as perdas e características de desempenho da turbina radial.

Utilizando o modelo de interação das esferas ou de efeito das forças intermoleculares apresentado em Poling et al., (2001), tem-se:

$$\mu_0 = 26,69 \frac{\sqrt{M_{WG}T}}{\Omega_v \sigma^2} \times 10^{-6} \left(\frac{Ns}{m^2} \right) \quad (57)$$

Sendo que M_{WG} em g/mol, Ω_v representa a colisão integral das moléculas, T^* é a temperatura adimensional que depende da temperatura crítica, da constante de Boltzmann, k_B e da profundidade do potencial, ε . A Tabela 4 apresenta as constantes utilizadas para determinar a colisão integral das moléculas. A equação (58) é aplicável se $0,3 \leq T^* \leq 100$ com uma margem de erro de 0,064%, sendo a forma:

$$\Omega_v = A_c (T^*)^{-B} + C_c e^{-D_c(T^*)} + E_c e^{-F_c(T^*)} \quad (58)$$

Tabela 4 – Constantes da colisão integral das moléculas.

$A_c = 1,16145$	$B_c = 0,14874$	$C_c = 0,52487$
$D_c = 0,77320$	$E_c = 2,16178$	$F_c = 2,43787$

$$\frac{\varepsilon}{k_B} = \frac{T_{crit}}{1,2593} \rightarrow T^* = \frac{T}{\varepsilon/k_B} = \frac{1,2593T}{T_{crit}} \quad (59)$$

Finalmente, o diâmetro da esfera ou da molécula em colisão é:

$$\sigma = 0,809 \sqrt[3]{v_{crit} \left(\frac{cm^3}{mol} \right)} \text{ em angstroms} \quad (60)$$

2.5.6.2 Condutividade Térmica (λ_0)

Com o valor calculado da viscosidade dinâmica do gás real mediante a equação (57), o valor da condutividade térmica é estimado substituindo-se este valor na equação (61), utilizando o método de Eucken modificado, que apresenta uma margem de erro inferior a 7% (Poling et al., 2001).

$$\lambda_0 = \frac{\mu_0 C_{v0,idg}}{\frac{M_{mg}}{1000}} \left[1,32 + \frac{1,77}{\left(\frac{C_{v0,idg}}{R_{ug}} \right)} \right] = \frac{\mu_0 (C_{p0,idg} - \bar{R}_{ug})}{\frac{M_{mg}}{1000}} \left[1,32 + \frac{1,77}{\left(\frac{C_{p0,idg}}{\bar{R}_{ug}} - 1 \right)} \right] \quad (61)$$

Sendo as variáveis $C_{v0,idg}$, $C_{p0,idg}$ e \bar{R}_{ug} (J/molK).

2.4.7 Características de Desempenho da Turbina Radial

A avaliação do projeto unidimensional da turbina radial é realizada mediante o uso das características de desempenho adimensionais e semi-adimensionais, descritas na seqüência:

2.5.7.1 Eficiência total-total (η_{tt})

Representa a relação entre a entalpia de estagnação através da turbina e a entalpia isentrópica.

$$\eta_{tt} = \frac{w_{esp}}{w_{iso}} = \frac{h_{0ev} - h_{03}}{h_{0ev} - h_{03s}} \quad (62)$$

2.5.7.2 Eficiência total-estática (η_{ts})

Representa a relação entre a entalpia de estagnação através da turbina e a variação de entalpia, porém na condição estática, considerando a energia cinética na turbina como perdida.

$$\eta_{ts} = \frac{h_{0ev} - h_{03}}{h_{0ev} - h_{3s}} \quad (63)$$

2.5.7.3 Eficiência do bocal (η_b)

A eficiência do bocal é expressa em termos dos coeficientes de perdas (Dixon, 1998), assim:

$$\eta_b = \frac{h_{00} - h_1}{h_{00} - h_{1s}} = \frac{C_1^2 / 2}{C_{1s}^2 / 2} = \frac{C_1^2}{C_{1s}^2} = K_b^2 = \frac{1}{1 + \xi_b} \quad (64)$$

2.5.7.4 Grau de Reação (D_{rt})

Define como se comporta o estágio durante o processo de expansão através de voluta, do bocal e do rotor radial (Baskharone, 2006).

$$D_{rt} = \frac{h_2 - h_3}{h_{ev} - h_3} = \frac{1/2[(W_3^2 - W_2^2) + (U_2^2 - U_3^2)]}{1/2[(W_3^2 - W_2^2) + (U_2^2 - U_3^2) + (C_2^2 - C_3^2)]} \quad (65)$$

Algumas considerações sobre o grau de reação são apresentadas na Tabela 5 (Moustapha et al., 2003):

Tabela 5 – Grau de reação.

$D_{rt} < 0$	O escoamento desacelera no canal de passagem do rotor
$D_{rt} = 0$	$W_2 = W_3$ e $C_1 \gg C_2$
$D_{rt} > 0$	$C_2 = W_3$ e $C_3 = W_2$ (em magnitude)
$D_{rt} \geq 1$	O escoamento acelera no rotor e diminui no bocal

2.5.7.5 Vazão Mássica Corrigida (MFP)

A cada rotação da turbina, a vazão mássica se incrementa com a razão de pressão até atingir o valor máximo que ocasiona o entupimento, portanto:

$$MFP = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{0ev}}}{P_{0ev}} \quad (66)$$

2.5.7.6 Rotação Específica (N_{ss})

Este parâmetro não está relacionado com as dimensões físicas, mas sim com as grandezas de funcionamento da turbomáquina: rotação do rotor, vazão volumétrica na saída do rotor e trabalho específico isentrópico.

$$N_{ss} = \frac{\omega \sqrt{\dot{Q}_3}}{\Delta h_{iso}^{3/4}} \quad (67)$$

2.5.7.7 Diâmetro Específico (D_{ss})

Este parâmetro está relacionado com a rotação específica, porém inclui a dimensão da turbomáquina.

$$D_s = \frac{D_2 \Delta h_{iso}^{3/4}}{\sqrt{\dot{Q}_3}} \quad (68)$$

2.5.7.8 Parâmetro de Tamanho (*Shape Factor - SF*)

É um fator dimensional que determina a largura aproximada da turbomáquina.

$$SF = \frac{\sqrt{\dot{Q}_3}}{\Delta h_{iso}^{1/4}} \quad (69)$$

2.5.7.9 Número de Mach (M)

O número de Mach absoluto é:

$$M_0 = \frac{C}{a_0} \quad (70)$$

Finalmente, o número de Mach relativo é:

$$M = \frac{W}{a_0} \quad (71)$$

2.5.7.10 Número de Reynolds (Re)

Os números de Reynolds para cada componente da turbina radial segundo Glassman, (1976) são:

$$Re_r = \frac{\rho_3 W_3 C_{rr}}{\mu_r} \quad (72)$$

$$Re_b = \frac{\rho_l C_l C_{rb}}{\mu_b} \quad (73)$$

$$Re_v = \frac{\rho_{sv} C_{rv} L_{hv}}{\mu_{sv}} \quad (74)$$

2.5.7.11 Coeficiente de Perda de Entalpia (ξ)

Os coeficientes de perdas para cada componente da turbina radial segundo Moustapha et al., (2003) são:

$$\xi_r = \frac{h_3 - h_{3s}}{\frac{W_3^2}{2}} \quad (75)$$

$$\xi_b = \frac{h_l - h_{ls}}{\frac{C_l^2}{2}} = \frac{I}{K_b^2} - I \quad (76)$$

2.5.7.12 Coeficiente de Velocidade (K)

Os coeficientes de velocidade para cada componente da turbina radial são:

$$K_r^2 = \frac{h_{03,rel} - h_3}{h_{03,rel} - h_{3s}} = \frac{W_3^2/2}{W_{3s}^2/2} = \frac{W_3^2}{W_{3s}^2} = \frac{I}{I + \xi_r}; \text{ (Moustapha et al., 2003)} \quad (77)$$

$$K_b^2 = \frac{h_{00} - h_l}{h_{00} - h_{ls}} = \frac{C_l^2/2}{C_{ls}^2/2} = \frac{C_l^2}{C_{ls}^2} = \frac{I}{I + \xi_b}; \text{ (Mizumachi, 1960)} \quad (78)$$

2.5.7.13 Coeficiente de Perda de Pressão Total (Y)

Os coeficientes de perda de pressão para cada componente da turbina radial são:

$$Y_r = \frac{P_{02,rel} - P_{03,rel}}{P_{03,rel} - P_3}; \text{ (Benson, 1970)} \quad (79)$$

$$Y_b = \frac{P_{00} - P_{01}}{P_{01} - P_1}; \text{ (Benson, 1970)} \quad (80)$$

$$Y_v = \frac{P_{0ev} - P_{0sv}}{P_{0sv} - P_{sv}}; \text{ (Romagnoli e Martinez-Botas, 2011)} \quad (81)$$

2.5.7.14 Razão de Velocidades

Através da utilização da análise dimensional, um grupo de n-variável pode ser expressas como uma função de (n-3) grupos não adimensionais. Estes grupos são obtidos fixando três variáveis não dependentes, ρ_{01} , ω e D que são escolhidos para este fim, de modo que os grupos não-dimensionais apresentados na Tabela 6 são obtidos:

Tabela 6 – Outras correlações de desempenho nas turbinas.

Características de desempenho	Símbolo
Razão de velocidade tangencial e final do estágio	$\frac{U_2}{C_o}$
Razão de velocidade na entrada do rotor radial	$\frac{C_{\theta 2}}{U_2}$
Coefficiente de vazão na entrada do rotor radial	$\frac{C_{m2}}{U_2}$
Coefficiente de vazão na saída do rotor radial	$\frac{C_{m3}}{U_2}$
Razão de velocidades meridionais	$\frac{C_{m3}}{C_{m2}}$
Coefficiente de potência	$\frac{w_{esp}}{U_2^2}$
Fator de potência do estágio	S_W
Velocidade adimensional do rotor radial	$\frac{U_2}{a_{02}}$

2.5 REVISÃO DA LITERATURA

A análise da literatura disponível mostra que autores como Rohlik, (1968); Wasserbauer e Glassman, (1976); Glassman, (1976); Katsanis e McNally (1977); Meitner e Glassman, (1983); Simpson et al., (2006); Qiu e Baines, (2007); Qiu et al., (2009); Cox et al., (2009); Whitfield e Baines, (1990) e Miranda, (2010) desenvolveram programas para o ponto de projeto e análise de desempenho de turbinas radiais porém operadas com gases ideais, baseados em no modelo unidimensional das equações de conservação para diferentes condições de operação.

Biancardi et al., (1966) apresentam um módulo de geração termelétrica ORC que utiliza um rotor de turbina radial operando com Tiofeno (C_4H_4S).

Meacher e Ruscitto, (1982) apresentam um módulo de geração termelétrica ORC hermético que utiliza um rotor de turbina radial projetado somente para operar no ponto de projeto atingindo uma eficiência máxima de 84%.

Yamamoto et al., (2001) apresentam o projeto e as características de desempenho de uma turbina radial operando com o HCFC-123 e água. Baseados nas simulações com o software HYSYS, os resultados ótimos para a água são atingidos quando se eleva a temperatura de entrada da turbina, porém para o HCFC-123 os resultados melhoram quando a temperatura na entrada da turbina é menor que a do ponto de ebulição do fluido de trabalho.

Colonna et al., (2006) avaliam a influência de três diferentes equações de estado (equação de estado dos gases ideais, Peng-Robinson-Stryjek-Vera e Span-Wagner) no comportamento e desempenho aerodinâmico do bocal de uma turbina ORC operando com siloxano. A simulação numérica usando o DFC zFlow, mostra consideráveis diferenças nos comportamentos entre as diferentes equações de estado.

Brasz e Biederman, (2006) apresentam um sistema de refrigeração ajustado para operar como módulo de geração termelétrica ORC, onde o rotor da turbina radial é na realidade o rotor do “*compressor centrífugo*” operando em sentido inverso. No modo compressor (refrigeração), ele opera com o refrigerante R134a, devido à razão de compressão de 344,74 a 1241,06 kPa. No modo turbina (geração), ele opera com o R245fa, devido que a pressão na entrada da turbina pode atingir 3.247,38 kPa, sendo este valor de pressão alto para operar com este tipo de refrigerante.

Brasz e Biederman, (2007)a apresentam o projeto do bocal baseado no difusor de um compressor centrífugo operando em sentido inverso como turbina radial, utilizando fluidos de trabalho orgânicos com razão de raios do bocal na faixa entre $1,25 \leq r_2/r_1 \leq 1,4$.

Brasz e Biederman, (2007)b apresentam a adaptação e ajuste do sistema de refrigeração Carrier 19XR2 baseado num rotor do compressor centrífugo radial operando em sentido inverso como turbina radial.

Marcuccilli e Zouaghi, (2007) apresentam as considerações no projeto e utilização de turbinas radiais em ciclos de geração geotérmicos (Kalina e ORC), além de mostrar que o uso de este tipo de turbinas em ciclos binários não exige desenvolvimentos especiais, permitindo ser em utilizadas com pequenas modificações.

Feng et al., (2009) apresentam a simulação numérica mediante o ANSYS CFX 11 para uma turbina centrípeta (rotor e bocal) mediante a equação de estado de Redlich-Kwong, utilizando o R-245fa como fluido de trabalho orgânico.

Marcuccilli e Thiolet, (2010) apresentam uma seleção de fluidos orgânicos que podem ser aplicados em projetos de geração de energia reais e não apenas nos estudos teóricos, além de mostrar que, para os ciclos binários, as turbinas radiais são ideais devido às elevadas razões de pressão e vazões mássicas menores. Assim, as baixas temperaturas garantem um funcionamento muito próximo na região de máxima eficiência isentrópica.

Quoilin et al., (2010) apresentam os critérios para a seleção de um fluido de trabalho orgânico, assim como as considerações e limitações das turbomáquinas de expansão tais como o parafuso expensor, as turbinas radiais e o expensor espiral.

Nakano et al., (2010) apresentam a modificação da turbina radial de uma microturbina a gás de 2,4 MW e eficiência elétrica de 41,6%, operando com vapor de água e obtendo uma potência de 150 kW e eficiência elétrica de 44,2%.

Asti et al., (2011) apresentam um módulo de geração termelétrica ORC com dois rotores radiais utilizando um bocal de geometria variável para cada rotor.

Sauret e Rowlands, (2011) apresentam projeto preliminar de diferentes turbinas radiais usando uma variedade de fluidos de trabalho orgânicos de alta densidade operando nas condições subcríticas.

Pei et al., (2011) apresentam a análise e testes de laboratório preliminares de um sistema de geração de energia ORC de 3,75 kW, utilizando uma turbina radial projetada para operar com o R123 e obtendo uma eficiência isentrópica do estágio e uma eficiência do ciclo de 65% e 6,8% respectivamente.

Teguh et al., (2011) apresentam o projeto de uma turbina radial de 100 kW, de um único estágio operando com n-butano e uma eficiência de 79,43 % utilizando o método da linha de corrente média.

Kopecek et al., (2011) apresentam o sistema de controle das condições de entrada de uma turbina radial, mediante o uso de sensores que medem a pressão e temperatura do fluido de trabalho orgânico.

Marconcini et al., (2012) apresentam o projeto unidimensional, assim como a simulação tridimensional usando as técnicas de DFC em uma turbina radial, sendo o foco principal do estudo a variação entre os modelos de gás ideal e real.

Hun Kang, (2012) descreve o projeto e estudo experimental de uma turbina radial operando com o R245fa considerando as condições de operação do ciclo, assim como as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho orgânico para aumentar seu desempenho. Ele apresenta uma eficiência do ciclo e da turbina de 5,22% e 78,7% respectivamente.

Fiaschi et al., (2012) descrevem o projeto preliminar de uma turbina radial de 50 kW para ciclos ORC operando com 6 tipos diferentes de fluidos orgânicos, sendo o R134a o fluido que apresentou a maior eficiência isentrópica de 85% .

Quoilin et al., (2013) apresentam as diferentes fontes para a geração de energia em baixa temperatura, assim como as considerações e limitações dos diferentes tipos de turbomáquinas candidatas para sua utilização na recuperação de energia em baixa temperatura operando com fluidos de trabalho orgânicos.

Clemente et al., (2013) descrevem as considerações iniciais para o projeto preliminar de ciclos combinados, sistemas expansores e de turbina a gás para a recuperação de energia, utilizando diferentes fluidos de trabalho orgânicos, tais como o R245fa, isopentano, isobutano e três siloxanos diferentes (MDM, MM e D4).

Cho, et al., (2013) apresentam a análise do ciclo ORC utilizando o R245fa como fluido de trabalho para turbinas radiais de pequeno porte (entre 5 e 30 kW)

Bao e Zhao, (2013) descrevem alguns critérios para a seleção de OWF, assim como uma ampla lista de fluidos orgânicos candidatos para ser utilizados em ciclos Rankine orgânicos e as vantagens da utilização de turbinas radiais.

Paltrinieri, (2013) apresenta o projeto de uma turbina radial operando com R245fa usando um código implementado em MATLAB para determinar a geometria e o software REFPROP-NIST para calcular as propriedades termodinâmicas.

Hattiangadi, (2013) apresenta o modelo preliminar de uma turbina radial operada com silixano usando a metodologia unidimensional e analisada mediante o software CYCLE TEMPO.

Finalmente Harnick et al., (2013) apresentam a análise tridimensional viscosa mediante a dinâmica de fluidos computacional em regime permanente de uma turbina de 5 kW de um

ciclo ORC, incluindo o bocal, rotor e difusor, operando com tolueno como fluido de trabalho orgânico.

2.5.1 Sinopse da Revisão da Literatura

A Tabela 7 apresenta a sinopse geral da revisão da literatura realizada nesta tese, a fim de mostrar os estudos realizados no projeto aerotermodinâmico de turbinas radiais operando com fluidos orgânicos.

Tabela 7 – Sinopse geral da revisão da literatura.

Turbinas radiais operadas com fluidos orgânicos	
Tópico	Referencia bibliográfica
Ponto de projeto e análise de desempenho de turbinas radiais operadas com gases ideais	Rohlik, (1968); Wasserbauer e Glassman, (1976); Glassman, (1976); Katsanis e McNally (1977); Meitner e Glassman, (1983); Simpson et al., (2006); Qiu e Baines, (2007); Qiu et al., (2009); Cox et al., (2009); Whitfield e Baines, (1990); Miranda, (2010)
Turbinas radiais operando com: tiofeno, R245fa, HCFC-123, vapor de água, R123, n-butano	Biancardi et al., (1966); Hun Kang, (2012); Yamamoto et al., (2001); Nakano et al., (2010); Pei et al., (2011); Teguh et al, (2011); Cho, et al., (2013); Paltrinieri, (2013)
Módulo de geração termelétrica Kalina e ORC	Meacher e Ruscitto, (1982); Marcuccilli e Zouaghi, (2007)
Bocal operando com siloxano e OWF	Colonna et al., (2006); Brasz e Biederman, (2007)a; Hattiangadi, (2013)
Sistema de refrigeração operando como módulo de geração termelétrica ORC	Brasz e Biederman, (2006); Brasz e Biederman, (2007)b
Análise tridimensional de turbinas utilizando DFC para diferentes OWF	Feng et al., (2009); Marconcini et al., (2012); Harnick et al., (2013)
Módulo de geração termelétrica ORC com dois rotores radiais	Asti et al., (2011)
Crítérios de seleção e projeto preliminar turbinas radiais usando OWF	Marcuccilli e Thiolet, (2010); Quoilin et al., (2010); Sauret e Rowlands, (2011)
Limitações das turbomáquinas e sua utilização em ciclos ORC	Quoilin et al., (2013); Clemente et al., (2013)
Sistema de controle de turbina radial	Kopecek et al., (2011)
Fluidos orgânicos candidatos para turbinas radiais	Bao e Zhao, (2013)

Capítulo 3

PROJETO PRELIMINAR DA TURBINA RADIAL

Neste capítulo é apresentado o projeto preliminar unidimensional, a análise aerotermodinâmica e o modelo matemático baseado na equação de energia e na equação de estado de Redlich-Kwong para o ponto de projeto de turbinas radiais subsônicas utilizadas em ciclos Rankine orgânicos para baixas potências, considerando as propriedades físicas e termodinâmicas dos fluidos de trabalho orgânicos, os parâmetros geométricos e as características de desempenho, assim como os limites aerotermodinâmicos e construtivos.

3.1 ANÁLISE AEROTERMODINÂMICA DA TURBINA RADIAL OPERANDO COM FLUIDOS ORGÂNICOS

Esta análise é realizada ao longo da linha de corrente média e no plano meridional de cada componente da turbina radial. Portanto, o procedimento inicia-se com a determinação da geometria e das condições aerotermodinâmicas do rotor radial, seguido do bocal e finalmente da voluta.

3.1.1 Projeto Preliminar Integrado

O método de projeto preliminar da turbina radial está dividido em duas (2) etapas descritas a seguir, como este método não é linear, é necessário o uso de um processo iterativo.

- **Cálculos Termodinâmicos Baseados nas Condições de Operação:** nesta primeira etapa todos os cálculos são baseados nas propriedades físicas e termodinâmicas do gás real e na equação de estado de Redlich-Kwong sendo estas comparadas com a base de dados do NIST (National Institute of Standards and Technology, USA).
- **Análise Aerotermodinâmica:** esta segunda etapa é realizada no plano meridional, ao longo da linha de corrente média de cada componente da turbina radial como mostrado na Figura 9, considerando a espessura das pás e das palhetas. A Figura 9 descreve o fluxograma do processo de projeto integrado. Nas regiões entre a voluta-bocal e entre o bocal-rotor radial, o estudo é orientado a determinar o ângulo do escoamento em função da taxa de variação da massa específica estática. Após uma iteração, uma nova turbina é analisada e se encontra-se fora dos limites estabelecidos, em seguida, a desvantagem desta turbina é tomada como orientação para melhorar a iteração seguinte. O processo iterativo termina quando a turbina atende aos requisitos aerotermodinâmicos estabelecidos no ponto de projeto, assim como os envolvidos nos limites aerotermodinâmicos e construtivos.

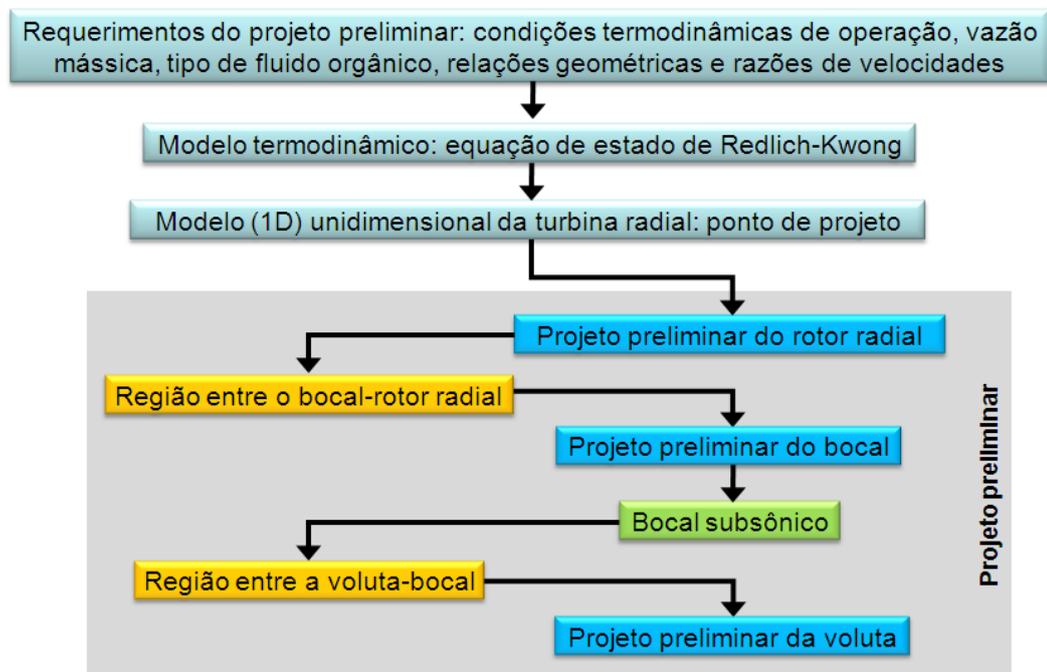


Figura 9 – Fluxograma do projeto preliminar integrado.

3.1.2 Considerações do Projeto

- Entalpia de estagnação constante ou processo isentálpico através dos componentes estacionários: voluta, região entre a voluta-bocal, bocal e região entre o bocal-rotor radial.
- As pressões de estagnação na saída da voluta, na entrada e saída do bocal, assim como na entrada do rotor radial são determinadas assumindo quedas de pressão de estagnação através da voluta (ΔP_v), na região entre a voluta-bocal (ΔP_{sv-0}), no bocal (ΔP_b) e na região entre o bocal-rotor radial (ΔP_{l-2}).
- Escoamento compressível, em regime permanente, adiabático e unidimensional.

3.2 PROJETO PRELIMINAR DO ROTOR RADIAL

As condições aerodinâmicas e os parâmetros geométricos na entrada e saída do rotor radial são determinados nesta seção:

3.2.1 Entrada do Rotor Radial

3.2.1.1 Propriedades Termodinâmicas de Estagnação na Entrada do Rotor Radial

A pressão de estagnação na entrada do rotor radial é determinada assumindo uma queda de pressão de estagnação através da voluta (ΔP_v), na região entre a voluta-bocal (ΔP_{sv-0}), no bocal (ΔP_b) e na região entre o bocal-rotor radial (ΔP_{l-2}), assim:

$$P_{02} = P_{0ev} - \underbrace{\left(\underbrace{\Delta P_v}_{\text{Voluta}} + \underbrace{\Delta P_{sv-0}}_{\text{região entre a voluta-bocal}} + \underbrace{\Delta P_b}_{\text{Bocal}} + \underbrace{\Delta P_{l-2}}_{\text{região entre o bocal-rotor}} \right)}_{\Delta P_{ev-2}} \quad (82)$$

A temperatura de estagnação na entrada do rotor radial é determinada de maneira iterativa mediante a equação cúbica de estado de Redlich-Kwong para o volume específico, considerando uma expansão isentálpica através dos estágios estacionários da turbina radial

($h_{0ev} = h_{0sv} = h_{00} = h_{0I} = h_{02}$) e um valor mínimo inicial dela ($T_{02,i}$), e incrementando este valor ($T_{02} = T_{02,i} + \Delta T$) até atingir convergência com os dados de entrada estabelecidos.

O volume específico na entrada do rotor radial é:

$$v_{02}^3 + a_{1,02}v_{02}^2 + a_{2,02}v_{02} + a_{3,02} = 0 \quad (83)$$

E os coeficientes da equação (83) são:

$$a_{1,02} = -\frac{RT_{02}}{P_{02}} \quad a_{2,02} = \frac{a_{RK}}{P_{02}T_{02}^{1/2}} - \frac{b_{RK}RT_{02}}{P_{02}} - b_{RK}^2 \quad a_{3,02} = -\frac{a_{RK}b_{RK}}{P_{02}T_{02}^{1/2}} \quad (84)$$

A massa específica na entrada do rotor radial é:

$$\rho_{02} = \frac{I}{v_{02}} \quad (85)$$

A entalpia de estagnação do gás real na entrada do rotor radial é:

$$h_{02} = (H - H^o)_{02} + H_{02,id} \quad (86)$$

E a entalpia de estagnação residual na entrada do rotor radial é: dada por

$$(H - H^o)_{02} = -RT_{02} \left[I - \underbrace{\left(\frac{P_{02}v_{02}}{RT_{02}} \right)}_{Z_{02}} + \frac{3a_{RK}}{2b_{RK}RT_{02}^{3/2}} \ln \left(I + \frac{b_{RK}}{v_{02}} \right) \right] \quad (87)$$

A contribuição da entalpia de estagnação como gás ideal na entrada do rotor radial é:

$$H_{02,id} = H_{02,id}^o R = \left(C_{p1}T_{02} + C_{p2} \frac{T_{02}^2}{2} + C_{p3} \frac{T_{02}^3}{3} + C_{p4} \frac{T_{02}^4}{4} + C_{p5} \frac{T_{02}^5}{5} \right) R \quad (88)$$

O calor específico à pressão constante como gás ideal na entrada do rotor radial é:

$$C_{p02,id} = C_{p02,id}^o R = (C_{p1} + C_{p2}T_{02} + C_{p3}T_{02}^2 + C_{p4}T_{02}^3 + C_{p5}T_{02}^4) R \quad (89)$$

O calor específico a volume constante do gás real na entrada do rotor radial é:

$$C_{v02} = \underbrace{C_{p02,id}}_{C_{v02,id}} - R - \frac{3a_{RK}}{4b_{RK}T_{02}^{3/2}} \ln\left(\frac{v_{02}}{v_{02} + b_{RK}}\right) \quad (90)$$

O calor específico à pressão constante do gás real na entrada do rotor radial é:

$$C_{p02} = C_{v02} - T_{02} \frac{\left(\frac{\partial P_{02}}{\partial T_{02}}\right)_{v_{02}}^2}{\left(\frac{\partial P_{02}}{\partial v_{02}}\right)_{T_{02}}} \quad (91)$$

A taxa de variação da pressão em relação à temperatura para o volume específico fixo na entrada do rotor radial é:

$$\left(\frac{\partial P_{02}}{\partial T_{02}}\right)_{v_{02}} = \frac{R}{v_{02} - b_{RK}} + \frac{a_{RK}}{2T_{02}^{3/2}v_{02}(v_{02} + b_{RK})} \quad (92)$$

A taxa de variação da pressão em relação ao volume específico para a temperatura fixa na entrada do rotor radial é:

$$\left(\frac{\partial P_{02}}{\partial v_{02}}\right)_{T_{02}} = -\frac{RT_{02}}{(v_{02} - b_{RK})^2} + \frac{a_{RK}}{T_{02}^{1/2}v_{02}(v_{02} + b_{RK})} \left(\frac{1}{v_{02}} + \frac{1}{(v_{02} + b_{RK})}\right) \quad (93)$$

A velocidade do som na entrada do rotor radial é:

$$a_{02} = \sqrt{-\left(\frac{C_{p02}}{C_{v02}}\right) \frac{v_{02}^2}{\left(\frac{\partial v_{02}}{\partial P_{02}}\right)_{T_{02}}} } \quad (94)$$

A taxa de variação do volume específico em relação à pressão para a temperatura fixa na entrada do rotor radial é:

$$\left(\frac{\partial v_{02}}{\partial P_{02}}\right)_{T_{02}} = \frac{I}{\left(\frac{\partial v_{02}}{\partial P_{02}}\right)_{T_{02}}} \quad (95)$$

A entropia de estagnação do gás real na entrada do rotor radial é:

$$s_{02} = (S - S^o)_{02} + S_{02,id} \quad (96)$$

E a entropia de estagnação residual na entrada do rotor radial é:

$$(S - S^o)_{02} = R \ln \left(Z_{02} - \frac{b_{RK} P_{02}}{RT_{02}} \right) - \left[\frac{a_{RK}}{2b_{RK} T_{02}^{3/2}} \ln \left(1 + \frac{b_{RK}}{v_{02}} \right) \right] \quad (97)$$

Finalmente, a contribuição da entropia de estagnação como gás ideal é:

$$S_{02,id} = S_{02,id}^o R = \left(C_{p1} \ln(T_{02}) + C_{p2} T_{02} + \frac{C_{p3} T_{02}^2}{2} + \frac{C_{p4} T_{02}^3}{3} + \frac{C_{p5} T_{02}^4}{4} \right) R \quad (98)$$

3.2.1.2 Propriedades Termodinâmicas Estáticas na Entrada do Rotor Radial

As propriedades estáticas são determinadas mediante um processo iterativo, sendo a área A_2 , a velocidade absoluta C_2 e o estado termodinâmico de estagnação especificado. O procedimento é descrito a seguir:

- 1) Determinar a temperatura estática na entrada do rotor radial:

$$T_2 = T_{02} - \left[S_{f02} \left(\frac{C_2^2}{2C_{p02}} \right) \right] \quad \text{Sendo,} \quad S_{f02} = \frac{T_{02}}{v_{02}} \left[\frac{\left(\frac{\partial P_{02}}{\partial T_{02}} \right)_{v_{02}}}{\left(\frac{\partial P_{02}}{\partial v_{02}} \right)_{T_{02}}} \right] \quad (99)$$

2) Determinar a pressão estática na entrada do rotor radial:

$$P_2 = \frac{RT_2}{v_2 - b_{RK}} - \frac{a_{RK}}{v_2 (v_2 + b_{RK}) T_2^{1/2}} \quad (100)$$

3) Determinar a entalpia estática do gás real na entrada do rotor radial:

$$h_2 = h_{02} - \frac{C_2^2}{2} \quad (101)$$

4) Determinar a entropia estática do gás real na entrada do rotor radial:

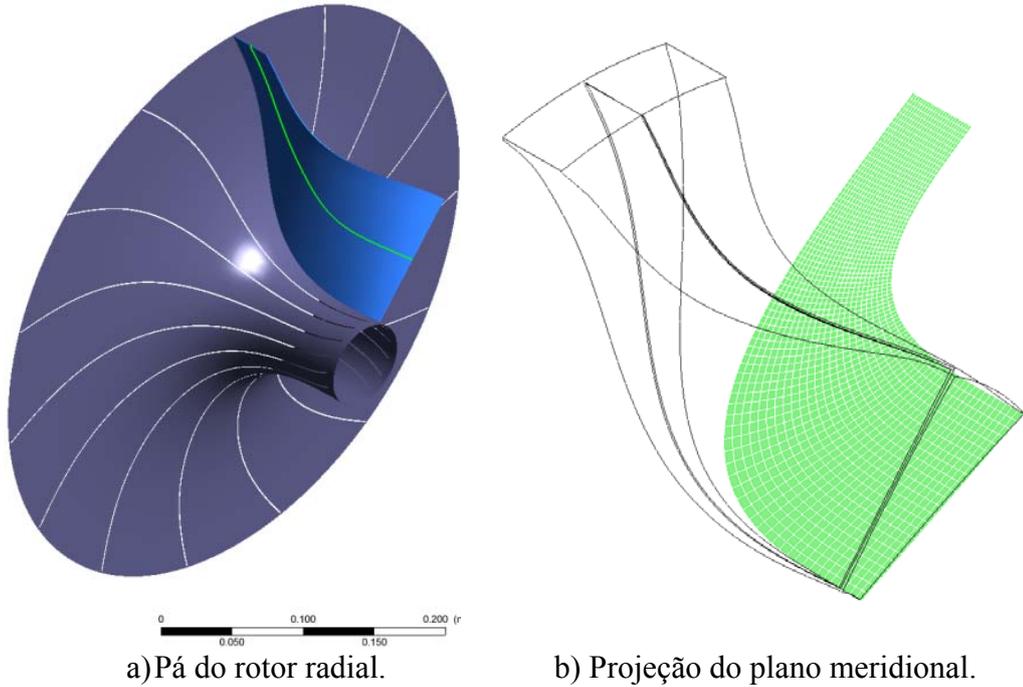
$$s_2 = (S - S^o)_2 + S_{2,id} \quad (102)$$

Finalmente, os resultados da entropia são comparados:

- ❖ Se $s_{02} = s_2$ o processo iterativo termina.
- ❖ Se $s_{02} \neq s_2$ é usado um método iterativo para modificar o valor do v_2 até atingir convergência com as condições estabelecidas.

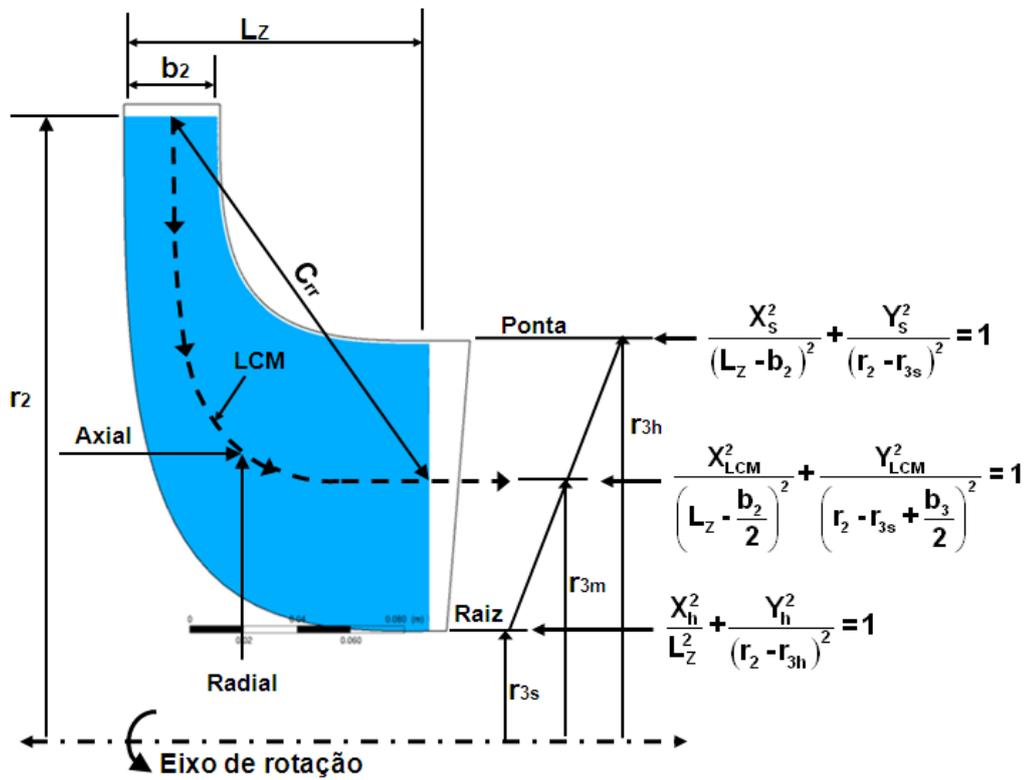
3.2.1.3 Diagrama de Velocidade na Entrada do Rotor Radial

A projeção do plano meridional da pá do rotor radial onde são desenvolvidas as equações para a análise aerodinâmica unidimensional do escoamento, juntamente como o dimensionamento da turbomáquina é mostrada na Figura 10.



a) Pá do rotor radial.

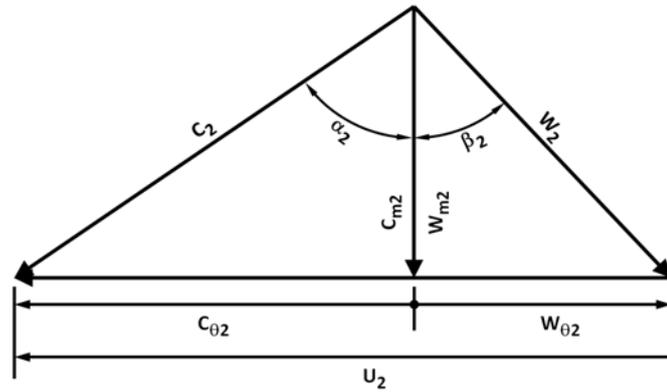
b) Projeção do plano meridional.



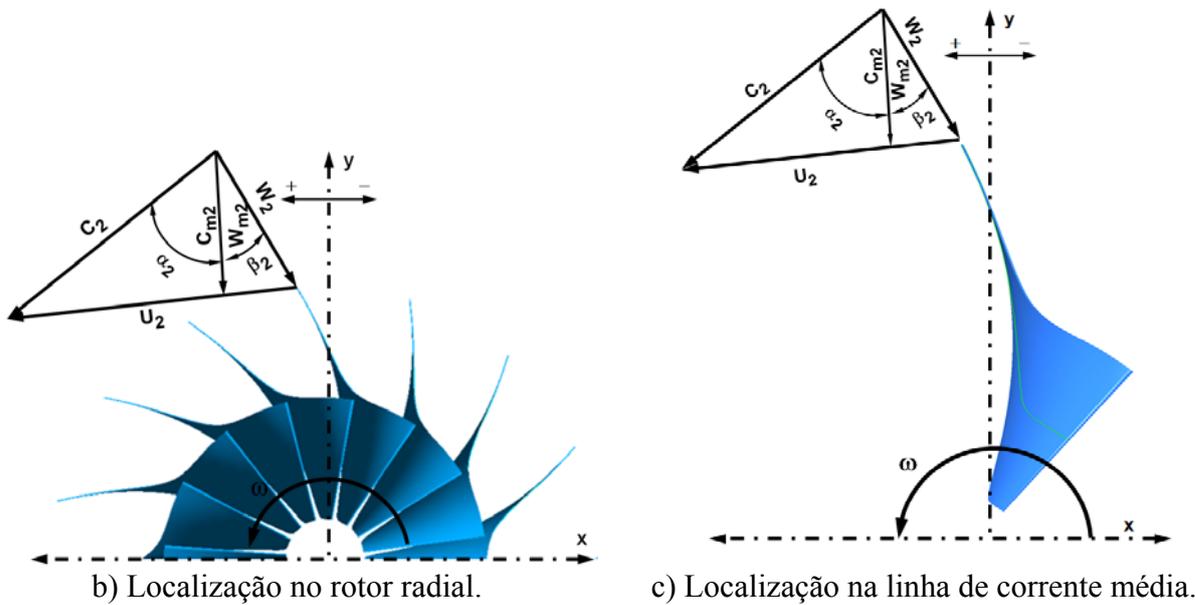
c) Plano meridional.

Figura 10 – Plano meridional da pá do rotor radial.

Sendo $\beta_2 < 0$, (medido em relação à direção radial como é mostrado na Figura 11), os elementos que compõem o triângulo de velocidade são determinados da seguinte maneira:



a) Diagrama do triângulo de velocidade.



b) Localização no rotor radial.

c) Localização na linha de corrente média.

Figura 11 – Triângulo de velocidade na entrada do rotor radial.

O ângulo do escoamento absoluto na entrada do rotor radial é:

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - 1} \right) \quad (103)$$

Enquanto, a velocidade absoluta na entrada do rotor radial é:

$$C_2 = \sqrt{U_2 C_{\theta 2} \left(\frac{2 \cos \beta_2}{\cos \beta_2 + 1} \right)} \quad (104)$$

As componentes das velocidades na entrada do rotor radial são:

$$C_{\theta 2} = C_2 \sin \alpha_2 \quad (105)$$

$$C_{m2} = C_2 \cos \alpha_2 \quad (106)$$

$$W_2 = \frac{C_{m2}}{\cos \beta_2}; \text{ sendo } C_{m2} = W_{m2} \quad (107)$$

$$W_{\theta 2} = W_2 \cos \beta_2 \quad (108)$$

$$U_2 = C_{\theta 2} + W_{\theta 2} \quad (109)$$

O trabalho específico do rotor radial é:

$$\begin{aligned} W_{esp} &= \Delta h_0 = h_{0ev} - h_{03} = U_2 C_{\theta 2} - U_3 C_{\theta 3} \\ \text{Se } \alpha_3 &= 0^\circ \rightarrow C_{\theta 3} = 0 \\ W_{esp} &= U_2 C_{\theta 2} \end{aligned} \quad (110)$$

Finalmente, os números de Mach calculados pelas propriedades de estagnação e estáticas na entrada do rotor radial podem ser determinados da seguinte forma:

$$M_{02} = \frac{C_2}{a_{02}} \quad (111)$$

$$M_2 = \frac{C_2}{a_2} \quad (112)$$

$$M_{02,rel} = \frac{W_2}{a_{02}} \quad (113)$$

$$M_{2,rel} = \frac{W_2}{a_2} \quad (114)$$

3.2.2 Saída do Rotor Radial

3.2.2.1 Propriedades Termodinâmicas de Estagnação na Saída do Rotor Radial

As condições de estagnação isentrópicas na saída do rotor radial são definidas após determinar $h_{0ev} = f(T_{0ev}, P_{0ev})$ e $s_{0ev} = f(T_{0ev}, P_{0ev})$ como foi mostrado no item 3.2.1.1. Logo, considerando uma expansão isentrópica onde $s_{0ev} = s_{03s}$ como mostra a Figura 12a, tem-se:

$$\begin{aligned} s_{03s} &= f(T_{03s}, P_{03}) = s_{0ev} \\ v_{03s} &= f(s_{03s}, P_{03}) \\ T_{03s} &= f(s_{03s}, P_{03}) \end{aligned} \quad (115)$$

As condições reais de estagnação do escoamento na saída do rotor radial h_{03} , v_{03} , e T_{03} são determinadas de forma iterativa fazendo uso de um valor de eficiência total-total inicial $\eta_{tt,i}$, na equação (116), como é mostrado na Figura 12b. Portanto:

$$h_{03} = h_{0ev} - [\eta_{tt,i} (h_{0ev} - h_{03s})] \quad (116)$$

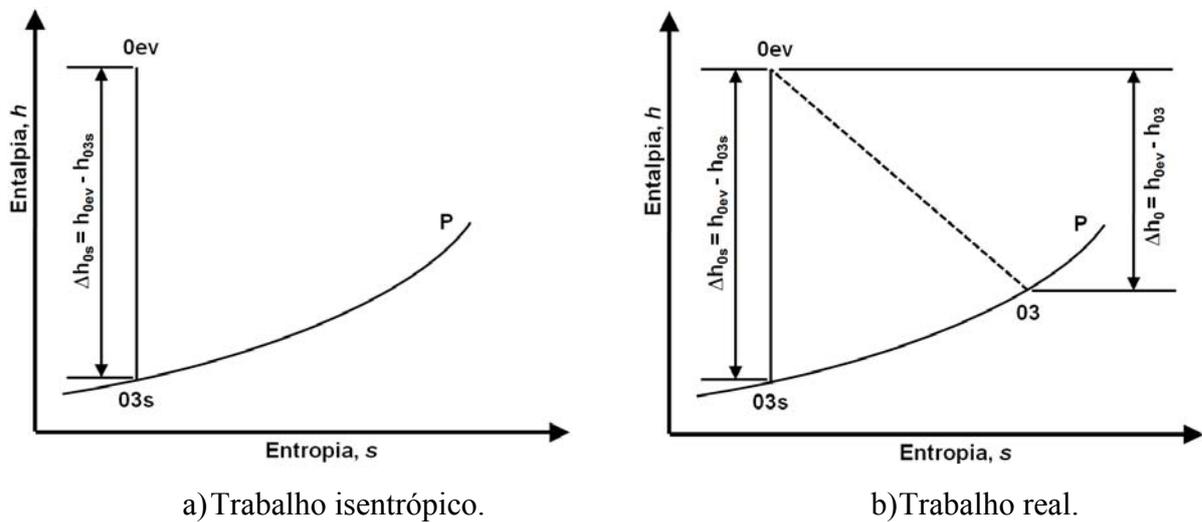


Figura 12 – Diagrama entalpia-entropia da turbina radial.

Utilizando os dados de entrada P_{03} e T_{03} , determina-se o volume específico na saída do rotor radial a seguir:

$$v_{03}^3 + a_{1,03}v_{03}^2 + a_{2,03}v_{03} + a_{3,03} = 0 \quad (117)$$

Os coeficientes da equação (117) na saída do rotor radial são:

$$a_{1,03} = -\frac{RT_{03}}{P_{03}} \quad a_{2,03} = \frac{a_{RK}}{P_{03}T_{03}^{1/2}} - \frac{b_{RK}RT_{03}}{P_{03}} - b_{RK}^2 \quad a_{3,03} = -\frac{a_{RK}b_{RK}}{P_{03}T_{03}^{1/2}} \quad (118)$$

A massa específica na saída do rotor radial é:

$$\rho_{03} = \frac{I}{v_{03}} \quad (119)$$

A entalpia de estagnação na saída do rotor radial é:

$$h_{03} = (H - H^o)_{03} + H_{03,id} \quad (120)$$

A entalpia de estagnação residual na saída do rotor radial é :

$$(H - H^o)_{03} = -RT_{03} \left[I - \underbrace{\left(\frac{P_{03}v_{03}}{RT_{03}} \right)}_{Z_{03}} + \frac{3a_{RK}}{2b_{RK}RT_{03}^{3/2}} \ln \left(I + \frac{b_{RK}}{v_{03}} \right) \right] \quad (121)$$

A contribuição da entalpia de estagnação como gás ideal na saída do rotor radial é:

$$H_{03,id} = H_{03,id}^o R = \left(C_{p1}T_{03} + C_{p2} \frac{T_{03}^2}{2} + C_{p3} \frac{T_{03}^3}{3} + C_{p4} \frac{T_{03}^4}{4} + C_{p5} \frac{T_{03}^5}{5} \right) R \quad (122)$$

Os calores específicos são calculados da seguinte forma:

$$C_{p03,id} = C_{p03,id}^o R = \left(C_{p1} + C_{p2}T_{03} + C_{p3}T_{03}^2 + C_{p4}T_{03}^3 + C_{p5}T_{03}^4 \right) R \quad (123)$$

$$C_{v03} = \underbrace{C_{p03,id}}_{C_{v03,id}} - R - \frac{3a_{RK}}{4b_{RK}T_{03}^{3/2}} \ln \left(\frac{v_{03}}{v_{03} + b_{RK}} \right) \quad (124)$$

$$C_{p03} = C_{v03} - T_{03} \frac{\left(\frac{\partial P_{03}}{\partial T_{03}}\right)_{v_{03}}^2}{\left(\frac{\partial P_{03}}{\partial v_{03}}\right)_{T_{03}}} \quad (125)$$

A taxa de variação da pressão em relação à temperatura para o volume específico fixo na saída do rotor radial é definida como:

$$\left(\frac{\partial P_{03}}{\partial T_{03}}\right)_{v_{03}} = \frac{R}{v_{03} - b_{RK}} + \frac{a_{RK}}{2T_{03}^{3/2}v_{03}(v_{03} + b_{RK})} \quad (126)$$

A taxa de variação da pressão em relação ao volume específico para a temperatura fixa na saída do rotor radial é:

$$\left(\frac{\partial P_{03}}{\partial v_{03}}\right)_{T_{03}} = -\frac{RT_{03}}{(v_{03} - b_{RK})^2} + \frac{a_{RK}}{T_{03}^{1/2}v_{03}(v_{03} + b_{RK})} \left(\frac{1}{v_{03}} + \frac{1}{(v_{03} + b_{RK})}\right) \quad (127)$$

A velocidade do som na saída do rotor radial é descrita como:

$$a_{03} = \sqrt{-\left(\frac{C_{p03}}{C_{v03}}\right) \frac{v_{03}^2}{\left(\frac{\partial P_{03}}{\partial v_{03}}\right)_{T_{03}}}} \quad (128)$$

A taxa de variação do volume específico em relação à pressão para a temperatura fixa na saída do rotor radial é:

$$\left(\frac{\partial v_{03}}{\partial P_{03}}\right)_{T_{03}} = \frac{1}{\left(\frac{\partial P_{03}}{\partial v_{03}}\right)_{T_{03}}} \quad (129)$$

A entropia de estagnação do gás real na saída do rotor radial é:

$$s_{03} = (S - S^o)_{03} + S_{03,id} \quad (130)$$

Sendo que a entropia de estagnação residual na saída do rotor radial é:

$$(S - S^o)_{03} = R \ln \left(Z_{03} - \frac{b_{RK} P_{03}}{RT_{03}} \right) - \left[\frac{a_{RK}}{2b_{RK} T_{03}^{3/2}} \ln \left(1 + \frac{b_{RK}}{v_{03}} \right) \right] \quad (131)$$

Finalmente, a contribuição da entropia de estagnação como gás ideal é:

$$S_{03,id} = S_{03,id}^o R = \left(C_{p1} \ln(T_{03}) + C_{p2} T_{03} + \frac{C_{p3} T_{03}^2}{2} + \frac{C_{p4} T_{03}^3}{3} + \frac{C_{p5} T_{03}^4}{4} \right) R \quad (132)$$

3.2.2.2 Propriedades Termodinâmicas Estáticas na Saída do Rotor Radial

As propriedades estáticas na saída do rotor radial são determinadas seguindo o procedimento descrito no item 3.2.1.2.

- Determinar a temperatura estática na saída do rotor radial:

$$T_3 = T_{03} - \left[S_{f03} \left(\frac{C_3^2}{2C_{p03}} \right) \right] \quad \text{Sendo,} \quad S_{f03} = \frac{T_{03}}{v_{03}} \left[\frac{\left(\frac{\partial P_{03}}{\partial T_{03}} \right)_{v_{03}}}{\left(\frac{\partial P_{03}}{\partial v_{03}} \right)_{T_{03}}} \right] \quad (133)$$

- Determinar a pressão estática na saída do rotor radial:

$$P_3 = \frac{RT_3}{v_3 - b_{RK}} - \frac{a_{RK}}{v_3 (v_3 + b_{RK}) T_3^{1/2}} \quad (134)$$

- Determinar a entalpia estática do gás real na saída do rotor radial:

$$h_3 = h_{03} - \frac{C_3^2}{2} \quad (135)$$

- Determinar a entropia estática do gás real na saída do rotor radial:

$$s_3 = (S - S^o)_3 + S_{3,id} \quad (136)$$

Finalmente, é realizada uma comparação dos valores obtidos:

- ❖ Se $s_{03} = s_3$ o processo iterativo termina.
- ❖ Se $s_{03} \neq s_3$ é usado um método iterativo para modificar o valor do v_3 até atingir convergência com as condições estabelecidas.

3.2.2.3 Diagrama de Velocidade na Saída do Rotor Radial

Sendo $\alpha_3 = 0^\circ$, o escoamento apresenta somente saída axial (Figura 13), portanto os demais componentes que conformam o triângulo de velocidade na saída do rotor radial são calculados assim:

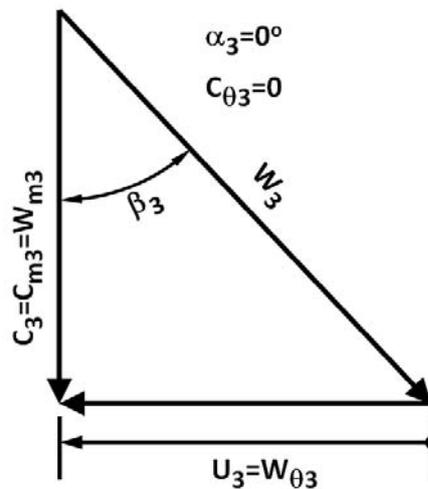


Figura 13 – Triângulo de velocidade na saída do rotor radial.

A razão de raios na ponta e entrada do rotor radial é:

$$\frac{r_{3s}}{r_2} = W_R \sin \beta_{3s} \sqrt{\frac{1 - \cos \beta_2}{1 + \cos \beta_2}} \quad (137)$$

Os elementos do triângulo de velocidade na saída do rotor radial são:

$$U_{3s} = U_2 \left(\frac{r_{3s}}{r_2} \right) \quad (138)$$

$$W_{3s} = \frac{U_{3s}}{\sin \beta_3} \quad (139)$$

$$C_3 = C_{m3} = W_{m3} = \frac{U_{3s}}{\tan \beta_3} \quad (140)$$

Finalmente, os números de Mach na saída do rotor radial são:

$$M_{03} = \frac{C_3}{a_{03}} \quad (141)$$

$$M_3 = \frac{C_3}{a_3} \quad (142)$$

$$M_{03,rel} = \frac{W_3}{a_{03}} \quad (143)$$

$$M_{3,rel} = \frac{W_3}{a_3} \quad (144)$$

3.2.3 Largura Axial do Rotor Radial

As curvas da raiz (*hub*) e da ponta (*shroud*) do rotor radial são construídas para minimizar os efeitos da curvatura da passagem e obter uma razoável distribuição da área.

A seguir são mostradas as equações das curvaturas da raiz, da linha de corrente media (*LCM*) e da ponta para a construção do plano meridional do rotor radial, baseadas na equação da elipse. Os modelos mais utilizados para a determinação da largura axial do rotor radial são apresentados na Tabela 8. Nesta tese foi utilizada a equação (148) sendo esta baseada na equação da elipse.

$$\frac{X_s^2}{(L_Z - b_2)^2} + \frac{Y_s^2}{(r_2 - r_{3s})^2} = I \quad \text{Ponta} \quad (145)$$

$$\frac{X_{LCM}^2}{\left(L_Z - \frac{b_2}{2}\right)^2} + \frac{Y_{LCM}^2}{\left(r_2 - r_{3s} + \frac{b_3}{2}\right)^2} = I \quad \text{Linha de corrente média (LCM)} \quad (146)$$

$$\frac{X_h^2}{L_Z^2} + \frac{Y_h^2}{(r_2 - r_{3h})^2} = I \quad \text{Raiz} \quad (147)$$

Tabela 8 – Determinação da largura axial do rotor radial.

Largura axial	Referencia bibliográfica	Equação
$L_Z = b_2 + (r_2 - r_{3s})$	Glassman, (1972)	(148)
$L_Z = 1,5(r_{3s} - r_{3h})$	Aungier, (2006)	(149)
$L_Z = (1,0 \sim 1,3)[r_2 - r_{3m}]$	Walsh e Fletcher, (2004)	(150)

3.2.4 Número de Pás do Rotor Radial

Existem vários critérios de seleção do número de pás para rotores radiais, tais como:

$$Z_{br} = \left(\frac{\pi}{30}\right)(110 - \alpha_2) \tan \alpha_2; \quad (\text{Glassman, 1976}) \quad (151)$$

$$Z_{br} = \frac{1}{\cos^2 \alpha_2} = \frac{2}{1 - \cos \beta_2}; \quad (\text{Whitfield e Baines, 1990}) \quad (152)$$

$$Z_{br} = 2\pi \tan \alpha_2; \quad \text{Jamieson apuc Whitfield e Baines, (1990)} \quad (153)$$

Finalmente, Aungier, (2006) apresenta uma modificação da equação de Rohlik, (1968)

$$Z_{br} = 0,03 \left[33^\circ - (90^\circ - \alpha_2) \right]^2 + 12; \quad \text{Aungier, (2006)} \quad (154)$$

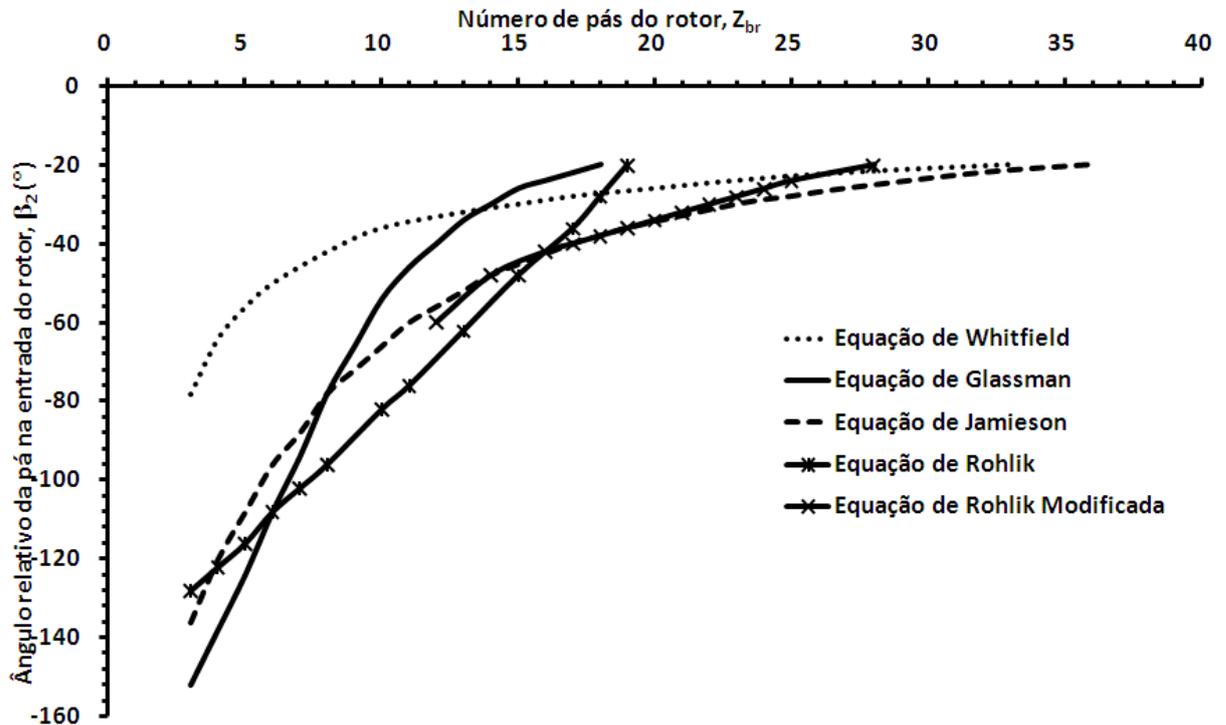


Figura 14 – Critérios de seleção do número de pás do rotor radial.

A Figura 14 mostra os resultados obtidos para as equações de Whitfield, Glassman, Jamieson, Rohlik e Rohlik modificada para determinar o número de pás do rotor radial em função do ângulo relativo da pá na entrada do rotor radial. Nesta tese foi utilizada a equação empírica de Glassman, (1976), devido que pode ser obtido um menor número de pás. Na construção deste tipo de rotores não é recomendável utilizar uma grande quantidade de pás, devido ao fato de ocasionar estrangulamento do escoamento na saída, além que uma maior superfície de contato do rotor com o fluido de trabalho acarreta elevadas perdas por atrito.

3.2.5 Fator de Bloqueio no Rotor Radial

O fator de bloqueio é a diferença entre a área efetiva através da qual esco o fluido e a área geométrica do componente. As Figuras 15 e 16 mostram o fator de bloqueio na entrada e saída do rotor radial respectivamente.

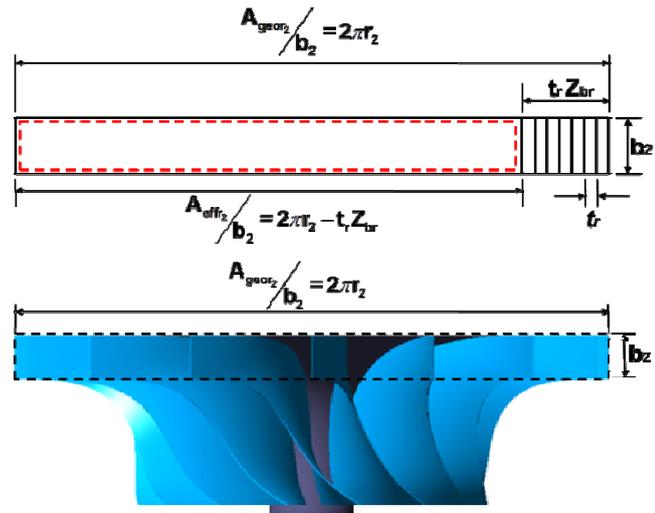


Figura 15 – Fator de bloqueio na entrada do rotor radial.

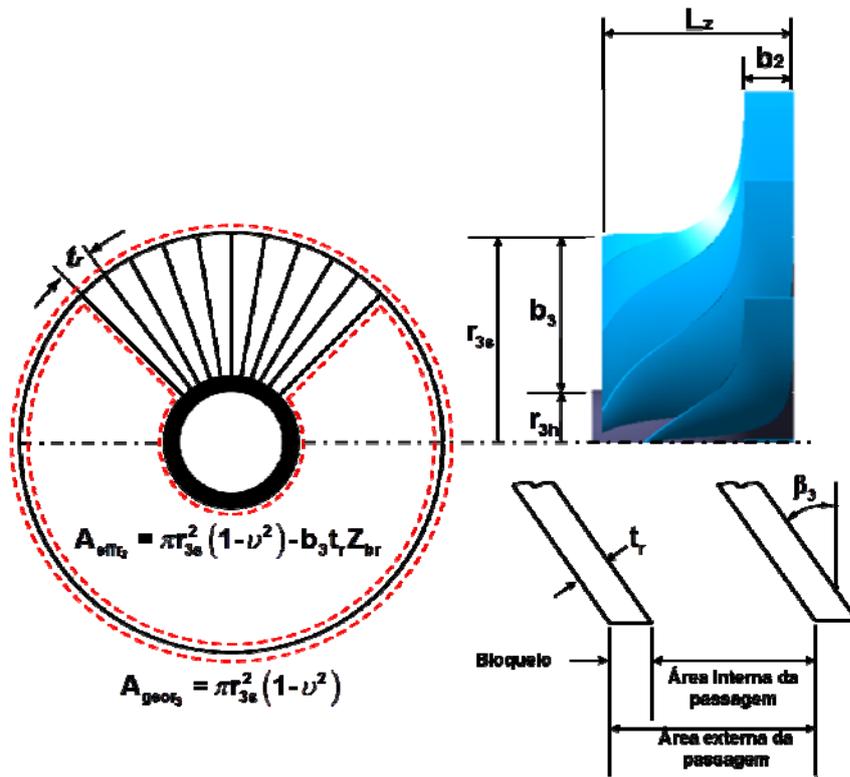


Figura 16 – Fator de bloqueio na saída do rotor radial.

A Tabela 9 mostra os modelos mais utilizados para determinar o fator de bloqueio na entrada do rotor radial.

Tabela 9 – Determinação do fator de bloqueio.

B_{f2}	Referencia bibliográfica	Equação
$B_{f2} = 1 - \left(\frac{2\pi r_2 - t_r Z_{br}}{2\pi r_2} \right)$	Moustapha et al., (2003)	(155)
$B_{f2} = 1 - \left[\frac{t_r Z_{br}}{2\pi r_2 \sin(90^\circ + \beta_2)} \right]$	Aungier, (2006)	(156)

O fator de bloqueio na saída do rotor radial é:

$$B_{f3} = 1 - \left(\frac{\pi r_{3s}^2 (1 - v^2) - b_3 t_r Z_{br}}{\pi r_{3s}^2 (1 - v^2)} \right) \quad (157)$$

3.2.6 Razão de Velocidade Tangencial e Final do Estágio

Uma forma de determinar a velocidade tangencial na entrada do rotor radial é utilizando a amplamente aceita razão de velocidades tangencial na entrada do rotor e final do estágio, já que relaciona a velocidade tangencial na entrada do rotor radial e o trabalho isentrópico do estágio, portanto:

Para $\beta_2 = 0^\circ$, $\alpha_3 = 0^\circ$ e $C_{\theta 3} = 0$, tem-se:

$$\frac{U_2}{C_{Oiso}} = 0,707 \quad (158)$$

Nota-se que esta razão de velocidades não considera os efeitos do ângulo do escoamento relativo na entrada do rotor radial.

Nesta tese é sugerida uma modificação desta razão de velocidades, a qual consiste em relacionar a velocidade tangencial na entrada do rotor radial com o trabalho específico do estágio incluindo os efeitos da variação do ângulo do escoamento relativo.

A Figura 17 mostra os limites de operação de U_2/C_{OM} na faixa $-20^\circ < \beta_2 < -40^\circ$ recomendados para rotores radiais.

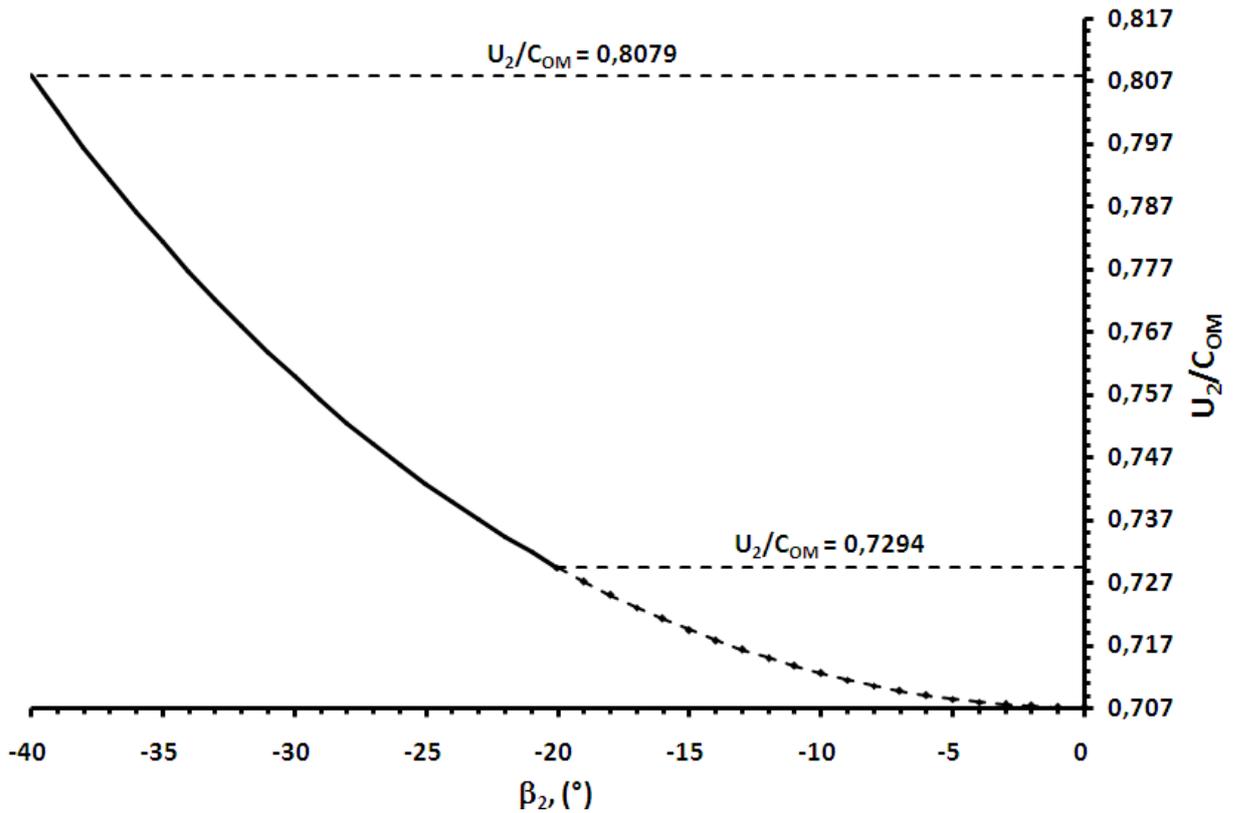


Figura 17 – U_2/C_{OM} em função de β_2 .

Considerando os triângulo de velocidades das Figuras 11 e 13 e para $\beta_2 \neq 0^\circ$, $\alpha_3 = 0^\circ$ e $C_{\theta_3} = 0$, tem-se:

$$\lambda = \frac{C_{\theta_2}}{U_2} = \cos \beta_2 \quad (159)$$

Da equação (159), tem-se:

$$C_{\theta_2} = U_2 \cos \beta_2 \quad (160)$$

Substituindo a equação (160) em (159), tem-se:

$$w_{esp} = \frac{(h_{0ev} - h_{03})^2}{2} = \frac{C_{Oesp}^2}{2} = U_2 C_{\theta_2} \quad (161)$$

$$w_{esp} = U_2^2 \cos \beta_2 \quad (162)$$

Finalmente, substituindo a equação (162) em (161), tem-se:

$$U_2^2 \cos \beta_2 = \frac{C_{Oesp}^2}{2} = \frac{C_{OM}^2}{2} \rightarrow \frac{U_2^2}{C_{OM}^2} = \frac{1}{2 \cos \beta_2} \rightarrow \frac{U_2}{C_{OM}} = 0,707 \sqrt{\frac{1}{\cos \beta_2}} \quad (163)$$

3.2.7 Dimensionamento do Rotor Radial

O grau de reação é calculado por:

$$D_{rt} = \frac{h_2 - h_3}{h_{ev} - h_3} = \frac{1/2[(W_3^2 - W_2^2) + (U_2^2 - U_3^2)]}{1/2[(W_3^2 - W_2^2) + (U_2^2 - U_3^2) + (C_2^2 - C_3^2)]} \quad (164)$$

As vazões mássicas adimensionais são:

$$\theta = \frac{\dot{m}}{\pi r_2^2 \rho_{0ev} C_{ev}} = 2\theta_2 \left(\frac{\rho_{02}}{\rho_{0ev}} \right) \left(\frac{C_{m2}}{C_{ev}} \right) \left(\frac{b_2}{r_2} \right) \quad (165)$$

$$\theta_2 = \frac{\dot{m}}{2\pi r_2 b_2 \rho_{02} C_{m2}} = \left(\frac{P_2}{P_{02}} \right) \left(\frac{T_{02}}{T_2} \right) \left(\frac{Z_{02}}{Z_2} \right) \quad (166)$$

$$\theta_3 = \frac{\dot{m}}{r_{3s}^2 (1 - v^2) \rho_{03} C_{m3}} = \left(\frac{P_3}{P_{03}} \right) \left(\frac{T_{03}}{T_3} \right) \left(\frac{Z_{03}}{Z_3} \right) \quad (167)$$

A razão de áreas na saída e entrada do rotor radial é:

$$\frac{A_3}{A_2} = \frac{\theta_2 \rho_{02} C_{m2}}{\theta_3 \rho_{03} C_{m3}} \quad (168)$$

A largura adimensional da pá em função do diâmetro de entrada do rotor radial é:

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{\dot{m}}{4\pi \rho_2 C_{m2} r_2^2} \quad (169)$$

A razão de raios na saída do rotor radial é:

$$v = \frac{r_{3h}}{r_{3s}} \quad (170)$$

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

$$\frac{r_{3s}}{r_2} = 1,29N_{ss} \quad (171)$$

A razão de raios médio quadrático é:

$$\frac{r_{3rms}}{r_2} = \left(\frac{r_{3s}}{r_2} \right) \sqrt{\frac{1+v^2}{2}} \quad (172)$$

O raio médio na saída do rotor radial é:

$$r_{3m} = \frac{r_{3s} + r_{3h}}{2} \quad (173)$$

A razão de raios médio e na ponta do rotor radial é:

$$\frac{r_{3m}}{r_{3s}} = \frac{(1+v)}{2} \quad (174)$$

A vazão volumétrica na saída do rotor é:

$$\dot{Q}_3 = \frac{\dot{m}}{\rho_{03}} \quad (175)$$

Os espaçamentos das pás são determinados assim:

$$t_{er} = \frac{2\pi r_2}{Z_{br}} \quad (176)$$

$$t_{sr} = \frac{2\pi r_3 h}{Z_{br}} \quad (177)$$

A vazão mássica na entrada do rotor radial é:

$$\dot{m} = \rho_2 C_{m2} A_2 \quad (178)$$

E na saída do rotor radial é:

$$\dot{m} = \rho_3 C_{m3} A_3 \quad (179)$$

Área de entrada do rotor radial é:

$$A_2 = 2\pi r_2 b_2 B_{f2} = 4\pi r_2^2 \left(\frac{b_2}{D_2} \right) B_{f2} \quad (180)$$

Finalmente, a área de saída do rotor radial é:

$$A_3 = \frac{\pi r_{3s}^2 (1 - \nu^2)}{B_{f3}} \quad (181)$$

A Figura 18 apresenta a correlação entre o diâmetro específico e a rotação específica para diferentes tipos de turbinas operando em seus melhores pontos de eficiências. As regiões azul e vermelha representam o campo de operação e o setor de máxima eficiência das turbinas radiais respectivamente.

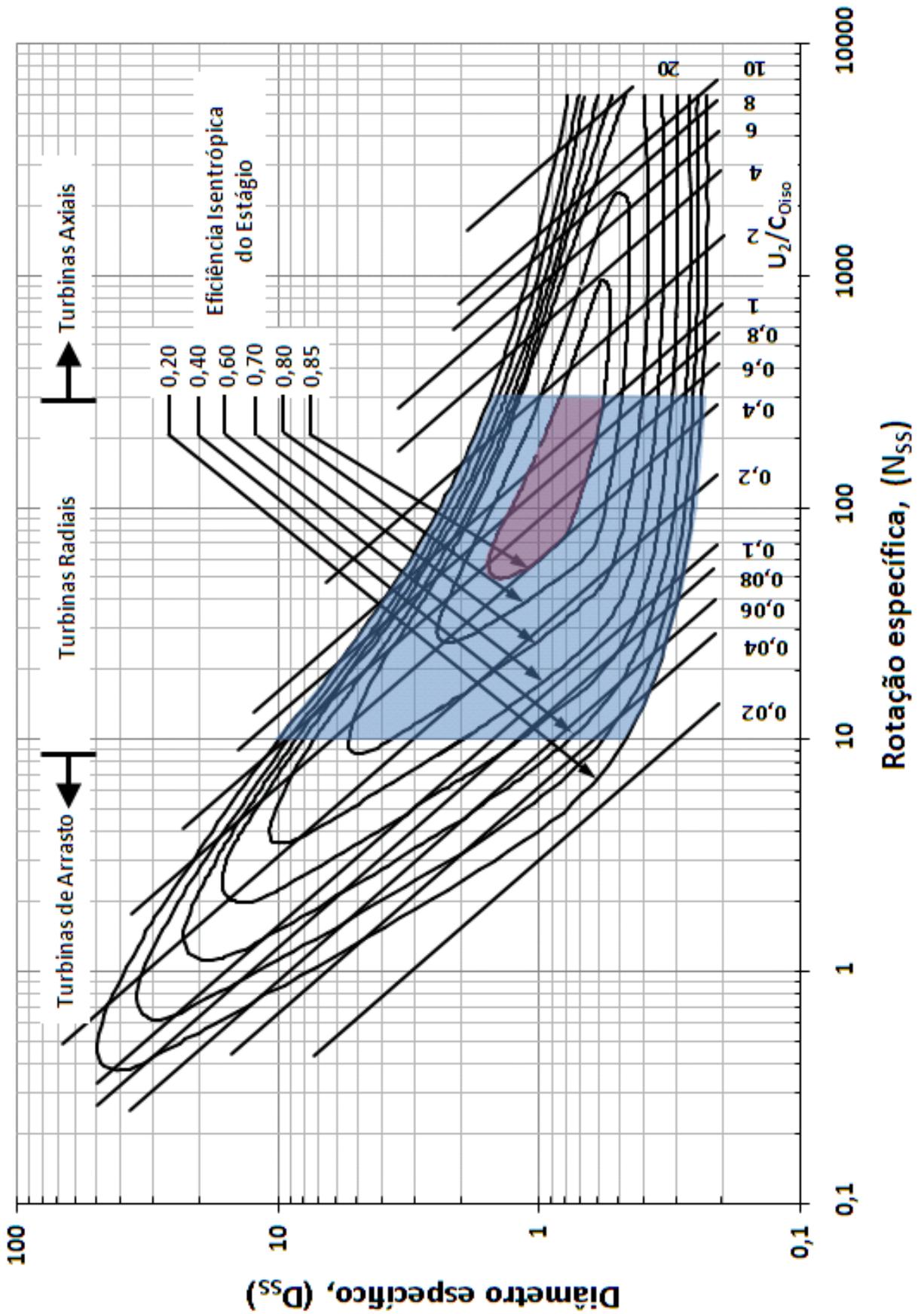


Figura 18 – Correlação entre o diâmetro específico e a rotação específica para turbinas.

Fonte: Boyce, (2006)

A rotação específica é:

$$N_{ss} = \frac{\omega \sqrt{\dot{Q}_3}}{\Delta h_{iso}^{3/4}} \quad (182)$$

E o diâmetro específico é:

$$D_{ss} = \frac{D_2 \Delta h_{iso}^{1/4}}{\sqrt{\dot{Q}_3}} \quad (183)$$

O trabalho isentrópico ou ideal do rotor radial é:

$$w_{ideal} = \Delta h_{iso} = h_{0ev} - h_{03s} \quad (184)$$

Os coeficientes de vazões são determinados a seguir:

$$\frac{C_{m2}}{U_2} = \sin \alpha_2 \cos \alpha_2 = \frac{\sin \alpha_2}{2} \quad (185)$$

$$\frac{C_{m3}}{U_2} = \frac{r_{3s}}{r_2} \cot \beta_{3s} \quad (186)$$

$$\frac{C_{m3}}{C_{m2}} = 1 + 5 \left(\frac{b_2}{r_2} \right)^2 \quad (187)$$

O número de Reynolds do rotor radial é:

$$Re_r = \frac{\rho_3 w_3 C_{rr}}{\mu_r} \quad (188)$$

Onde, a corda da pá do rotor radial (Figura 10) é definida como:

$$C_{rr} = \sqrt{\left(r_2 - r_{3s} + \frac{b_2}{2}\right)^2 + (r_2 - r_{3m})^2} \quad (189)$$

E finalmente, o comprimento da linha da corrente média do rotor radial (Figura 5c) é:

$$L_{LCM} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{I}{2} \left[\left(r_2 - r_{3s} + \frac{b_2}{2}\right)^2 + (r_2 - r_{3m})^2 \right]} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{I}{2} C_{rr}^2} \quad (190)$$

3.2.7.1 Geometria da Entrada do Rotor Radial

A geometria do rotor radial é determinada mediante dois métodos descritos a seguir, os quais estão em função da rotação do rotor:

a) Rotação da Turbina como Dado de Saída: a largura adimensional da pá na entrada do rotor radial é:

$$\frac{b_2}{r_2} = \left[\frac{I}{2} \left(\frac{\rho_3}{\rho_2} \right) \left(\frac{C_3}{C_{m2}} \right) \left(\frac{r_{3s}}{r_2} \right)^2 (1-v^2) \right] / B_{f2} \quad (191)$$

E o raio de entrada do rotor radial é:

$$r_2 = \sqrt{\frac{\dot{m}}{4\pi\rho_2 C_{m2} \left(\frac{b_2}{r_2} \right)}} \quad (192)$$

A rotação da turbina é:

$$N_{rpm} = \omega_2 \left(\frac{30}{\pi} \right) = \left(\frac{U_2}{r_2} \right) \left(\frac{30}{\pi} \right) \quad (193)$$

b) Rotação da Turbina como Dado de Entrada: o raio de entrada do rotor radial é:

$$r_2 = \left(\frac{U_2}{N_{rpm}} \right) \left(\frac{30}{\pi} \right) \quad (194)$$

A largura da pá na entrada do rotor radial é:

$$b_2 = \frac{\dot{m}}{2\pi r_2 \rho_2 C_{m2} B_{f2}} \quad (195)$$

3.2.7.2 Geometria da Saída do Rotor Radial

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

$$r_{3s} = \left(\frac{r_{3s}}{r_2} \right) r_2 \quad (196)$$

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

$$r_{3h} = r_{3s} \nu \quad (197)$$

Finalmente, a largura da pá na saída do rotor radial é:

$$b_3 = r_{3s} - r_{3h} \quad (198)$$

3.3 REGIÃO ENTRE O BOCAL–ROTOR RADIAL

Um espaçamento mínimo entre o bordo de fuga do bocal e o bordo de ataque do rotor radial é admitido com o objetivo de produzir um escoamento circunferencial uniforme na entrada do rotor radial, além de obter um sistema compacto, porém na realidade esta separação (folga) é considerável, sendo conhecida como interface (Whitfield e Baines, 1990),

como é mostrada na Figura 19, ocasionando variação nas propriedades termodinâmicas e um desvio nos ângulos α_1 e α_2 .

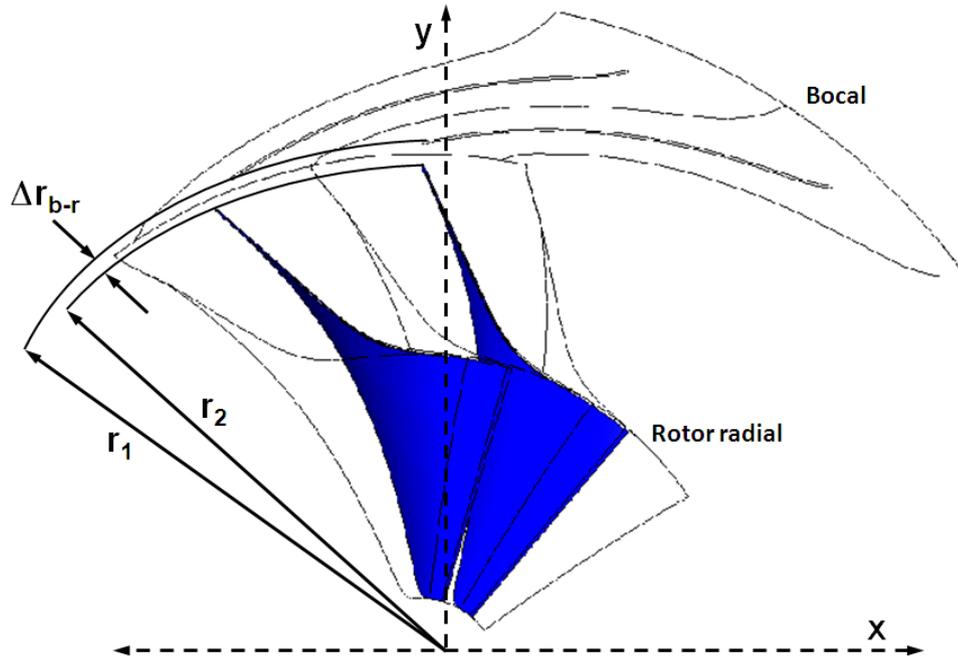


Figura 19 – Região entre o bocal–rotor radial.

3.3.1 Ângulo do Escoamento Absoluto na Saída do Bocal

Sendo $\beta_2 < 0^\circ$, o ângulo do escoamento absoluto da palheta na saída do bocal α_1 , pode ser determinado baseado em três (3) hipóteses, assim:

a) **Massa Específica Variável:** considera $\rho_1 \neq \rho_2$, portanto:

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\rho_1 \tan \alpha_2}{\rho_2} \right) \rightarrow \frac{\tan \alpha_2}{\tan \alpha_1} = \frac{\rho_2 A_2 r_1}{\rho_1 A_1 r_2} = \frac{\rho_2 A_2}{\rho_1 A_1} \Delta r_{b-r} \quad \text{Sendo,} \quad \begin{aligned} b_{sv} &= b_0 = b_1 = b_2 \\ A_1 &= 2\pi r_1 b_1 \\ A_2 &= 2\pi r_2 b_2 \end{aligned} \quad (199)$$

A Figura 20 mostra a variação do ângulo do escoamento absoluto na saída do bocal em função da razão de massa específica na região entre o bocal–rotor para diferentes ângulos do escoamento absoluto na entrada do rotor radial. Nota-se que à medida que se incrementa $\Delta\rho$ aumenta-se α_1 .

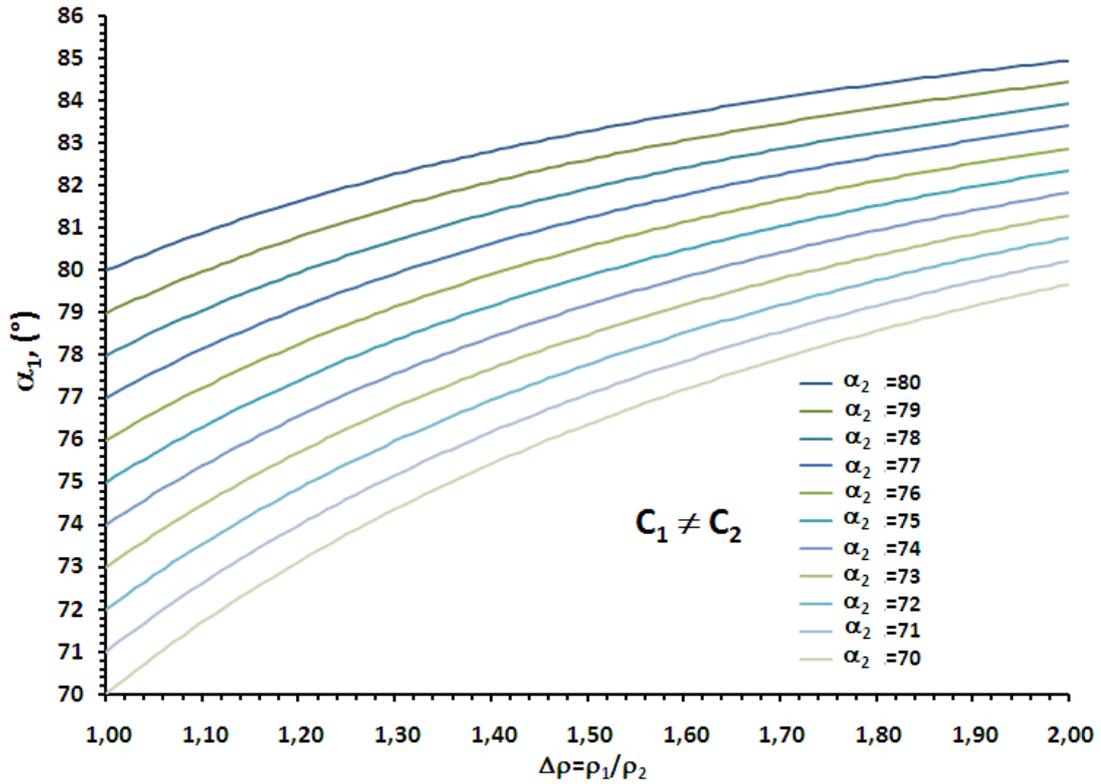


Figura 20 – Variação do ângulo do escoamento absoluto na saída do bocal em função da razão de massa específica.

b) **Massa Específica Constante:** considera $\rho_1 = \rho_2$, portanto:

$$\alpha_1 = \sin^{-1}\left(\frac{r_1}{r_2} \sin \alpha_2\right) \rightarrow \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{1}{\Delta r_{b-r}}; \text{ se } C_1 = C_2 \quad (200)$$

A Figura 21 mostra a variação do ângulo do escoamento absoluto na saída do bocal em função da razão de raios bocal-rotor radial para diferentes ângulos do escoamento absoluto na entrada do rotor radial. Nota-se que à medida que se incrementa Δr diminui α_1 .

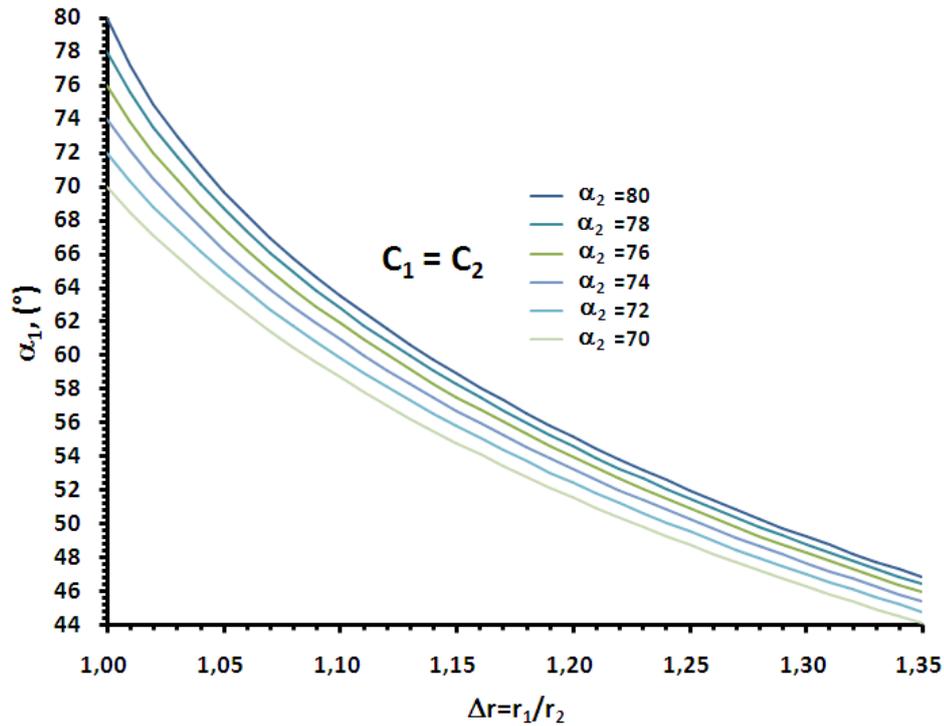


Figura 21 – Variação do ângulo do escoamento absoluto na saída do bocal em função da razão de raios bocal-rotor radial.

c) **Razão de Raios na Região Bocal-Rotor Radial:** segundo Watanabe et al., (1971), a razão de raios na região entre o bocal-rotor radial pode ser determinada assim:

$$\Delta r_{b-r} = \frac{r_1}{r_2} = 1 + \left(\frac{2b_2 \cos \alpha_2}{r_2} \right) \quad (201)$$

Ainda, segundo o mesmo autor, a máxima eficiência em turbinas radiais ocorre quando:

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \left(\frac{r_1 - r_2}{2b_1} \right) \quad (202)$$

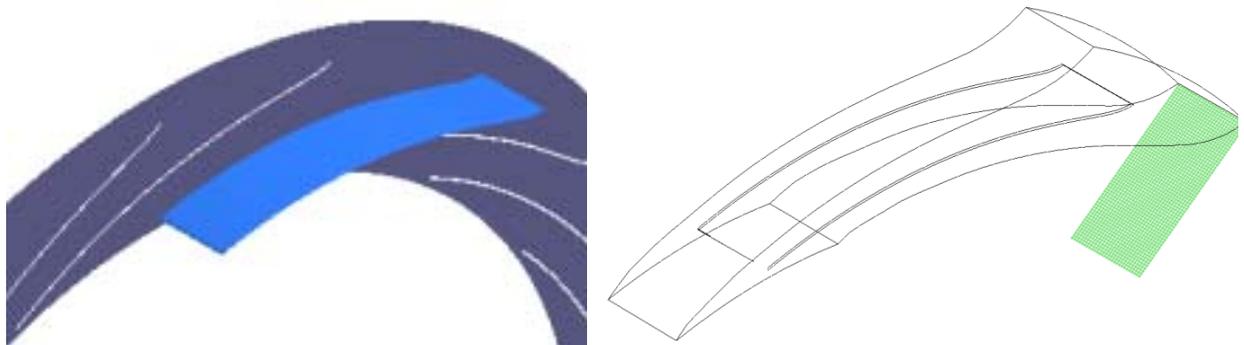
3.4 PROJETO PRELIMINAR DA GRADE INJETORA

O bocal ou grade injetora de uma turbina é usualmente um simples canal de passagem de largura constante (não sendo necessariamente uma restrição), que têm como funções: a

distribuição uniforme do escoamento e, por conseguinte da vazão mássica e desta forma aumentar a velocidade, ocasionando uma diminuição da pressão do fluido.

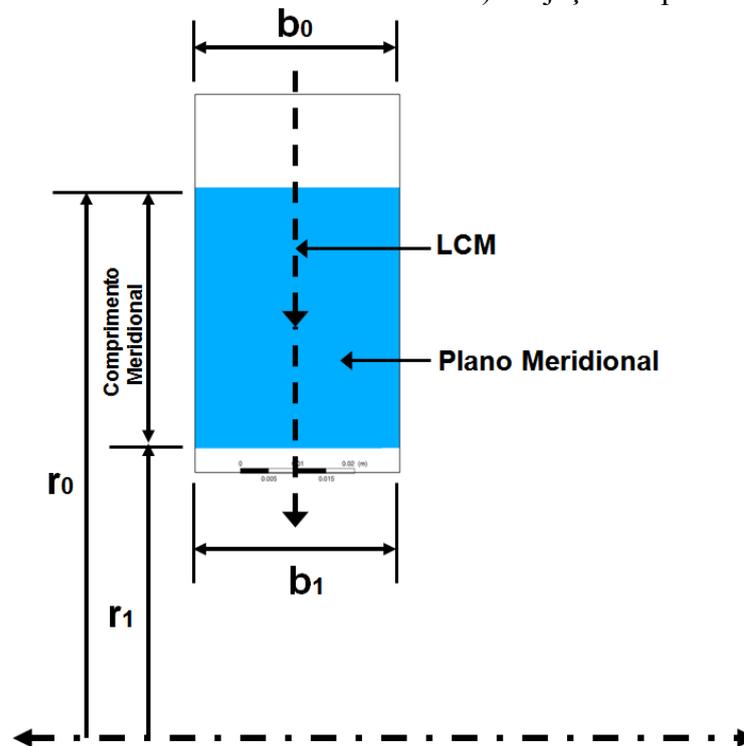
A geometria do bocal é especificada na entrada e na saída, sendo designada pelos subscritos 0 e 1 respectivamente. Em cada uma destas estações, o raio r , a largura do canal de passagem b , o ângulo absoluto α , e espessura da palheta t , são definidas.

A Figura 22 mostra a geometria e a projeção meridional do plano meridional da palheta do bocal onde é realizada a análise aerodinâmica unidimensional do escoamento.



a) Palheta do bocal.

b) Projeção do plano meridional.



c) Plano meridional.

Figura 22 – Plano meridional da palheta do bocal.

3.4.1 Saída do Bocal

3.4.1.1 Diagrama de Velocidade na Saída do Bocal

Uma vez determinadas as condições na entrada do rotor radial, o diagrama de velocidade na saída do bocal (Figura 23) é construído do seguinte modo:

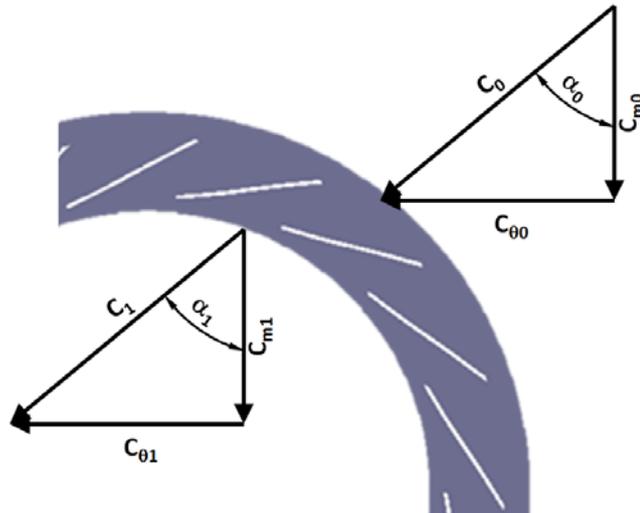


Figura 23 – Diagramas de velocidades do bocal.

O raio de saída do bocal é:

$$r_1 = r_2 + \Delta r_{b-r} \quad (203)$$

Os elementos do diagrama de velocidade na saída do bocal são determinados mediante a teoria do vórtice livre da seguinte forma:

$$C_{\theta 1} = \left(\frac{r_2}{r_1} \right) C_{\theta 2} = \left(\frac{I}{\Delta r_{b-r}} \right) C_{\theta 2} \quad (204)$$

$$C_1 = \frac{C_{\theta 1}}{\sin \alpha_1} \quad (205)$$

$$C_{m1} = \frac{C_{\theta 1}}{\tan \alpha_1} \quad (206)$$

3.4.1.2 Propriedades Termodinâmicas de Estagnação na Saída do Bocal

A pressão de estagnação na saída do bocal é determinada assumindo quedas de pressão de estagnação através da voluta (ΔP_v), na região entre a voluta-bocal (ΔP_{sv-0}) e no bocal (ΔP_b). Portanto:

$$P_{0l} = P_{0ev} - \underbrace{(\Delta P_v + \Delta P_{sv-0} + \Delta P_b)}_{\Delta P_{ev-l}} \quad (207)$$

A temperatura de estagnação na saída do bocal é determinada de maneira iterativa mediante a equação (5), utilizando um valor mínimo de temperatura como ponto de partida e incrementando este valor ($T_{0l} = T_{0l,i} + \Delta T$) até atingir os dados de entrada estabelecidos:

$$h_{0l} = h_{0ev} \quad (208)$$

O volume específico na saída do bocal é:

$$v_{0l}^3 + a_{1,0l}v_{0l}^2 + a_{2,0l}v_{0l} + a_{3,0l} = 0 \quad (209)$$

Os coeficientes da equação (209) são:

$$a_{1,0l} = -\frac{RT_{0l}}{P_{0l}} \quad a_{2,0l} = \frac{a_{RK}}{P_{0l}T_{0l}^{1/2}} - \frac{b_{RK}RT_{0l}}{P_{0l}} - b_{RK}^2 \quad a_{3,0l} = -\frac{a_{RK}b_{RK}}{P_{0l}T_{0l}^{1/2}} \quad (210)$$

A massa específica na saída do bocal é:

$$\rho_{0l} = \frac{1}{v_{0l}} \quad (211)$$

A entalpia de estagnação na saída do bocal é:

$$h_{0l} = (H - H^o)_{0l} + H_{0l,id} \quad (212)$$

A entalpia de estagnação residual na saída do bocal é:

$$(H - H^o)_{01} = -RT_{01} \left[1 - Z_{01} + \frac{3a_{RK}}{2b_{RK}RT_{01}^{3/2}} \ln \left(1 + \frac{b_{RK}}{v_{01}} \right) \right] \quad (213)$$

O calor específico à pressão constante como gás ideal na saída do bocal é:

$$C_{p01,id} = C_{p01,id}^o R = (C_{p1} + C_{p2}T_{01} + C_{p3}T_{01}^2 + C_{p4}T_{01}^3 + C_{p5}T_{01}^4) R \quad (214)$$

A contribuição da entalpia de estagnação como gás ideal na saída do bocal é:

$$H_{01,id} = H_{01,id}^o R = \left(C_{p1}T_{01} + C_{p2} \frac{T_{01}^2}{2} + C_{p3} \frac{T_{01}^3}{3} + C_{p4} \frac{T_{01}^4}{4} + C_{p5} \frac{T_{01}^5}{5} \right) R \quad (215)$$

Os calores específicos do gás real na saída do bocal são calculados da seguinte forma:

$$C_{v01} = \underbrace{C_{p01,id}}_{C_{v01,id}} - R - \frac{3a_{RK}}{4b_{RK}T_{01}^{3/2}} \ln \left(\frac{v_{01}}{v_{01} + b_{RK}} \right) \quad (216)$$

$$C_{p01} = C_{v01} - T_{01} \frac{\left(\frac{\partial P_{01}}{\partial T_{01}} \right)_{v_{01}}^2}{\left(\frac{\partial P_{01}}{\partial v_{01}} \right)_{T_{01}}} \quad (217)$$

A taxa de variação da pressão em relação à temperatura para o volume específico fixo na saída do bocal é:

$$\left(\frac{\partial P_{01}}{\partial T_{01}} \right)_{v_{01}} = \frac{R}{v_{01} - b_{RK}} + \frac{a_{RK}}{2T_{01}^{3/2}v_{01}(v_{01} + b_{RK})} \quad (218)$$

A taxa de variação da pressão em relação ao volume específico para a temperatura fixa na saída do bocal é:

$$\left(\frac{\partial P_{0l}}{\partial v_{0l}}\right)_{T_{0l}} = -\frac{RT_{0l}}{(v_{0l} - b_{RK})^2} + \frac{a_{RK}}{T_{0l}^{1/2} v_{0l} (v_{0l} + b_{RK})} \left(\frac{I}{v_{0l}} + \frac{I}{(v_{0l} + b_{RK})} \right) \quad (219)$$

A velocidade do som na saída do bocal é:

$$a_{0l} = \sqrt{-\left(\frac{C_{p0l}}{C_{v0l}}\right) \frac{v_{0l}^2}{\left(\frac{\partial P_{0l}}{\partial v_{0l}}\right)_{T_{0l}}}} \quad (220)$$

A taxa de variação do volume específico em relação à pressão para a temperatura fixa na saída do bocal é:

$$\left(\frac{\partial v_{0l}}{\partial P_{0l}}\right)_{T_{0l}} = \frac{I}{\left(\frac{\partial P_{0l}}{\partial v_{0l}}\right)_{T_{0l}}} \quad (221)$$

O número de Mach na saída do bocal é:

$$M_{0l} = \frac{C_{0l}}{a_{0l}} \quad (222)$$

Finalmente, a velocidade absoluta ideal na saída do bocal, segundo Dixon, (1998), é:

$$C_{1s} = \sqrt{\frac{C_l^2}{\eta_b}} \quad (223)$$

3.4.2 Entrada do Bocal

3.4.2.1 Diagrama de Velocidade na Entrada do Bocal

O ângulo do escoamento absoluto na entrada do bocal α_0 é medido com respeito à componente radial (Figura 23) e determinado como é mostrado a seguir:

$$\alpha_0 = \sin^{-1} \left(\frac{r_l}{r_0} \sin \alpha_l \right) \quad (224)$$

O raio de entrada do bocal é:

$$r_0 = r_l \left(\frac{l}{\Delta r_{0-l}} \right) \quad (225)$$

A velocidade absoluta na entrada do bocal é:

$$C_0 = \frac{\dot{m}}{2\pi r_0 b_0 \rho_0 \cos \alpha_0} \quad (226)$$

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

$$C_{\theta 0} = C_0 \sin \alpha_0 \quad (227)$$

Finalmente, a velocidade meridional na entrada do bocal é:

$$C_{m0} = C_0 \cos \alpha_0 \quad (228)$$

3.4.2.2 Propriedades Termodinâmicas de Estagnação na Entrada do Bocal

A pressão de estagnação na entrada do bocal é determinada assumindo uma queda de pressão de estagnação através da voluta (ΔP_v) e na região entre a voluta-bocal (ΔP_{sv-0}).

Assim:

$$P_{0l} = P_{0sv} - \underbrace{(\Delta P_v + \Delta P_{sv-0})}_{\Delta P_{ev-0}} \quad (229)$$

A temperatura de estagnação na entrada do bocal é determinada de maneira iterativa mediante a equação cúbica de estado de Redlich-Kwong, utilizando um valor mínimo de temperatura como ponto de partida e logo, aumentando este valor ($T_{00} = T_{00,i} + \Delta T$) até atingir os dados de entrada estabelecidos, assim:

$$h_{00} = h_{0ev} \quad (230)$$

O volume específico na entrada do bocal é:

$$v_{00}^3 + a_{1,00}v_{00}^2 + a_{2,00}v_{00} + a_{3,00} = 0 \quad (231)$$

Os coeficientes da equação cúbica de estado de Redlich-Kwong (Equação 231) são:

$$a_{1,00} = -\frac{RT_{00}}{P_{00}} \quad a_{2,00} = \frac{a_{RK}}{P_{00}T_{00}^{1/2}} - \frac{b_{RK}RT_{00}}{P_{00}} - b_{RK}^2 \quad a_{3,00} = -\frac{a_{RK}b_{RK}}{P_{00}T_{00}^{1/2}} \quad (232)$$

A massa específica na entrada do bocal é:

$$\rho_{00} = \frac{1}{v_{00}} \quad (233)$$

A entalpia de estagnação na entrada do bocal é determinada assim:

$$h_{00} = (H - H^o)_{00} + H_{00,id} \quad (234)$$

$$(H - H^o)_{00} = -RT_{00} \left[1 - Z_{00} + \frac{3a_{RK}}{2b_{RK}RT_{00}^{3/2}} \ln \left(1 + \frac{b_{RK}}{v_{00}} \right) \right] \quad (235)$$

O calor específico à pressão constante e a entalpia como gás ideal na entrada do bocal é:

$$C_{p00,id} = C_{p00,id}^o R = (C_{p1} + C_{p2}T_{00} + C_{p3}T_{00}^2 + C_{p4}T_{00}^3 + C_{p5}T_{00}^4) R \quad (236)$$

$$H_{00,id} = H_{00,id}^o R = \left(C_{p1}T_{00} + C_{p2} \frac{T_{00}^2}{2} + C_{p3} \frac{T_{00}^3}{3} + C_{p4} \frac{T_{00}^4}{4} + C_{p5} \frac{T_{00}^5}{5} \right) R \quad (237)$$

$$\left(\frac{\partial P_{00}}{\partial T_{00}}\right)_{v_{00}}^2 = \left(\frac{R}{v_{00} - b_{RK}} + \frac{a_{RK}}{2T_{00}^{3/2}v_{00}(v_{00} + b_{RK})}\right)^2 \quad (238)$$

$$\left(\frac{\partial P_{00}}{\partial v_{00}}\right)_{T_{00}} = -\frac{RT_{00}}{(v_{00} - b_{RK})^2} + \frac{a_{RK}}{T_{00}^{1/2}v_{00}(v_{00} + b_{RK})} \left(\frac{1}{v_{00}} + \frac{1}{(v_{00} + b_{RK})}\right) \quad (239)$$

A velocidade do som na entrada do bocal é:

$$a_{00} = \sqrt{-\left(\frac{C_{p00}}{C_{v00}}\right) \frac{v_{00}^2}{\left(\frac{\partial v_{00}}{\partial P_{00}}\right)_{T_{00}}}} \quad (240)$$

$$\left(\frac{\partial v_{00}}{\partial P_{00}}\right)_{T_{00}} = \frac{1}{\left(\frac{\partial P_{00}}{\partial v_{00}}\right)_{T_{00}}} \quad (241)$$

$$C_{v00} = \underbrace{C_{p00,id}}_{C_{v00,id}} - R - \frac{3a_{RK}}{4b_{RK}T_{00}^{3/2}} \ln\left(\frac{v_{00}}{v_{00} + b_{RK}}\right) \quad (242)$$

O calor específico à pressão constante do gás real na entrada do bocal é:

$$C_{p00} = C_{v00} - T_{00} \frac{\left(\frac{\partial P_{00}}{\partial T_{00}}\right)_{v_{00}}^2}{\left(\frac{\partial P_{00}}{\partial v_{00}}\right)_{T_{00}}} \quad (243)$$

Finalmente, o número de Mach na entrada do bocal é:

$$M_{00} = \frac{C_{00}}{a_{00}} \quad (244)$$

3.4.3 Dimensionamento do Bocal

A corda da palheta do bocal (Figura 24), segundo Glassman, (1976) é:

$$C_{rb} = r_1 \left(\frac{\sin \alpha_1}{\tan \alpha_0 - \cos \alpha_1} \right) \quad (245)$$

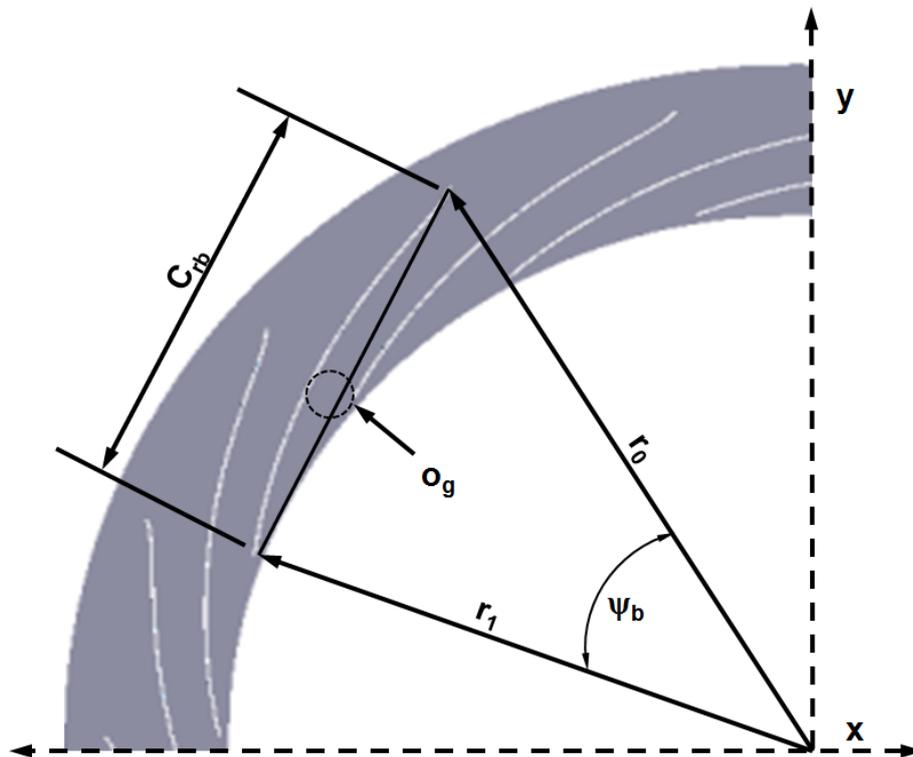


Figura 24 – Corda do bocal.

O ângulo entre os raios da palheta do bocal (Figura 24) é:

$$\psi_b = \frac{r_0^2 + r_1^2 - C_{rb}}{2r_0r_1} \quad (246)$$

O número de palhetas do bocal é:

$$Z_{bb} = \frac{2\pi r_1}{t_{eb}} \quad (247)$$

A solidez do bocal é determinada assim:

$$\sigma_b = \frac{C_{rb}}{t_{eb}} \quad \begin{array}{l} 1,25 < \sigma_b < 1,75 \text{ (Linhardt, 1974)} \\ 1,0 < \sigma_b < 2,8 \text{ (Simpson et al., 2008)} \end{array} \quad (248)$$

Os espaçamentos entre as das palhetas do bocal são:

$$t_{eb} = \frac{2\pi r_0}{Z_{bb}} \quad (249)$$

$$t_{sb} = \frac{2\pi r_1}{Z_{bb}} \quad (250)$$

O raio da garganta do bocal é:

$$o_b = t_{sb} \cos \alpha_1 \quad (251)$$

O número de Reynolds do bocal é:

$$Re_b = \frac{\rho_1 C_1 C_{rb}}{\mu_b} \quad (252)$$

As vazões mássicas do bocal são calculadas assim:

$$\dot{m} = \rho_0 C_{m0} A_0 \quad (253)$$

$$\dot{m} = \rho_1 C_{m1} A_1 \quad (254)$$

Finalmente, as áreas de entrada e saída do bocal são:

$$A_0 = 2\pi r_0 b_0 B_{f0} \quad (255)$$

$$A_1 = 2\pi r_1 b_1 B_{f1} \quad (256)$$

3.4.4 Fator de Bloqueio do Bocal

A Figura 25 mostra o fator de bloqueio na entrada e saída do bocal, sendo definidos nas equações (257) e (258).

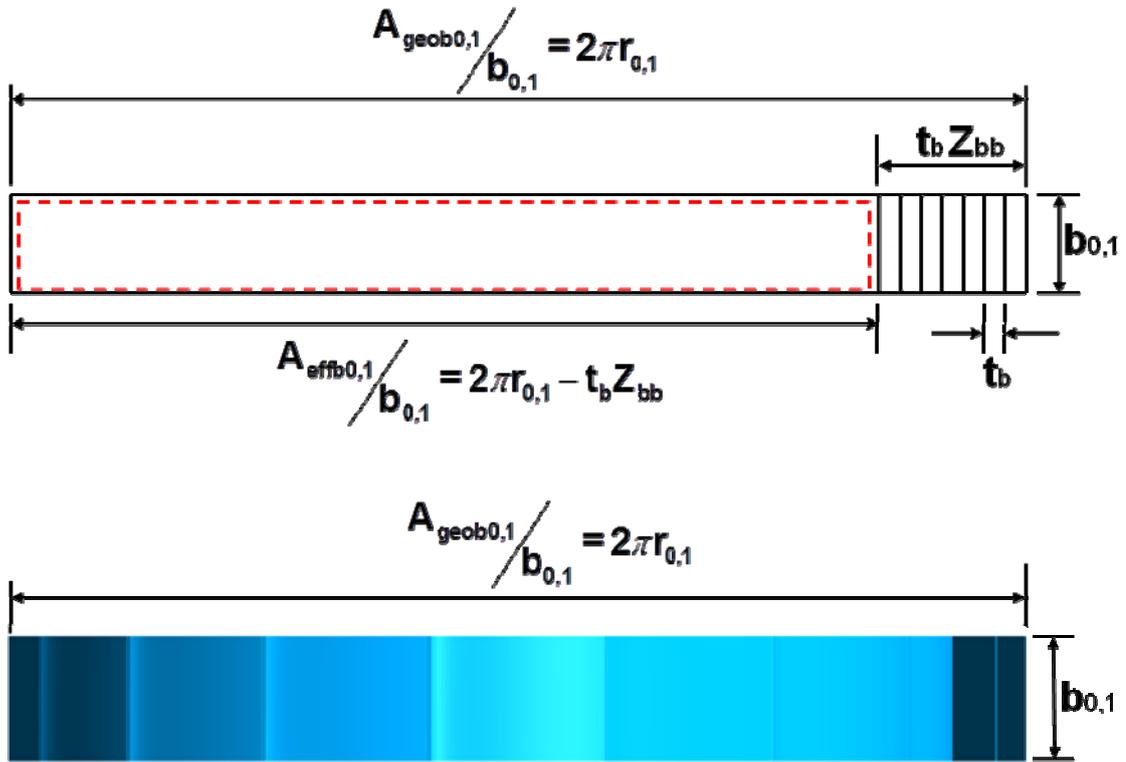


Figura 25 – Fator de bloqueio no bocal.

$$B_{f0} = 1 - \left(\frac{2\pi r_0 - t_r Z_{bb}}{2\pi r_0} \right); \text{ entrada} \quad (257)$$

$$B_{f1} = 1 - \left(\frac{2\pi r_1 - t_r Z_{bb}}{2\pi r_1} \right); \text{ saída} \quad (258)$$

3.5 REGIÃO ENTRE A VOLUTA-BOCAL

Existe um espaçamento entre a saída da voluta e o bordo de ataque do bocal devido ao fato de que o sistema não é compacto, como é mostrado na Figura 26. Portanto, aplica-se o

mesmo princípio utilizado na análise da região entre o bocal-rotor radial para avaliar as condições nesta seção.

Considerando $\rho_{sv} \neq \rho_0$, tem-se:

$$\alpha_{sv} = \tan^{-1} \left(\frac{\rho_{sv}}{\rho_0} \tan \alpha_0 \right) \quad (259)$$

$$\Delta r_{v-b} = l + \left(\frac{2b_{sv} \cos \alpha_0}{r_0} \right) \quad (260)$$

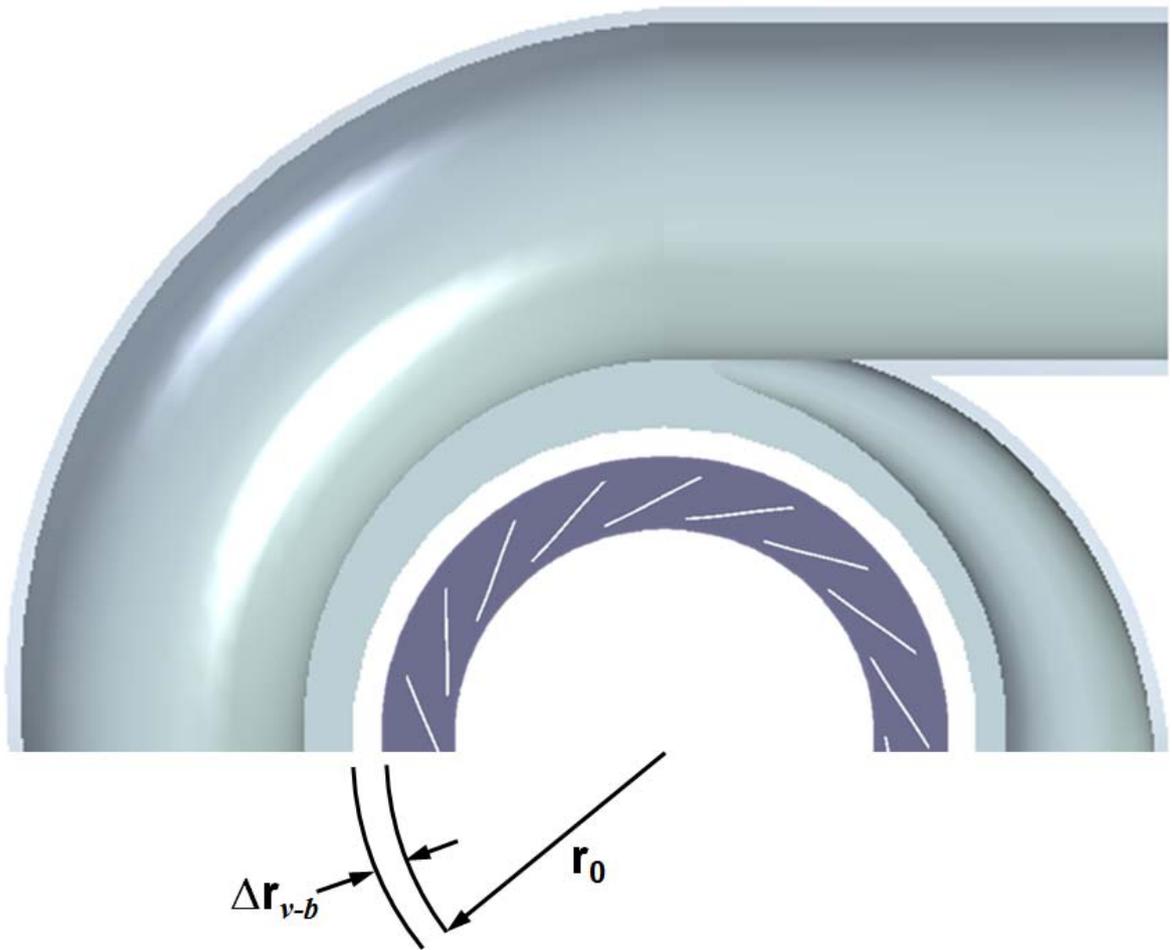


Figura 26 – Região entre a voluta–bocal.

A Figura 27 mostra a variação do ângulo do escoamento absoluto na saída da voluta em função da razão de massa específica na região entre a voluta-bocal para diferentes ângulos do

escoamento absoluto na entrada do bocal. Nota-se que à medida que se incrementa $\Delta\rho$ aumenta-se α_{sv} .

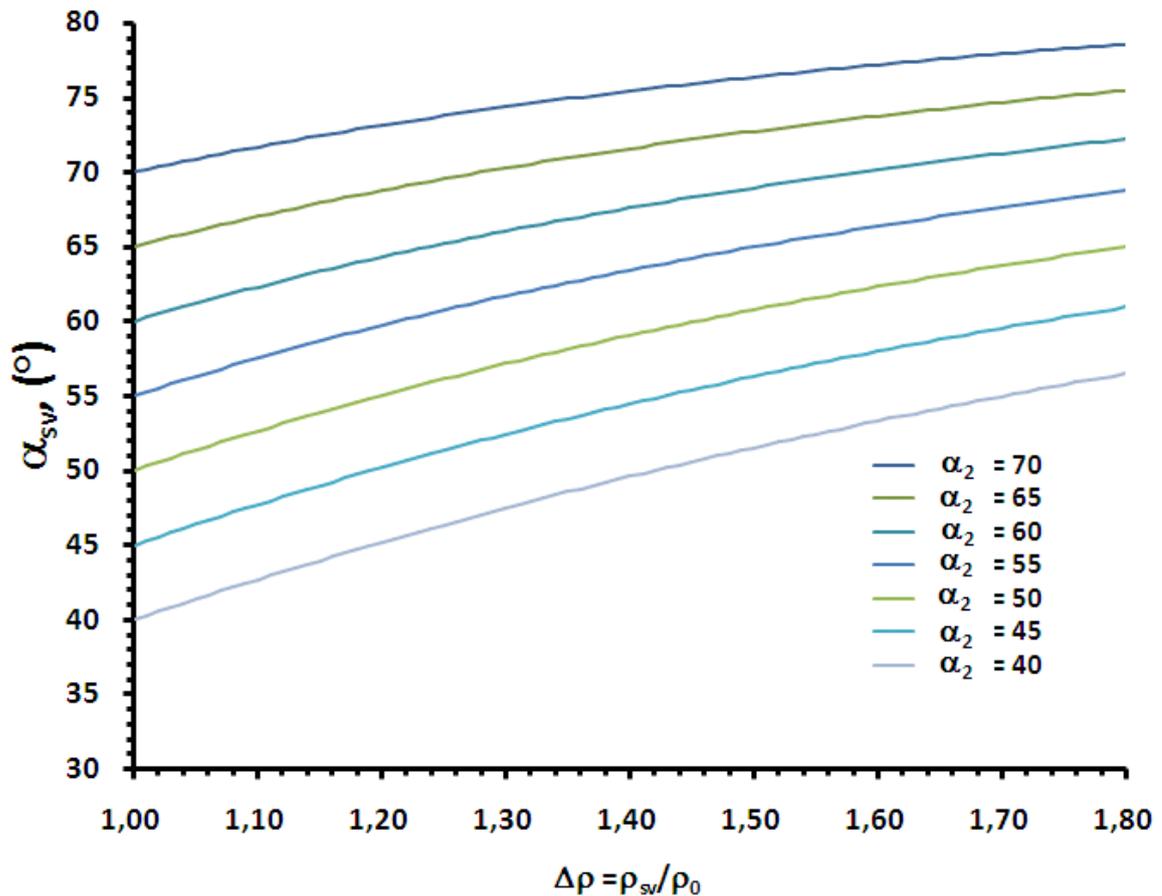


Figura 27 – Variação do ângulo do escoamento absoluto na saída da voluta em função razão de massa específica.

3.6 PROJETO PRELIMINAR DA VOLUTA

A função da voluta é a distribuição do escoamento ao redor da periferia da entrada do bocal ou do rotor radial (voluta aletada). O comportamento do escoamento no interior da voluta é complexo, independentemente da forma da seção transversal, devido a sua configuração de canal curvo, onde o escoamento evolui em função do ângulo azimute.

Os métodos convencionais para projetar uma voluta são baseados na abordagem unidimensional que impõe uma distribuição circunferencial uniforme da vazão mássica e da energia no contorno de entrada do bocal ou do rotor radial, através da hipótese de vórtice livre

(Chen, 2009) ou da velocidade média constante do escoamento (Baloni et al., 2012). Portanto, as duas hipóteses apresentadas são:

a) Vórtice Livre: considera o momento angular do escoamento como constante através da voluta (Baloni et al., 2012), sendo:

$$rC_{\theta} = \text{constante} \quad (261)$$

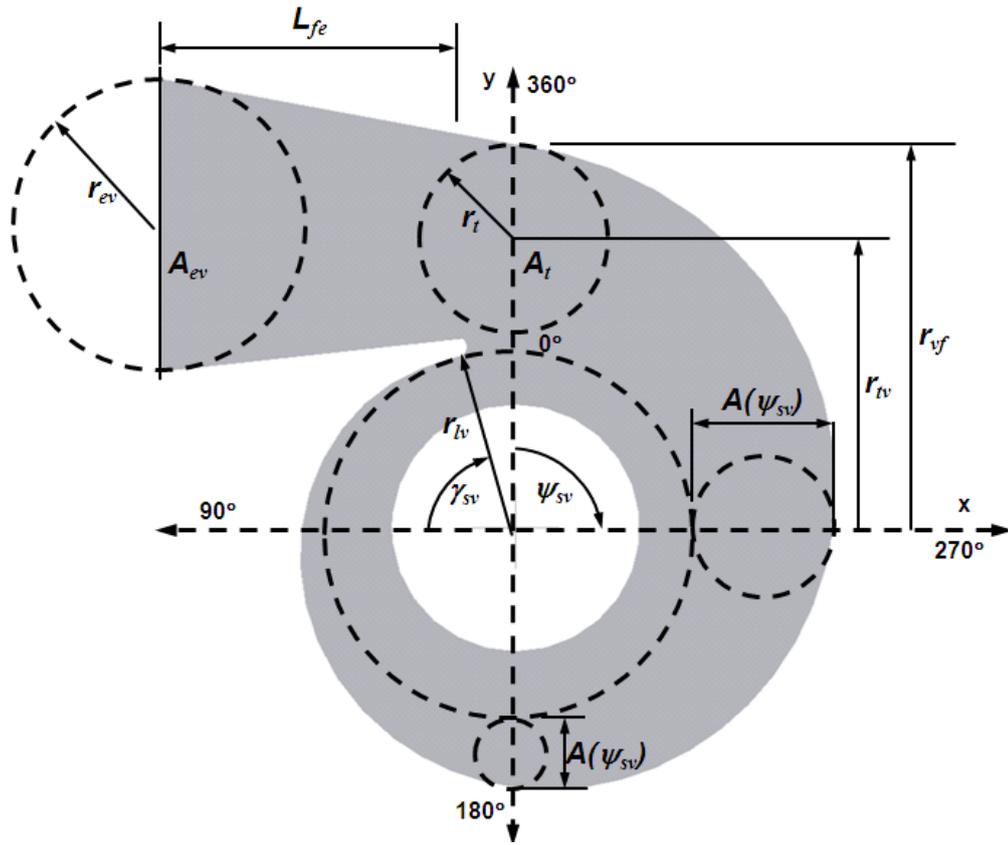
b) Velocidade Média Constante: considera a velocidade média constante C_{med} , a qual pode ser obtida através da multiplicação do fator de distribuição da velocidade da voluta R_c pela velocidade absoluta real na entrada do rotor C_2 , (Baloni et al., 2012).

$$R_c C_2 = C_{med} = \text{constante} \quad (262)$$

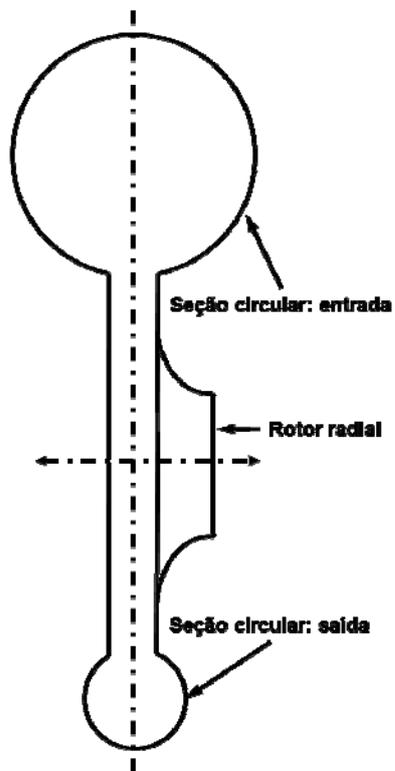
3.6.1 Dimensionamento da Voluta

O fator de compressibilidade não está relacionado com a conservação do momento angular, sendo possível aplicar a hipótese de vórtice livre tanto para o escoamento incompressível como compressível nas condições isentrópicas, mantendo os números de Mach baixos através da voluta (Gu et al., 2001). Portanto, neste estudo se considerou:

- Voluta de seção transversal circular devido a sua facilidade de projeto (Figura 28).
- A trajetória da partícula do fluido através da voluta é uma espiral logarítmica, que se desenvolve entre o ângulo 0° e o ângulo azimute (Figura 28).
- Sistema de coordenadas cilíndricas com o centro no eixo de rotação do rotor radial.
- As seções $A(\psi_{sv})$ representam as condições nas seções intermédias na voluta.



a) Ângulo azimute.



b) Seção transversal circular.

Figura 28 – Voluta da turbina radial.

O projeto preliminar inicia-se com o cálculo da área da garganta na entrada da voluta utilizando o método da linha de corrente média e segundo Zhang et al., (2007), tem-se:

$$A_t = 2\pi r_{sv} b_{sv} (1 - B_{fv}) \quad (263)$$

O raio da seção transversal circular da garganta da voluta é:

$$r_t = \sqrt{\frac{A_t}{\pi}} \quad (264)$$

O raio até a ponta lingüeta da voluta é:

$$r_{lv} = r_{sv} \Delta r_{lv}; \text{ Sendo } t_{lv}, \text{ a espessura da lingüeta da voluta.} \quad (265)$$

O raio até o centro da garganta da voluta é:

$$r_{iv} = r_{lv} + t_{lv} + r_t \quad (266)$$

Na prática, o momento angular do escoamento não é conservado, devido às forças de cisalhamento viscosas, portanto, a componente da velocidade absoluta na direção tangencial na entrada da voluta (Figura 28) segundo Romagnoli e Martinez-Botas, (2011) é:

$$C_{\theta ev} = \frac{C_{\theta 0} r_0 S_v}{r_{iv}} \quad (267)$$

O coeficiente de velocidade da voluta se encontra na faixa $0,7 \leq S_v \leq 1$; porém se $S_v = 1$, o momento angular é conservado.

Considerando que a trajetória do fluido através da linha de corrente média da voluta evolui como uma espiral logarítmica que se desenvolve entre o ângulo 0° e ψ_{sv} , tem-se:

$$r = r_x e^{(\tan \beta_{cv LCM}) \psi_{sv}} \quad (268)$$

O ângulo de crescimento da voluta na linha de corrente média é:

$$\beta_{cv,LCM} (Rad) = \tan^{-1} \left[\frac{\ln \left(\frac{r_{lv}}{r_{lv}} \right)}{\psi_{sv}} \right] \quad (269)$$

3.6.1.1 Propriedades Termodinâmicas de Estagnação na Entrada da Voluta

O volume específico na entrada da voluta, v_{0ev} é determinado assim:

$$v_{0ev}^3 + a_{1,0ev} v_{0ev}^2 + a_{2,0ev} v_{0ev} + a_{3,0ev} = 0 \quad (270)$$

Os coeficientes da equação (270) são:

$$a_{1,0ev} = -\frac{RT_{0ev}}{P_{0ev}} \quad a_{2,0ev} = \frac{a_{RK}}{P_{0ev} T_{0ev}^{1/2}} - \frac{b_{RK} RT_{0ev}}{P_{0ev}} - b_{RK}^2 \quad a_{3,0ev} = -\frac{a_{RK} b_{RK}}{P_{0ev} T_{0ev}^{1/2}} \quad (271)$$

A massa específica na entrada da voluta é:

$$\rho_{0ev} = \frac{1}{v_{0ev}} \quad (272)$$

A entalpia de estagnação na entrada da voluta é:

$$h_{0ev} = (H - H^o)_{0ev} + H_{0ev,id} \quad (273)$$

$$(H - H^o)_{0ev} = -RT_{0ev} \left[1 - \frac{P_{0ev} v_{0ev}}{RT_{0ev}} + \frac{3a_{RK}}{2b_{RK} RT_{0ev}^{3/2}} \ln \left(1 + \frac{b_{RK}}{v_{0ev}} \right) \right] \quad (274)$$

A contribuição da entalpia de estagnação como gás ideal na entrada da voluta é:

$$H_{0ev,id} = H_{0ev,id}^o R = \left(C_{p1} T_{0ev} + C_{p2} \frac{T_{0ev}^2}{2} + C_{p3} \frac{T_{0ev}^3}{3} + C_{p4} \frac{T_{0ev}^4}{4} + C_{p5} \frac{T_{0ev}^5}{5} \right) R \quad (275)$$

O calor específico à pressão constante como gás ideal na entrada da voluta é:

$$C_{p0ev,id} = C_{p0ev,id}^o R = \left(C_{p1} + C_{p2} T_{0ev} + C_{p3} T_{0ev}^2 + C_{p4} T_{0ev}^3 + C_{p5} T_{0ev}^4 \right) R \quad (276)$$

O calor específico a volume constante do gás real na entrada da voluta é:

$$C_{v0ev} = \underbrace{C_{p0ev,id}}_{C_{v0ev,id}} - R - \frac{3a_{RK}}{4b_{RK} T_{0ev}^{3/2}} \ln \left(\frac{v_{0ev}}{v_{0ev} + b_{RK}} \right) \quad (277)$$

O calor específico à pressão constante do gás real na entrada da voluta é:

$$C_{p0ev} = C_{v0ev} - T_{0ev} \frac{\left(\frac{\partial P_{0ev}}{\partial T_{0ev}} \right)_{v_{0ev}}^2}{\left(\frac{\partial P_{0ev}}{\partial v_{0ev}} \right)_{T_{0ev}}} \quad (278)$$

A taxa de variação da pressão em relação à temperatura para o volume específico fixo na entrada da voluta é:

$$\left(\frac{\partial P_{0ev}}{\partial T_{0ev}} \right)_{v_{0ev}} = \frac{R}{v_{0ev} - b_{RK}} + \frac{a_{RK}}{2T_{0ev}^{3/2} v_{0ev} (v_{0ev} + b_{RK})} \quad (279)$$

A taxa de variação da pressão em relação ao volume específico para a temperatura fixa na entrada da voluta é:

$$\left(\frac{\partial P_{0ev}}{\partial v_{0ev}} \right)_{T_{0ev}} = -\frac{RT_{0ev}}{(v_{0ev} - b_{RK})^2} + \frac{a_{RK}}{T_{0ev}^{1/2} v_{0ev} (v_{0ev} + b_{RK})} \left(\frac{1}{v_{0ev}} + \frac{1}{(v_{0ev} + b_{RK})} \right) \quad (280)$$

A velocidade do som na entrada da voluta é:

$$a_{0ev} = \sqrt{\left(\frac{\partial P_{0ev}}{\partial \rho_{0ev}}\right)_{S_{0ev}}} = \sqrt{-\left(\frac{C_{p0ev}}{C_{v0ev}}\right) \frac{v_{0ev}^2}{\left(\frac{\partial v_{0ev}}{\partial P_{0ev}}\right)_{T_{0ev}}}} \quad (281)$$

Já a taxa de variação do volume específico em relação à pressão para a temperatura fixa na entrada da voluta pode ser determinada como:

$$\left(\frac{\partial v_{0ev}}{\partial P_{0ev}}\right)_{T_{0ev}} = \frac{1}{\left(\frac{\partial P_{0ev}}{\partial v_{0ev}}\right)_{T_{0ev}}} \quad (282)$$

A entropia de estagnação na entrada da voluta é:

$$s_{0ev} = (S - S^o)_{0ev} + S_{0ev,id} \quad (283)$$

$$(S - S^o)_{0ev} = R \ln \left(Z_{0ev} - \frac{b_{RK} P_{0ev}}{RT_{0ev}} \right) - \left[\frac{a_{RK}}{2b_{RK} T_{0ev}^{3/2}} \ln \left(1 + \frac{b_{RK}}{v_{0ev}} \right) \right] \quad (284)$$

Finalmente, a contribuição da entropia de estagnação como gás ideal é:

$$S_{0ev,id} = S_{0ev,id}^o R = \left(C_{p1} \ln(T_{0ev}) + C_{p2} T_{0ev} + \frac{C_{p3} T_{0ev}^2}{2} + \frac{C_{p4} T_{0ev}^3}{3} + \frac{C_{p5} T_{0ev}^4}{4} \right) R \quad (285)$$

3.6.1.2 Seções Intermédias da Voluta

Uma vez determinada a geometria da garganta, se procede a dividir a voluta numa série de fatias ou seções com o objetivo de determinar a geometria e as condições aerodinâmicas intermédias, como é mostrado na Figura 29.

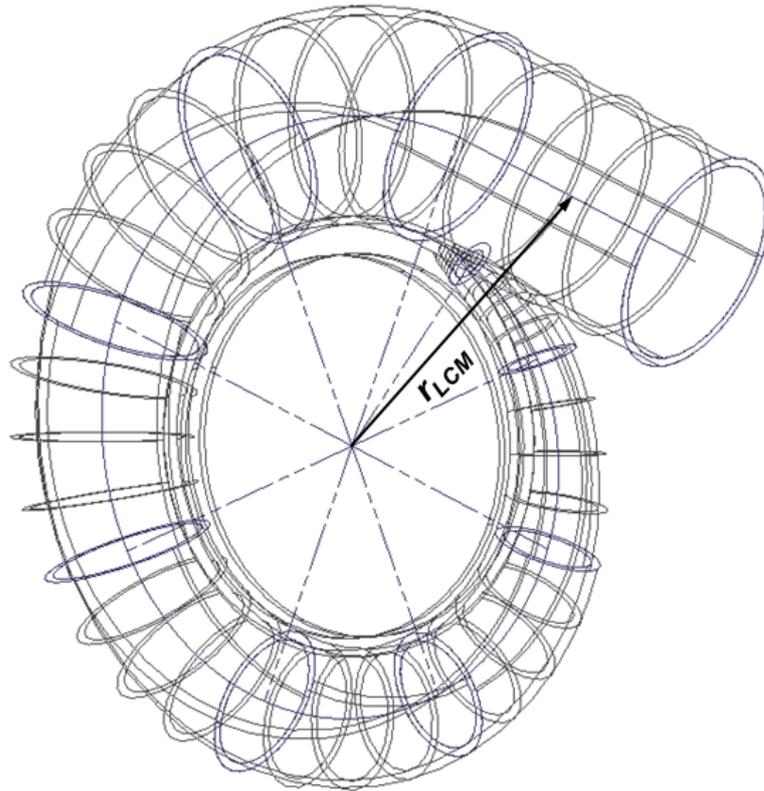


Figura 29 – Seções de estudo da voluta.

Da análise da linha de corrente média tem-se, que o raio do centro da voluta até qualquer ponto intermédio da LCM pode ser determinado assim:

$$r_{LCM} = r_{lv} e^{(\tan \beta_{cvLCM}) \psi_{sv}} \quad (286)$$

Segundo Whitfield e Mohd Noor, (1994), para obter uma distribuição uniforme da vazão mássica ao redor da voluta deve-se considerar a vazão mássica de recirculação, portanto:

$$\dot{m}_v = \dot{m} + \dot{m}_R \quad \dot{m}_R = \dot{m}(0 \sim 0,05) \quad (287)$$

A Figura 30 mostra a construção do triângulo de velocidade nas seções intermédias da voluta.

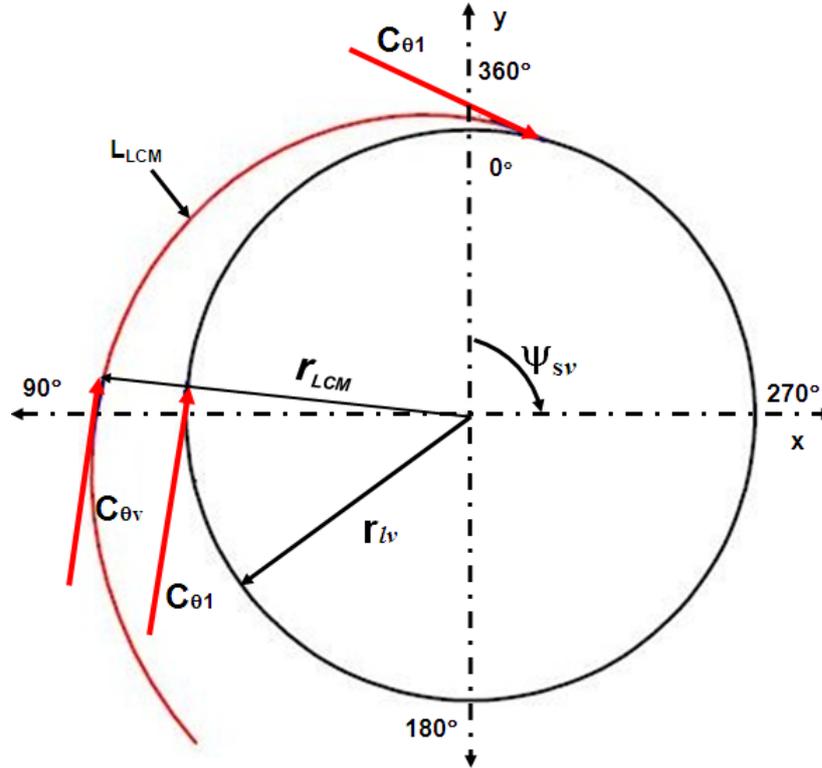


Figura 30 – Diagrama de velocidades da voluta.

A área da seção de estudo da voluta segundo Moustapha et al., (2003) é:

$$\dot{m}_{sv} = \dot{m}_v \left(\frac{\psi_{sv}}{360^\circ} \right) \quad (288)$$

A velocidade meridional da seção de estudo da voluta é:

$$C_{msv} = \frac{\dot{m}_{sv}}{\rho_{sv} A_{sv} B_{fv}}; \text{ sendo } B_{fv} = l - B \quad (289)$$

O ângulo do escoamento absoluto da seção de estudo da voluta é:

$$\alpha_{sv} = \tan^{-1} \left(\frac{C_{\theta\theta}}{C_{msv}} \right) \quad (290)$$

A componente da velocidade absoluta na direção tangencial da seção de estudo da voluta é:

$$C_{\theta_{sv}} = \frac{C_{\theta_0} r_0}{r_{LCM}} \quad (291)$$

A velocidade absoluta na seção de estudo da voluta é:

$$C_{sv} = \frac{C_{\theta_{sv}}}{\sin \alpha_{sv}} \quad (292)$$

A área da seção de estudo da voluta é:

$$A_{sv} = \frac{\dot{m}_{sv}}{\rho_{sv} C_{\theta_{sv}}} \quad (293)$$

Finalmente, o raio da seção de estudo da voluta é:

$$r_{sv} = \sqrt{\frac{A_{sv}}{\pi}} \quad (294)$$

3.6.1.3 Propriedades Termodinâmicas de Estagnação na Saída da Voluta

A pressão de estagnação na saída da voluta é calculada assumindo uma queda de pressão de estagnação através da mesma (ΔP_v), portanto:

$$P_{0sv} = P_{0ev} - \Delta P_v \quad (295)$$

Considerando uma expansão isentálpica ($h_{0ev} = h_{0sv}$) é determinada a temperatura de estagnação na saída voluta de forma iterativa mediante a equação cúbica de estado de Redlich-Kwong. Utiliza-se para isso um valor de temperatura inicial ($T_{0sv} = T_{0sv,i} + \Delta T$) como ponto de partida e aumentando este valor até atingir os valores das condições na saída estabelecidas. Portanto, o volume específico na saída da voluta é:

$$v_{0sv}^3 + a_{1,0sv} v_{0sv}^2 + a_{2,0sv} v_{0sv} + a_{3,0sv} = 0 \quad (296)$$

Os coeficientes da equação (296) são:

$$a_{1,0sv} = -\frac{RT_{0sv}}{P_{0sv}} \quad a_{2,0sv} = \frac{a_{RK}}{P_{0sv}T_{0sv}^{1/2}} - \frac{b_{RK}RT_{0sv}}{P_{0sv}} - b_{RK}^2 \quad a_{3,0sv} = -\frac{a_{RK}b_{RK}}{P_{0sv}T_{0sv}^{1/2}} \quad (297)$$

A massa específica na saída da voluta é:

$$\rho_{0sv} = \frac{1}{v_{0sv}} \quad (298)$$

A entalpia de estagnação na saída da voluta é:

$$h_{0sv} = (H - H^o)_{0sv} + H_{0sv,id} \quad (299)$$

$$(H - H^o)_{0sv} = -RT_{0sv} \left[1 - Z_{0sv} + \frac{3a_{RK}}{2b_{RK}RT_{0sv}^{3/2}} \ln \left(1 + \frac{b_{RK}}{v_{0sv}} \right) \right] \quad (300)$$

$$C_{p0sv,id} = C_{p0sv,id}^o R = (C_{p1} + C_{p2}T_{0sv} + C_{p3}T_{0sv}^2 + C_{p4}T_{0sv}^3 + C_{p5}T_{0sv}^4) R \quad (301)$$

$$H_{0sv,id} = H_{0sv,id}^o R = \left(C_{p1}T_{0sv} + C_{p2} \frac{T_{0sv}^2}{2} + C_{p3} \frac{T_{0sv}^3}{3} + C_{p4} \frac{T_{0sv}^4}{4} + C_{p5} \frac{T_{0sv}^5}{5} \right) R \quad (302)$$

As derivadas parciais da pressão e do volume específico são:

$$\left(\frac{\partial P_{0sv}}{\partial T_{0sv}} \right)_{v_{0sv}}^2 = \left(\frac{R}{v_{0sv} - b_{RK}} + \frac{a_{RK}}{2T_{0sv}^{3/2}v_{0sv}(v_{0sv} + b_{RK})} \right)^2 \quad (303)$$

$$\left(\frac{\partial P_{0sv}}{\partial v_{0sv}} \right)_{T_{0sv}} = -\frac{RT_{0sv}}{(v_{0sv} - b_{RK})^2} + \frac{a_{RK}}{T_{0sv}^{1/2}v_{0sv}(v_{0sv} + b_{RK})} \left(\frac{1}{v_{0sv}} + \frac{1}{(v_{0sv} + b_{RK})} \right) \quad (304)$$

$$\left(\frac{\partial v_{0sv}}{\partial P_{0sv}} \right)_{T_{0sv}} = \frac{1}{\left(\frac{\partial P_{0sv}}{\partial v_{0sv}} \right)_{T_{0sv}}} \quad (305)$$

A velocidade do som na saída da voluta é:

$$a_{0sv} = \sqrt{-\left(\frac{C_{p0sv}}{C_{v0sv}} \right) \frac{v_{0sv}^2}{\left(\frac{\partial P_{0sv}}{\partial v_{0sv}} \right)_{T_{0sv}}}} \quad (306)$$

Os calores específicos a volume e à pressão constante do gás real são:

$$C_{v0sv} = \underbrace{C_{p0sv,id} - R}_{C_{v0sv,id}} - \frac{3a_{RK}}{4b_{RK}T_{0sv}^{3/2}} \ln \left(\frac{v_{0sv}}{v_{0sv} + b_{RK}} \right) \quad (307)$$

$$C_{p0sv} = C_{v0sv} - T_{0sv} \frac{\left(\frac{\partial P_{0sv}}{\partial T_{0sv}} \right)_{v_{0sv}}}{\left(\frac{\partial P_{0sv}}{\partial v_{0sv}} \right)_{T_{0sv}}} \quad (308)$$

O número de Mach na saída da voluta é:

$$M_{0sv} = \frac{C_{sv}}{a_{sv}} \quad (309)$$

A razão de áreas da voluta é:

$$\frac{A_{sv}}{A_{ev}} = \frac{\theta_{ev} \rho_{ev} C_{mev}}{\theta_{sv} \rho_{sv} C_{msv}} \quad (310)$$

As vazões mássicas adimensionais na voluta são calculadas da seguinte forma:

$$\theta_{ev} = \frac{P_{ev} T_{0ev} Z_{0ev}}{P_{0ev} T_{ev} Z_{ev}} \quad (311)$$

$$\theta_{sv} = \frac{P_{sv} T_{0sv} Z_{0sv}}{P_{0sv} T_{sv} Z_{sv}} \quad (312)$$

Finalmente, as condições estáticas na entrada e saída da voluta são determinadas aplicando o procedimento especificado nos itens 2.5.4.4 e 2.5.4.5.

Capítulo 4

PERDAS NA TURBINA RADIAL

Neste capítulo são apresentadas a formulação matemática e o procedimento de cálculo unidimensional para a avaliação das perdas e das características de desempenho da turbina radial.

4.1 CLASSIFICAÇÃO DAS PERDAS NA TURBINA RADIAL

A principal dificuldade do modelo unidimensional consiste na representação do escoamento no interior da turbina, devido:

- À natureza complexa do escoamento, sendo este tridimensional.
- À avaliação das perdas é a combinação dos resultados teóricos e experimentais.
- Ao método da LCM que considera unicamente o escoamento através da linha de corrente principal, negligenciando o comportamento próximo nas paredes.

As perdas em cada componente da turbina radial geralmente são expressas como uma perda de calor ou entalpia e uma maneira conveniente de representação são de forma adimensional, usando como referência a velocidade tangencial na entrada do rotor radial. As perdas na turbina radial são divididas em três (3) grupos: perdas no rotor radial, perdas no

bocal e perdas na voluta (Figura 31), além de outras perdas menores em rolamentos e selagem. A Figura 31 ilustra a perda de potência total e a classificação das perdas em cada componente da turbina radial.

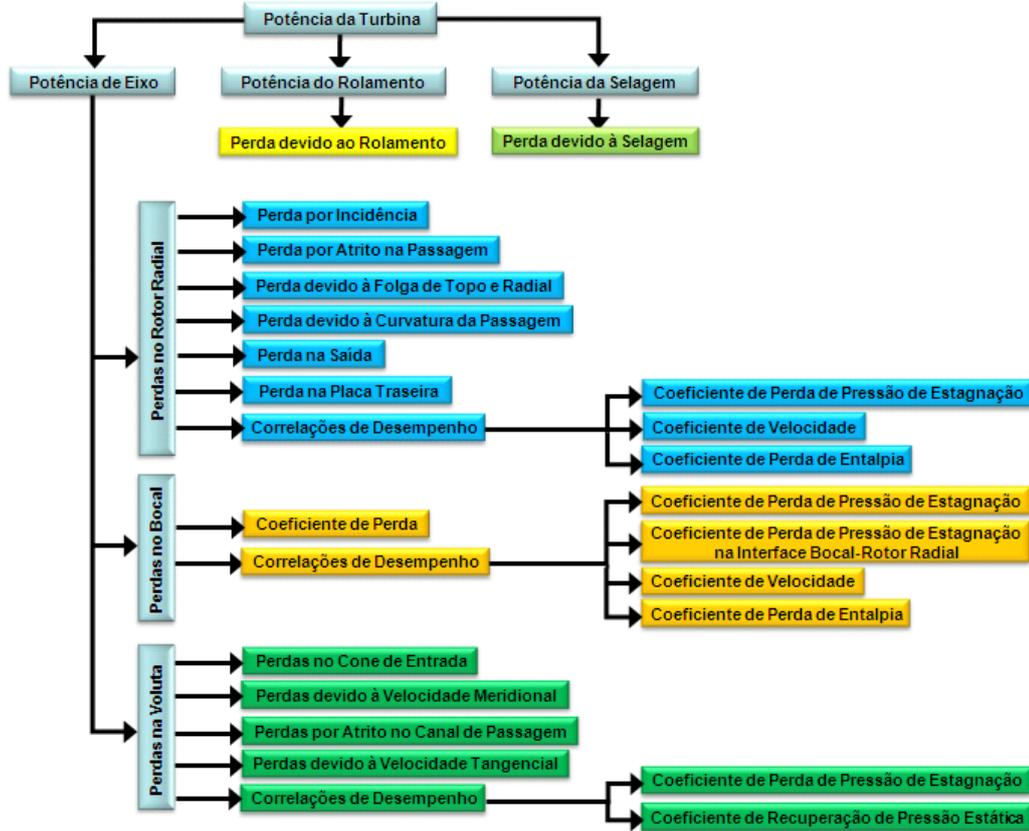


Figura 31 – Classificação das perdas na turbina radial.

4.2 PERDAS NO ROTOR RADIAL

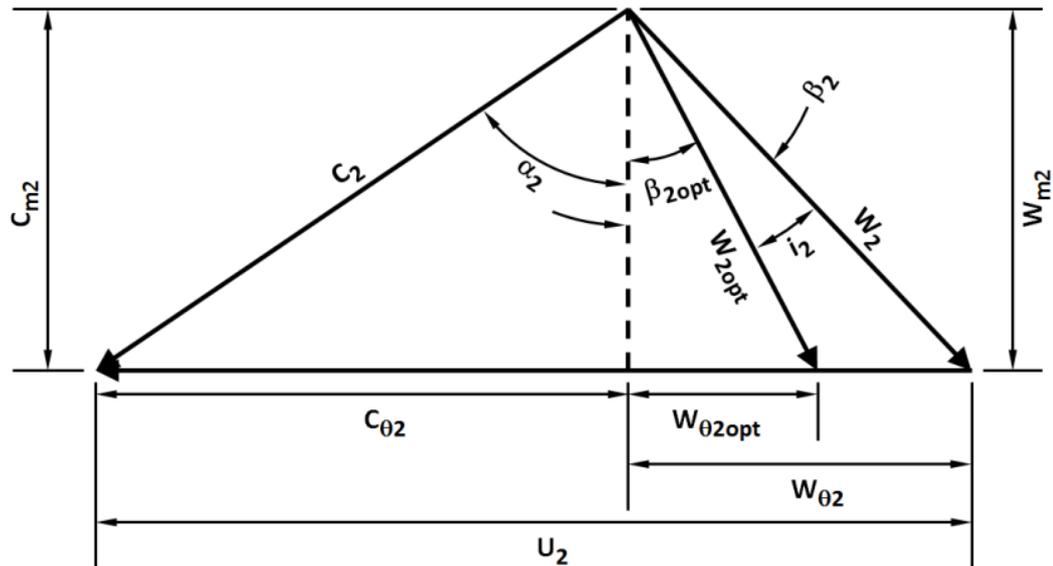
As perdas no rotor radial segundo a Figura 31 são categorizadas e descritas nas seguintes seções.

4.2.1 Perdas por Incidência no Rotor Radial (L_{incr}) - *Incidence Loss*

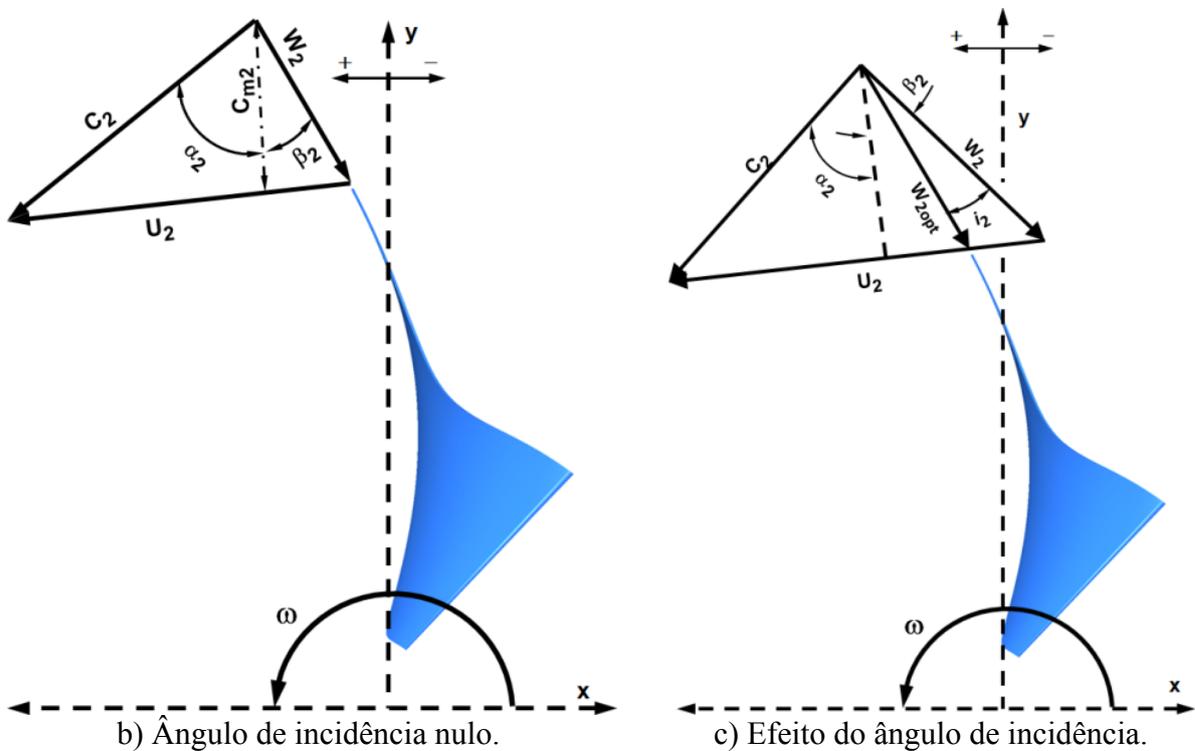
A incidência em uma turbina radial ocorre quando a velocidade relativa na entrada do rotor radial não é paralela ao sentido das pás (Spence e Artt, 1997), sendo este desvio no ângulo do escoamento relativo denominado como o ângulo de incidência.

A perda por incidência não ocorre num ângulo de incidência nulo ($i_2 = 0^\circ$), porém em certo ângulo do escoamento relativo ótimo β_{2opt} , como é mostrado na Figura 32.

O método utilizado para determinar o ângulo de incidência foi o proposto por Stanitz (1952), sendo calculado assim:



a) Diagrama do triângulo de velocidades.



b) Ângulo de incidência nulo.

c) Efeito do ângulo de incidência.

Figura 32 – Efeito do ângulo de incidência na entrada do rotor radial.

$$\lambda_{opt} = \frac{C_{\theta 2opt}}{U_2} - \varepsilon \frac{C_{\theta 3opt}}{U_2}; \text{ sendo } \varepsilon = \frac{r_{3m}}{r_2}, C_{\theta 3} = 0 \text{ e } C_{\theta 3opt} = 0 \quad (313)$$

$$\lambda_{opt} = \frac{C_{\theta 2opt}}{U_2} = 1 - \frac{0,63\pi}{Z_{br}} \quad (314)$$

$$W_{\theta 2opt} = C_{\theta 2opt} \cdot U_2 \Rightarrow \frac{W_{\theta 2opt}}{U_2} = \frac{C_{\theta 2opt}}{U_2} - 1 \quad (315)$$

O ângulo do escoamento relativo ótimo na entrada do rotor radial é:

$$\beta_{2opt} = \tan^{-1} \left(\frac{W_{\theta 2opt}}{C_{m2}} \right) \quad (316)$$

Portanto, o ângulo de incidência do rotor radial é:

$$i_2 = \beta_2 - \beta_{2opt} \quad (317)$$

Segundo Wasserbauer e Glassman, (1975) a perda por incidência é considerada como uma componente da velocidade relativa normal ao ângulo β_{2opt} , portanto:

$$L_{incr} = \frac{W_2^2}{U_2^2} \frac{\text{sen}^n(i_2)}{2} \quad \begin{array}{l} n = 2, \text{ se } i_2 \text{ for negativo.} \\ n = 3, \text{ se } i_2 \text{ for positivo.} \end{array} \quad (318)$$

4.2.2 Perdas por Atrito na Passagem do Rotor Radial (L_{fr}) – *Passage Loss*

Segundo Ventura et al., (2012) este tipo de perda pode ser representada pela equação de Darcy-Weisbach:

$$L_{fr} = \frac{h_{fr}}{U_2^2} = \frac{f_{Fr} \left(\frac{L_{hr}}{D_{hr}} \right) \left(\frac{\overline{W}^2}{2} \right) + \frac{2r_2 C_2^2}{Z_{br} R_{CMe}}}{U_2^2} \quad (319)$$

A velocidade relativa média na passagem é:

$$\overline{W}^2 = \frac{W_2^2 + W_3^2}{2} \quad (320)$$

Segundo Moustapha et al., (2003) o diâmetro hidráulico é determinado considerando a área do escoamento como uma seção circular equivalente.

$$D_{hr} = \frac{I}{2} \left[\left(\frac{4\pi r_2 b_2}{2\pi r_2 + Z_{br} b_2} \right) + \left(\frac{2\pi (r_{3s}^2 - r_{3h}^2)}{\pi (r_{3s} - r_{3h}) + Z_{br} b_3} \right) \right] \quad (321)$$

Considerando o plano meridional do rotor radial como uma elipse (Glassman, 1976), a largura hidráulica é igual ao comprimento da linha da corrente média.

$$L_{hr} = L_{cm} \quad (322)$$

O raio de curvatura médio do rotor radial é determinado por:

$$R_{CMe} = \frac{\left(r_2 - r_{3s} + \frac{b_3}{2} \right)}{\left(1 - \varepsilon_{exc}^2 \sin^2 \phi_l \right)^{1/2}} \quad (323)$$

A Figura 33 mostra a geometria do canal de passagem do rotor, a partir da LCM, onde o ângulo de tangencia na direção radial (Figura 33c) é determinado por:

$$\phi_l = 90^\circ - \phi_2 \quad (324)$$

A excentricidade do canal de passagem é:

$$\varepsilon_{exc} = \frac{\sqrt{\left(r_2 - r_{3s} + \frac{b_3}{2}\right)^2 - \left(L_z - \frac{b_2}{2}\right)^2}}{\left(r_2 - r_{3s} + \frac{b_3}{2}\right)^2} \quad (325)$$

A distancia entre focos, c é:

$$c = \sqrt{\left(r_2 - r_{3s} + \frac{b_3}{2}\right)^2 - \left(L_z - \frac{b_2}{2}\right)^2} \quad (326)$$

$$X_2 = 0, 1c \quad (327)$$

$$X_{LCM} = \sqrt{\left(L_z - \frac{b_2}{2}\right)^2 \left(1 - \frac{Y_{LCM}^2}{\left(r_2 - r_{3s} + \frac{b_3}{2}\right)^2}\right)} \quad (328)$$

$$Y_{LCM} = c - X_2 = 0, 9c \quad (329)$$

$$\psi_4 = \tan^{-1}\left(\frac{X_2}{X_{LCM}}\right) \quad (330)$$

$$\psi_5 = \tan^{-1}\left(\frac{c + Y_{LCM}}{X_{LCM}}\right) \quad (331)$$

$$\psi_1 = \psi_4 + \psi_5 \quad (332)$$

$$\psi_2 = \psi_3 = \frac{\psi_1}{2} \quad (333)$$

$$\phi_2 = \psi_3 - \psi_4 \quad (334)$$

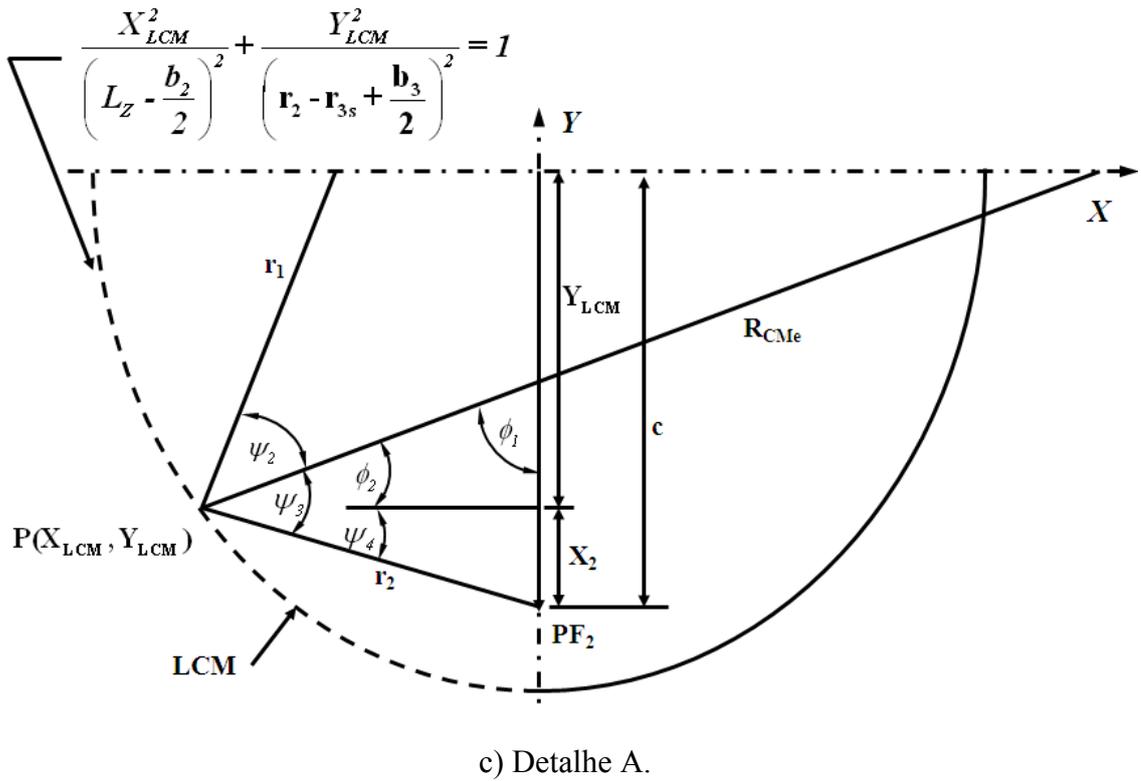
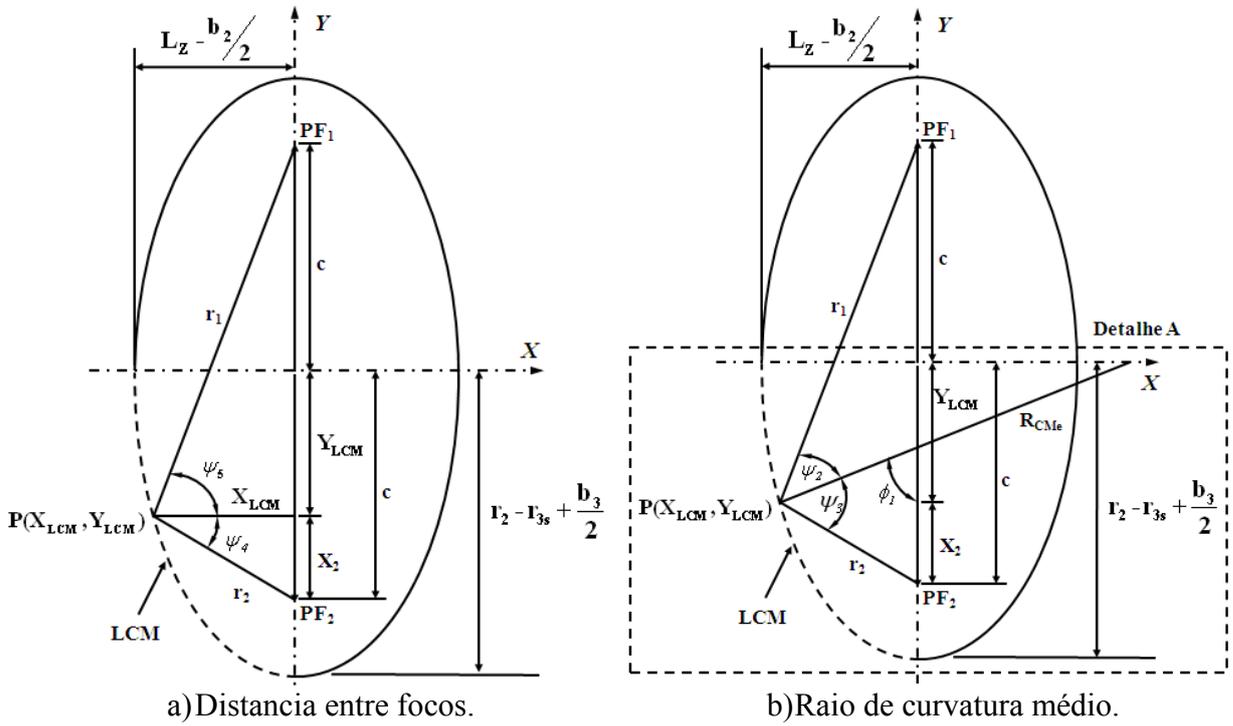


Figura 33 – Raio de curvatura médio.

O fator de atrito de Fanning é:

$$f_{Fr} = \frac{f_{Sr}}{4} \quad (335)$$

O fator de atrito para tubulações curvas segundo Schlichting e Gersten, (2000) é:

$$f_{Sr} = f_{Dr} \left\{ 1 + \left[0,075 Re_r^{1/4} \left(\frac{D_{hr}}{R_{CMe}} \right)^{1/2} \right] \right\} \quad (336)$$

O fator de atrito de Haaland (White, 2000) é:

$$f_{Dr} = \frac{64}{Re_r} ; \text{ se } Re_r < 2000 \text{ (escoamento laminar)} \quad (337)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_{Dr}}} \approx -1,8 \log \left[\frac{6,9}{Re_r} + \left(\frac{\varepsilon_{rr}/D_{hr}}{3,7} \right)^{1,11} \right]; \quad \begin{array}{l} \text{Se } 2000 < Re_r < 4000 \\ \text{(escoamento transição)} \\ \text{Se } 4000 < Re_r < 10^5 \\ \text{(escoamento turbulento)} \end{array} \quad (338)$$

Finalmente, segundo Suhrmann et al., (2010) a rugosidade na parede de uma turbomáquina esta na faixa de $0,05 \text{ mm} \leq \varepsilon_{rr} \leq 0,2 \text{ mm}$.

4.2.3 Perdas devido às Folgas no Rotor Radial (L_{clr}) – *Tip Clearance*

Loss

A Figura 34 mostra a vazão mássica através das folgas do rotor radial, e segundo Whitfield e Baines, (1990) este tipo de perda pode ser expressa como:

$$L_{clr} = 0,4 \left[\frac{f_{br}}{\left(\frac{b_2}{r_2} \right)} \right] \left(\frac{C_{\theta 2}}{U_2} \right)^2 \quad (339)$$



Figura 34 – Folgas no rotor radial.

4.2.4 Perdas devido à Curvatura da Passagem do Rotor Radial (L_{shr}) – *Passage Curvature Loss*

Segundo Whitfield e Baines, (1990) este tipo de perda pode ser determinada por:

$$L_{shr} = \frac{\left[\frac{b_2}{r_2} + \left(\frac{r_{3rms}}{r_2} (1 - \nu) \right) \right]}{\left(1 - \frac{r_{3rms}}{r_2} \right)} \left(\frac{\overline{W}^2}{U_2^2} \right) \quad (340)$$

4.2.5 Perdas na Saída do Rotor Radial (L_{exr}) – *Exit Loss*

Segundo Whitfield e Baines, (1990) a perda na saída do rotor radial é:

$$L_{exr} = \frac{1}{2} \left(\frac{C_3}{U_2} \right)^2 \quad (341)$$

4.2.6 Perdas na Placa Traseira do Rotor Radial (L_{dflr}) – *Backplate Loss*

A Figura 34 mostra a vazão mássica que ocasiona a perda na placa traseira do rotor radial. Segundo Boyce, (1972) este tipo de perda é determinada por:

$$L_{dflr} = K_f \frac{\left(1 + \frac{\rho_3}{\rho_2}\right)}{2 \left(\frac{W_3}{U_2}\right) \left(\frac{C_{\theta 2}}{U_2}\right) \left(\frac{r_{3s}}{r_2}\right)^2 (1 - \nu^2)} \quad (342)$$

Benson, (1970) apresenta outra formula alternativa para determinar esta perda assim:

$$L_{dflr} = K_f \frac{Re_r^{-m} U_2^3 D_2^2 \left[1 - \left(\frac{D_{3s} + D_{3h}}{D_2}\right)^5\right]}{4\pi D_1 b_1 W_2 W_3^2} \quad (343)$$

Sendo, f_{dr} é a folga na placa traseira do rotor e K_f é o coeficiente de atrito.

$$K_f = \frac{3,7 \left(\frac{f_{dr}}{r_2}\right)^{0,1}}{Re_r^{0,5}} \text{ e } m = \frac{1}{2}; \text{ se } Re_r < 10^5 \quad (344)$$

$$K_f = \frac{0,102 \left(\frac{f_{dr}}{r_2}\right)^{0,1}}{Re_r^{0,2}} \text{ e } m = \frac{1}{4}; \text{ se } Re_r > 10^5 \quad (345)$$

4.2.7 Perdas por Recirculação na Entrada do Rotor Radial (L_{rtr}) – *Recirculation Loss*

Esta perda resulta da distorção do escoamento na entrada do rotor radial, devido a uma parte do escoamento que circula através do mesmo se separa da carcaça e se desloca de volta para a entrada e desta forma misturar-se com o escoamento que continua entrando no

impulsor. Este tipo de perda é função direta do ângulo do escoamento absoluto na entrada do rotor radial e do fator de difusão, D_{Lf} (Boyce, 1972), portanto:

$$L_{rr} = 0,02 \underbrace{\left(\frac{W_3 - W_2}{W_2} \right)^2}_{D_{Lf}} \sqrt{\tan \alpha_2} \quad (346)$$

Segundo Chen e Baines, (1994) o raio de recirculação máximo no rotor radial (Figura 35) é determinado por:

$$r_{cl} = r_2 \left[\frac{\sin\left(\frac{\pi}{Z_{br}}\right)}{1 + \sin\left(\frac{\pi}{Z_{br}}\right)} \right] \quad (347)$$

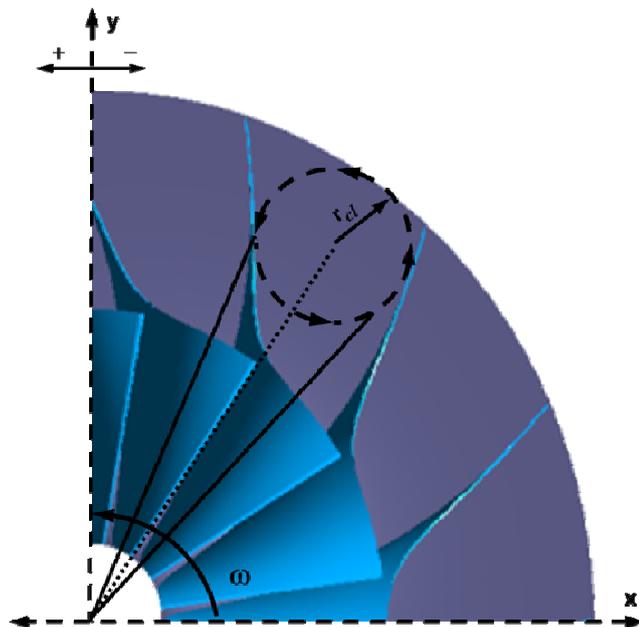


Figura 35 – Raio de recirculação no rotor radial.

4.2.8 Coeficiente de Perda de Pressão de Estagnação do Rotor Radial (Y_r)

Conforme apresentado em Benson, (1970) é calculado por:

$$Y_r = \frac{P_{02,rel} - P_{03,rel}}{P_{03,rel} - P_3} \quad (348)$$

4.2.9 Coeficiente de Velocidade do Rotor Radial (K_r)

Conforme apresentado em Benson, (1970) é:

$$K_r^2 = \frac{h_{03,rel} - h_3}{h_{03,rel} - h_{3s}} = \frac{W_3^2 / 2}{W_{3s}^2 / 2} = \frac{W_3^2}{W_{3s}^2} = \frac{1}{1 + \xi_r} \quad (349)$$

4.2.10 Coeficiente de Perda de Entalpia do Rotor Radial (ξ_r)

Conforme apresentado em Moustapha et al., (2003), ξ_r é determinado por:

$$\xi_r = \frac{h_3 - h_{3s}}{\frac{W_3^2}{2}} \quad \text{sendo, } h_{3s} = \frac{h_{0ev}(\eta_{ts} - 1) + h_{03}}{\eta_{ts}} \quad (350)$$

4.3 PERDAS NA GRADE INJETORA

As perdas que acontecem no interior do bocal segundo a Figura 31 são categorizadas nas seções a seguir:

4.3.1 Coeficiente de Perda no Bocal (L_b) – *Nozzle Exit Loss*

As perdas de energia cinética através do bocal são proporcionais à energia cinética média nas palhetas, portanto, o coeficiente de perda é função da velocidade absoluta ideal e real na saída do bocal (Wasserbauer e Glassman, 1975). Dessa forma:

$$L_b = \frac{C_{1,id}^2 - C_1^2}{2U_2^2} \quad (351)$$

4.3.2 Entupimento no Bocal

A condição de entupimento no bocal ocorre quando $M_{0l} \cong 1$, representando o ponto de escoamento máximo por unidade de área. No caso do bocal entupido, a vazão mássica de entupimento não é função da rotação da turbina devido que este componente é estacionário (Moustapha et al., 2003).

4.3.3 Coeficiente de Perda de Pressão de Estagnação do Bocal (Y_b)

Conforme apresentado em Benson, (1970) tem-se:

$$Y_b = \frac{P_{00} - P_{0l}}{P_{0l} - P_1} \quad (352)$$

4.3.4 Coeficiente de Velocidade do Bocal (K_b)

Conforme apresentado em Mizumachi, (1960) tem-se:

$$K_b^2 = \frac{h_{00} - h_l}{h_{00} - h_{1s}} = \frac{C_1^2 / 2}{C_{1s}^2 / 2} = \frac{C_1^2}{C_{1s}^2} = \frac{1}{1 + \xi_b} \quad (353)$$

4.3.5 Coeficiente de Perda de Entalpia do Bocal (ξ_b)

Conforme apresentado em Moustapha et al., (2003) tem-se:

$$\xi_b = \frac{h_l - h_{ls}}{\frac{C_l^2}{2}} = \frac{l}{K_b^2} - 1 \quad (354)$$

4.4 PERDAS NA VOLUTA

As perdas na voluta são divididas em quatro (4) categorias mostradas na Figura 31, sendo expressas de forma adimensional como será discutido nas seguintes seções.

4.4.1 Perda na Entrada da Voluta (L_{Cv}) – *Duct Inlet Loss*

A perda na entrada é modelada como uma expansão gradual (Reunanen, 2001) como é mostrada na Figura 36. Segundo o autor $\varpi_{Cv} = 0,15$ e o ângulo de abertura do cone não deve exceder os 10° . A Figura 36 mostra a geometria do cone de entrada da voluta.

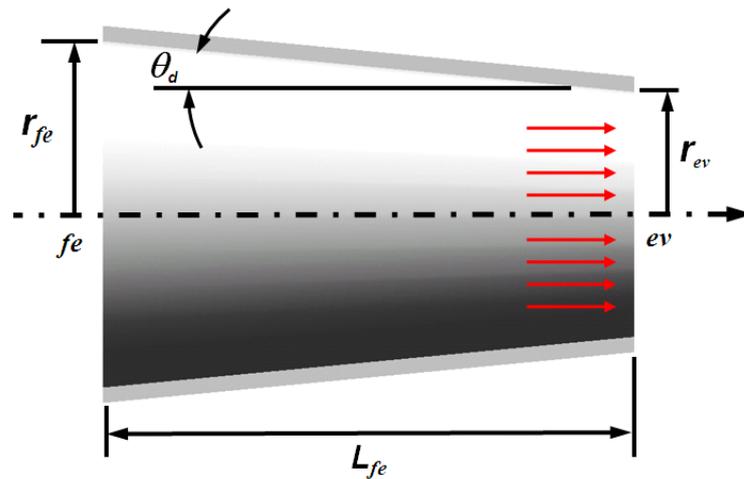


Figura 36 – Cone de entrada da voluta.

$$L_{Cv} = \varpi_{Cv} \frac{(C_{ev} - C_{fe})^2}{2U_2^2}; C_{ev} = C_{\theta_{ev}} \quad (355)$$

Segundo Aungier, (2006) os valores ótimos para o projeto do cone de entrada da voluta são:

$$A_{Rv} \approx 2,55$$

$$\theta_d = 5,5^\circ$$

$$\frac{L_{fe}}{D_{ev}} \approx 8$$

A razão de áreas do cone de entrada da voluta é:

$$A_{Rv} = 1 + \left[0,4 \left(\frac{L_{fe}}{D_{ev}} \right)^{0,65} \right] \quad (356)$$

Finalmente, o ângulo de divergência da voluta é:

$$\theta_d = \tan^{-1} \left[\left(\frac{A_{Rv} - 1}{2} \right) \left(\frac{1}{L_{fe}/D_{ev}} \right) \right] \quad (357)$$

4.4.2 Perda devido à Velocidade Meridional da Voluta (L_{Mv}) – *Meridional Velocity Loss*

A energia cinética que está relacionada com a velocidade radial ou meridional na entrada da voluta é completamente perdida devido à recirculação do escoamento em seu interior (Reunanen, 2001). A Figura 37 mostra a análise da geometria da voluta.

$$C_{\theta sv} = \frac{C_{\theta 0} r_0 S_v}{r_{iv}} \quad (358)$$

$$L_{Mv} = \frac{1}{2} \left(\frac{C_{msv}}{U_2} \right)^2 \quad (359)$$

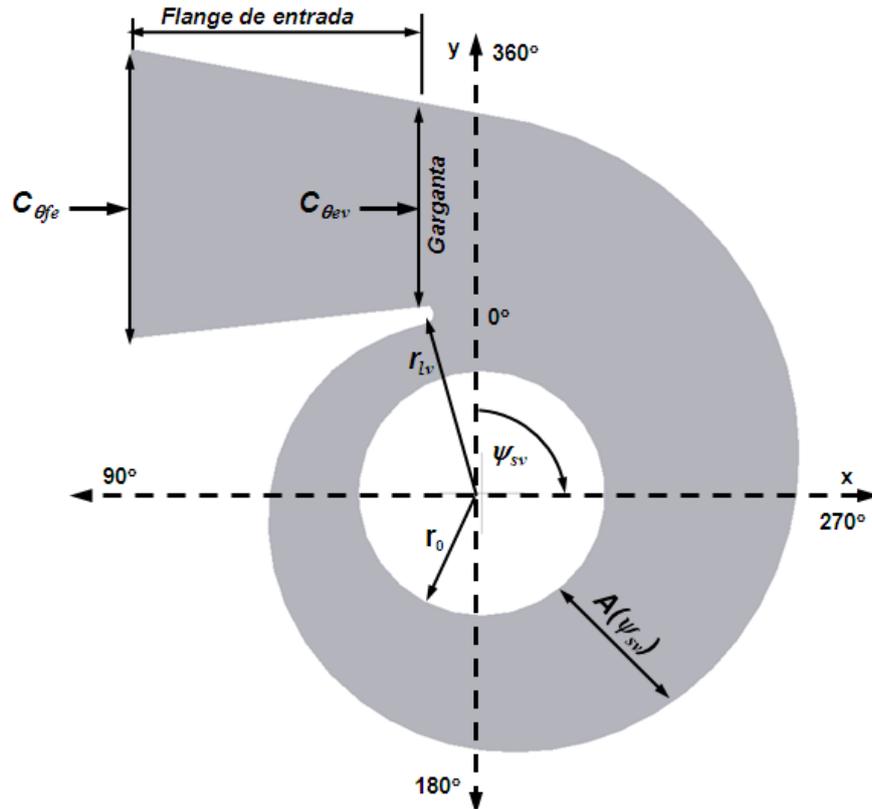


Figura 37 – Análise da geometria da voluta.

4.4.3 Perda por Atrito no Canal de Passagem da Voluta (L_{fv}) – *Channel Friction Loss*

Este tipo de perda se ocorre devido ao atrito entre a superfície da parede interna da voluta e o fluido de trabalho (Reunanen, 2001). As perdas por atrito no canal de passagem são calculadas em função do fator de atrito de Fanning, f_{Fv} ; o diâmetro hidráulico do canal da voluta, D_{hv} ; a largura hidráulica ou comprimento do percurso da linha de corrente média no interior (canal de passagem), L_{hv} ; e a componente da velocidade absoluta na direção tangencial na saída da voluta, $C_{\theta_{sv}}$; portanto:

$$L_{fv} = \frac{h_{fv}}{U_2^2} \text{ Sendo, } h_{fv} = f_{Fv} \left(\frac{L_{hv}}{D_{hv}} \right) \left(\frac{C_{\theta_{sv}}^2}{2} \right) \quad (360)$$

Segundo Li, (2011) o diâmetro hidráulico está relacionado com a área média da seção transversal da voluta:

$$D_{hv} = \frac{4A_m}{b_{sv} + \left(\frac{2A_m}{b_{sv}}\right)}; \text{ sendo } b_{sv} = b_0 = b_l = b_2 \quad (361)$$

Área da seção transversal média da voluta é:

$$A_m = \frac{A_L + A_t}{2} \quad (362)$$

A área da seção transversal na região entre a voluta-bocal é:

$$A_L = b_{sv}(r_{lv} - r_0) = b_{sv}r_0 \left(\frac{r_{lv}}{r_0} - 1 \right) \quad (363)$$

Sendo, A_t é área da seção transversal da garganta da voluta. Segundo Li, (2011) a largura hidráulica da voluta é:

$$L_{hv} = \frac{r_{lv} - r_0}{\cos \psi_{sv}} \quad (364)$$

O número de Reynolds da voluta é:

$$Re_v = \frac{\rho_{sv} C_{lv} L_{hv}}{\mu_v} \quad (365)$$

O fator de atrito de Fanning é:

$$f_{Fv} = \frac{f_{Dv}}{4} \quad (366)$$

O fator de atrito de Haaland (White, 2000) é:

$$f_{Dv} = \frac{64}{Re_v}, \text{ se } Re_v < 2000 \text{ (escoamento laminar)} \quad (367)$$

$$\frac{l}{\sqrt{f_{Dv}}} \approx -1,8 \log \left[\frac{6,9}{Re_v} + \left(\frac{\varepsilon_{rv}}{D_{hv}} \right)^{1,11} \right]; \quad (368)$$

Se $2000 < Re_v < 4000$
(escoamento transição)
Se $4000 < Re_v < 10^5$
(escoamento turbulento)

Segundo Li, (2011), a rugosidade nas paredes da voluta é dada pela seguinte expressão:

$$\varepsilon_{rv} = 6R_a \quad (369)$$

Finalmente, a altura média da rugosidade na parede da voluta esta na faixa de $12,5 \mu\text{m} \leq R_a \leq 50 \mu\text{m}$

4.4.4 Perda devido à Velocidade Tangencial na Voluta (L_{Tv}) – *Tangential Velocity Loss*

Segundo Van Den Braembussche, (2006), este tipo de perda se produz se há aumento da componente da velocidade absoluta na direção tangencial desde a entrada até a saída da voluta. No entanto, se a componente da velocidade absoluta na direção tangencial diminui desde a entrada até a saída da voluta, assume-se que este tipo de perda é equivalente à perda de pressão de estagnação num processo de expansão súbita, portanto:

$$L_{Tv} = 0; \text{ se } C_{\theta_{sv}} > C_{\theta_{ev}}$$

$$L_{Tv} = \frac{(C_{\theta_{ev}} - C_{\theta_{sv}})^2}{2U_2^2}; \text{ se } C_{\theta_{ev}} > C_{\theta_{sv}} \quad (370)$$

4.4.5 Coeficiente de Perda de Pressão de Estagnação da Voluta (Y_{vTPL})

O coeficiente Y_{vTPL} descreve a queda de pressão de estagnação em termos da pressão dinâmica na saída da voluta. Na condição ideal, a pressão de estagnação através da voluta é

constante $(P_{0ev} = P_{0sv})_{ideal}$, porém ocorre uma queda de pressão através da mesma $(P_{0ev} > P_{0sv})_{real}$ (Romagnoli e Martinez-Botas, 2011), portanto:

$$Y_{vTPL} = \frac{P_{0ev} - P_{0sv}}{P_{0sv} - P_{sv}} \quad (371)$$

4.4.6 Coeficiente de Recuperação de Pressão Estática da Voluta (C_{Pv})

Segundo Qianq et al., (2010) é:

$$C_{Pv} = \frac{P_{sv} - P_{ev}}{P_{0ev} - P_{ev}} \quad (372)$$

4.4.7 Coeficiente de Velocidade da Voluta (S_v)

O momento angular do escoamento é conservado nas condições ideais. No entanto, em condições reais existe atrito entre as paredes da voluta e o escoamento, produzindo perdas que diminuem a componente tangencial da velocidade absoluta, (Romagnoli e Martinez-Botas, 2011).

$$S_v = \frac{C_{\theta ev} r_{iv}}{C_{\theta o} r_o} \quad (373)$$

4.4.8 Vazão Mássica de Recirculação (\dot{m}_R)

Na distribuição de vazão mássica, se considera que uma porção da vazão mássica total que circunda na voluta, recircula através da mesma, (Whitfield e Mohd Noor, 1994), portanto:

$$\frac{\dot{m}_{\psi_{sv}}}{\dot{m}} = \left(1 - \frac{\psi_{sv}}{360}\right) + \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}} \quad (374)$$

4.4.9 Fator de Bloqueio na Voluta (B_{fv})

As perdas adicionais que ocorrem perto do bordo de ataque são geralmente definidas como perdas secundárias. Portanto, estas perdas, são devidas à camada limite, aos escoamentos secundários produzidos pela folga no topo e a recirculação do escoamento que ocorre na ponta da lingüeta da voluta. O fator de bloqueio está incluído na equação de continuidade para ter em conta todos estes mecanismos de perdas (Moustapha et al., 2003).

$$\dot{m} = \rho_{sv} A_{sv} C_{mv} B_{fv}; \text{ sendo } B_{fv} = 1 - B \quad (375)$$

4.5 EFICIÊNCIA TOTAL-TOTAL DO ESTÁGIO

O procedimento de cálculo da eficiência total-total do estágio da turbina, inclui as perdas encontradas no rotor radial, no bocal e na voluta, portanto:

$$\eta_{t_{calculada}} = \frac{Lq_{\Delta h}}{Lq_{\Delta h} + Lq_{total}} \quad (376)$$

Na qual, a variação de entalpia no rotor radial é definida por:

$$Lq_{\Delta h} = \frac{C_{\theta 2}}{U_2} \quad (377)$$

A perda em cada componente da turbina radial é determinada da seguinte forma:

$$Lq_{rotor} = L_{incr} + L_{fr} + L_{clr} + L_{shr} + L_{exr} + L_{dfrl} + L_{rlr} \quad (378)$$

$$Lq_{bocal} = L_b \quad (379)$$

$$Lq_{voluta} = L_{CV} + L_{MV} + L_{JV} + L_{TV} \quad (380)$$

Finalmente, a perda total do estágio é:

$$Lq_{total} = \sum Lq_i = Lq_{rotor} + Lq_{bocal} + Lq_{voluta} \quad (381)$$

4.6 PERDA DE POTÊNCIA DEVIDO AO ROLAMENTO

A perda de potência num rolamento como resultado do atrito no rolamento pode ser estimada utilizando o modelo SKF:

$$N_R = 1,05 \times 10^{-4} M_{aR} N_{rpm} Z_{nR} \quad (382)$$

Sendo: N_R é a perda de potência no rolamento (W).

M_{aR} é o momento de atrito total no rolamento (Nmm).

N_{rpm} é a rotação da turbina (rpm).

Z_{nR} é a quantidade de rolamentos.

$$M_{aR} = 0,5 \mu_R F_{rR} D_{eixo} \quad (383)$$

Onde: μ_R é o coeficiente de atrito (Tabela 10).

F_{rR} é a carga dinâmica equivalente no rolamento (N).

D_{eixo} é o diâmetro estimado do eixo do rotor radial (mm).

Segundo Benson, (1977) o diâmetro de raiz não deve exceder 1,6 o diâmetro do eixo, portanto:

$$D_{3h} \geq 1,6 D_{eixo} \quad (384)$$

Finalmente, a carga dinâmica equivalente no rolamento pode ser considerada como uma carga puramente radial e segundo Gopal e Chandra, (2011) pode ser determinada por:

$$F_{rR} = \frac{\dot{m}}{Z_{br}} (C_2 \sin \alpha_2 - C_3 \sin \alpha_3) = \frac{\dot{m}}{Z_{br}} (C_{\theta 2} - C_{\theta 3}) = \frac{\dot{m} C_{\theta 2}}{Z_{br}} \quad (385)$$

Sendo, $\alpha_3 = 90^\circ \rightarrow C_{\theta 3} = 0$

Tabela 10 – Coeficiente de atrito para rolamentos.

Fonte: SKF

Tipo de rolamento	Coeficiente de atrito, μ_R
Rolamento de rolos	0,0015
Rolamentos de esferas de contato angular	
– uma carreira	0,0020
– duas carreiras	0,0024
– quatro pontos de contato	0,0024
Rolamentos autocompensadores de esferas	0,0010
Rolamentos de rolos cilíndricos	
– com uma gaiola	0,0011
– número máximo de rolos	0,0020
Rolamentos de rolos de agulhas com uma gaiola	0,0020
Rolamentos de rolos cônicos	0,0018
Rolamentos autocompensadores de rolos	0,0018
Rolamentos de rolos toroidais CARB com uma gaiola	0,0016
Rolamento axial de esferas	0,0013
Rolamentos axiais de rolos cilíndricos	0,0050
Rolamentos axiais de agulhas	0,0050
Rolamentos axiais autocompensadores de rolos	0,0018

4.7 PERDA DE POTÊNCIA DEVIDO À SELAGEM

A perda de potência devido à selagem pode ser estimada utilizando o modelo Parker-Hannifin:

$$P_{sel} = 7,395 \times 10^{-4} \tau_{sel} N_{rpm} \quad (386)$$

Sendo: P_{sel} é a perda de potência na selagem (W).

τ_{sel} é o torque na selagem (polegadas-onças).

N_{rpm} é a rotação da turbina (rpm);

$$\tau_{sel} = 0,65 \left[\frac{D_{eixo} \text{ (mm)}}{25,4} \right]^2 N_{rpm}^{1/3} Z_{nse} f_{drs} \quad (387)$$

Sendo: Z_{nse} é o número de dentes do selo tipo labirinto.

f_{drs} é o fator multiplicador da selagem para operação em seco, $2 \leq f_{drs} \leq 3$.

4.8 POTÊNCIA TOTAL DA TURBINA RADIAL

A potência total da turbina radial, considerando as perdas nos rolamentos e nas selagens, pode ser expressa da seguinte maneira:

$$\dot{W}_T = \dot{W}_{rotor} - N_R - P_{sel} \quad (388)$$

Capítulo 5

ESCOAMENTO ATRAVÉS DA TURBINA RADIAL: ANÁLISES DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos pelo programa de cálculo unidimensional “*TurbinaDP-RG*” para turbinas radiais e a simulação numérica utilizando a Dinâmica dos Fluidos Computacional para a obtenção do campo do escoamento (3D) e a análise de desempenho.

5.1 ANÁLISE DO PROJETO DA TURBINA RADIAL

A análise do projeto da turbina radial subsônica foi dividida em duas etapas: uma unidimensional e outra tridimensional. Na análise unidimensional são apresentadas as geometrias e as características aerodinâmicas da voluta, do bocal e do rotor radial. Enquanto, na análise tridimensional é mostrada a previsão do comportamento do escoamento no interior de cada componente da turbina radial empregando as técnicas de DFC.

5.2 ESTRUTURA DO CÓDIGO COMPUTACIONAL: PROGRAMA “*TurbinaDP-RG*”

A estrutura de código computacional pode ser dividida em três partes distintas (Figura 38), porém cada parte é consequência da anterior e não podem ser vistas como um código independente, devido a cada bloco requerer parâmetros envolvidos nas outras sub-rotinas. O Apêndice B mostra a representação esquemática da arquitetura do código unidimensional. As partes do código computacional são:

- **Modelo termodinâmico:** são determinadas as propriedades de estagnação e estáticas na entrada e saída de cada componente da turbina radial mediante a equação de energia e a equação de estado de Redlich-Kwong.
- **Projeto preliminar:** nesta parte são geradas as dimensões, a geometria e os triângulos de velocidade relacionados ao rotor radial, ao bocal e a voluta, fazendo uso das equações de conservação apresentadas no Apêndice C.
- **Modelo de perdas:** são analisados os modelos de perdas de cada componente da turbina radial, as correlações de desempenho e a eficiência do estágio.

Ao executar o código computacional para diferentes parâmetros de entrada pode-se apreciar sua incidência sobre as características de desempenho. Isto é considerado como uma das vantagens desta tese, devido a poder fornecer informações importantes para uma melhor estratégia de projeto, porém não só para a turbina de potência, mas também para os parâmetros do ciclo. Finalmente, o Apêndice D mostra a descrição do programa computacional “*TurbinaDP-RG*”.

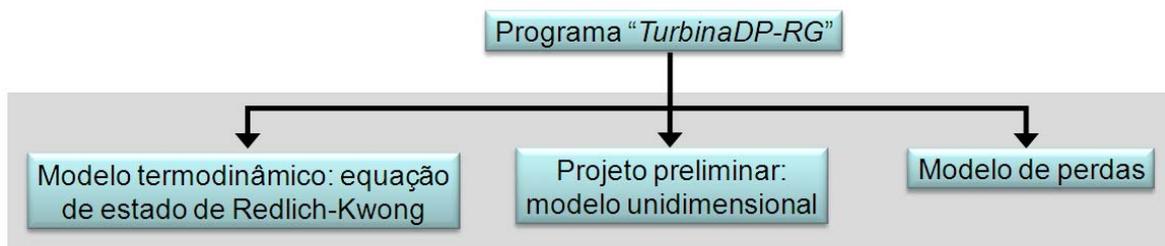


Figura 38 – Estrutura do código computacional.

5.3 CONDIÇÕES DE EXPANSÃO

As propriedades termodinâmicas obtidas mediante o programa “*TurbinaDP-RG*” utilizadas para o projeto da turbina radial subsônica usando os fluidos refrigerantes R123, R134a, R141b e R152a são mostradas nas Tabelas 11, 12, 13 e 14 respectivamente.

As tabelas mencionadas mostram as propriedades termodinâmicas em cada setor de análise da turbina radial para cada OWF mediante a equação cúbica de estado de Redlich-Kwong. Estes dados de entrada determinam as condições de expansão, as quais estão interligadas às propriedades físicas dos fluidos de trabalho orgânico, assim como aos parâmetros geométricos e construtivos da turbina radial.

Embora, o programa “*TurbinaDP-RG*” permita eleger a rotação da turbina, nesta tese, este valor é calculado em função do diâmetro e do número de Mach na entrada do rotor radial.

Baseado na hipótese de variação da massa específica ou perdas nas regiões entre a voluta-bocal e entre o bocal-rotor radial, pode-se perceber que os setores *sv-0* e *1-2* apresentam propriedades termodinâmicas diferentes.

Para cada projeto da turbina radial foi fixada a pressão de estagnação na entrada ($P_{0ev} > P_{sat}$) e, em seguida, foi considerado um superaquecimento ($T_{0ev} > T_{sat}$), pois o vapor necessita sair do dispositivo de expansão com título, $X = 1$, pois se houver um percentual de líquido pode ocorrer erosão na pá da turbina.

Uma vez definido o estado termodinâmico na entrada, a temperatura na saída é obtida considerando a pressão de saída igual à pressão de entrada do condensador ($P_{03} = P_{cond,ent}$) e uma eficiência total-total do estágio inicial.

As Figuras 39, 40, 41 e 42 fornecem os diagramas $P - h$ que representam os pontos iniciais e finais das condições de expansão isentrópicas e reais para os fluidos refrigerantes R123, R134a, R141b e R152a. Nota-se em cada figura que a linha vermelha exibe a expansão isentrópica, enquanto a linha azul apresenta o processo real de expansão.

A Figura 39 mostra o processo de expansão do R123 no diagrama $P - h$. Neste caso foram fixadas as condições na entrada $P_{0ev} = 2000$ kPa e $T_{0ev} = 460$ K. A pressão na saída da turbina é $P_{03} = 700$ kPa e a temperatura na saída foi obtida considerando uma expansão isentrópica sendo $T_{03s} = 421,565$ K e através de um processo iterativo envolvendo a eficiência total-total é determinada a condição real, $T_{03} = 429,429$ K.

A Figura 40 ilustra o processo de expansão do R134a. Nota-se que a expansão começa desde $P_{0ev} = 3000$ kPa e $T_{0ev} = 388,15$ K até $P_{03} = 1075$ kPa, $T_{03s} = 345,2939$ K e $T_{03} = 353,0406$ K

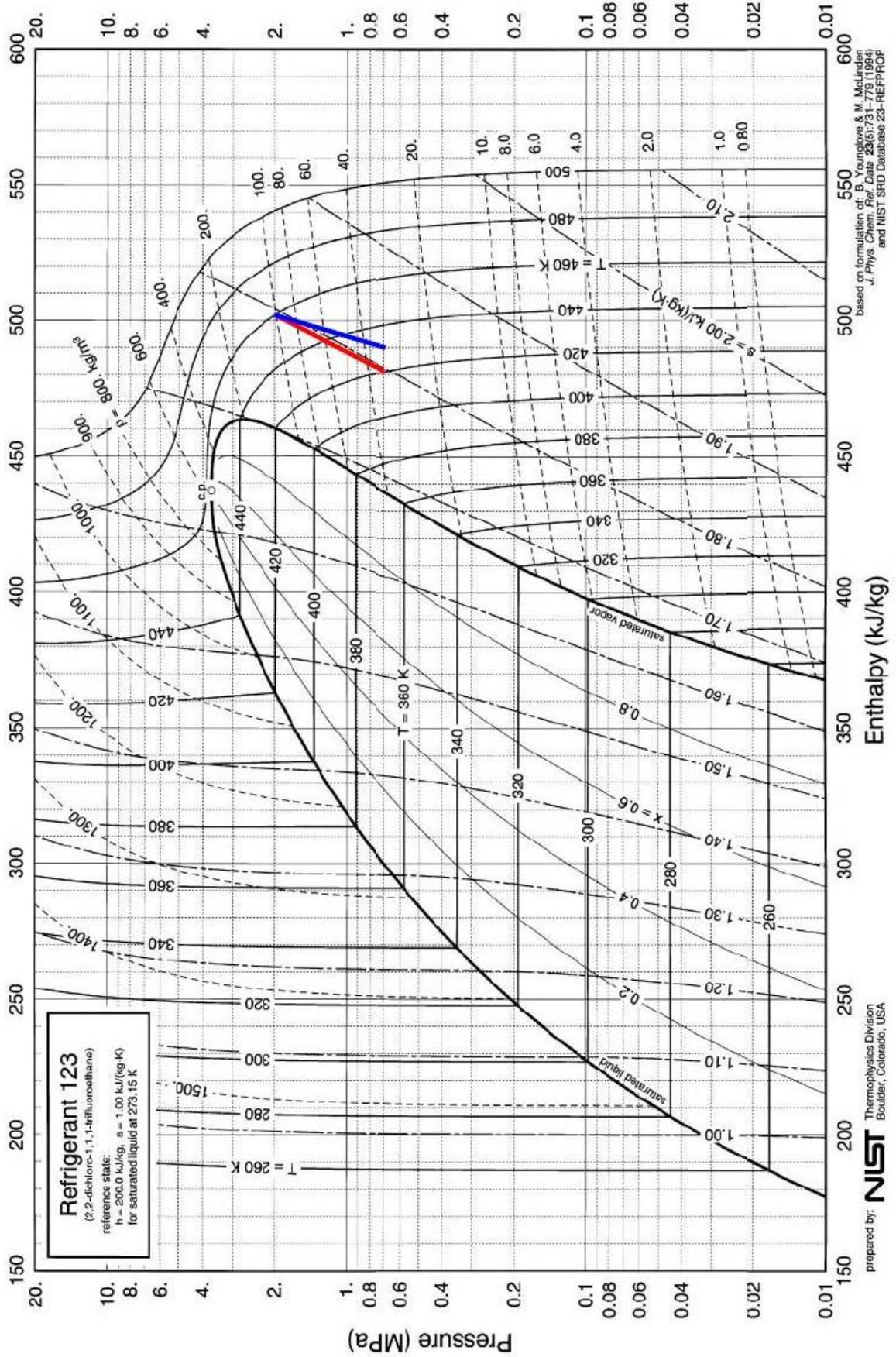


Figura 39 – Diagrama $P - h$ para o processo de expansão do R123.

Fonte: NIST

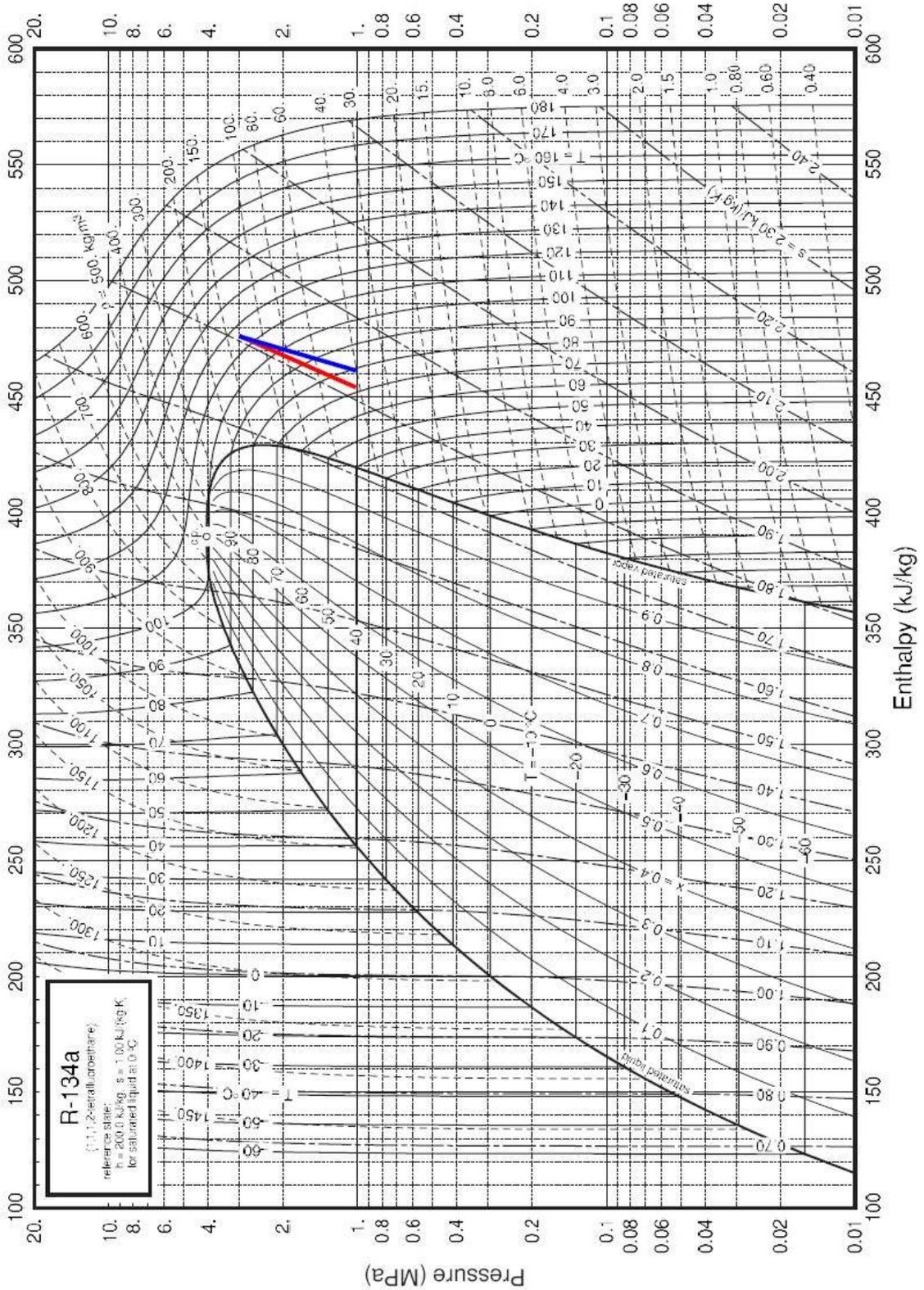


Figura 40 – Diagrama $P - h$ para o processo de expansão do R134a.

Fonte: NIST

A Figura 41 ilustra o processo de expansão do R141b. Nota-se que a expansão começa desde $P_{0ev} = 1000 \text{ kPa}$ e $T_{0ev} = 403,15 \text{ K}$ até $P_{03} = 310 \text{ kPa}$, $T_{03s} = 361,125 \text{ K}$ e $T_{03} = 370,895 \text{ K}$

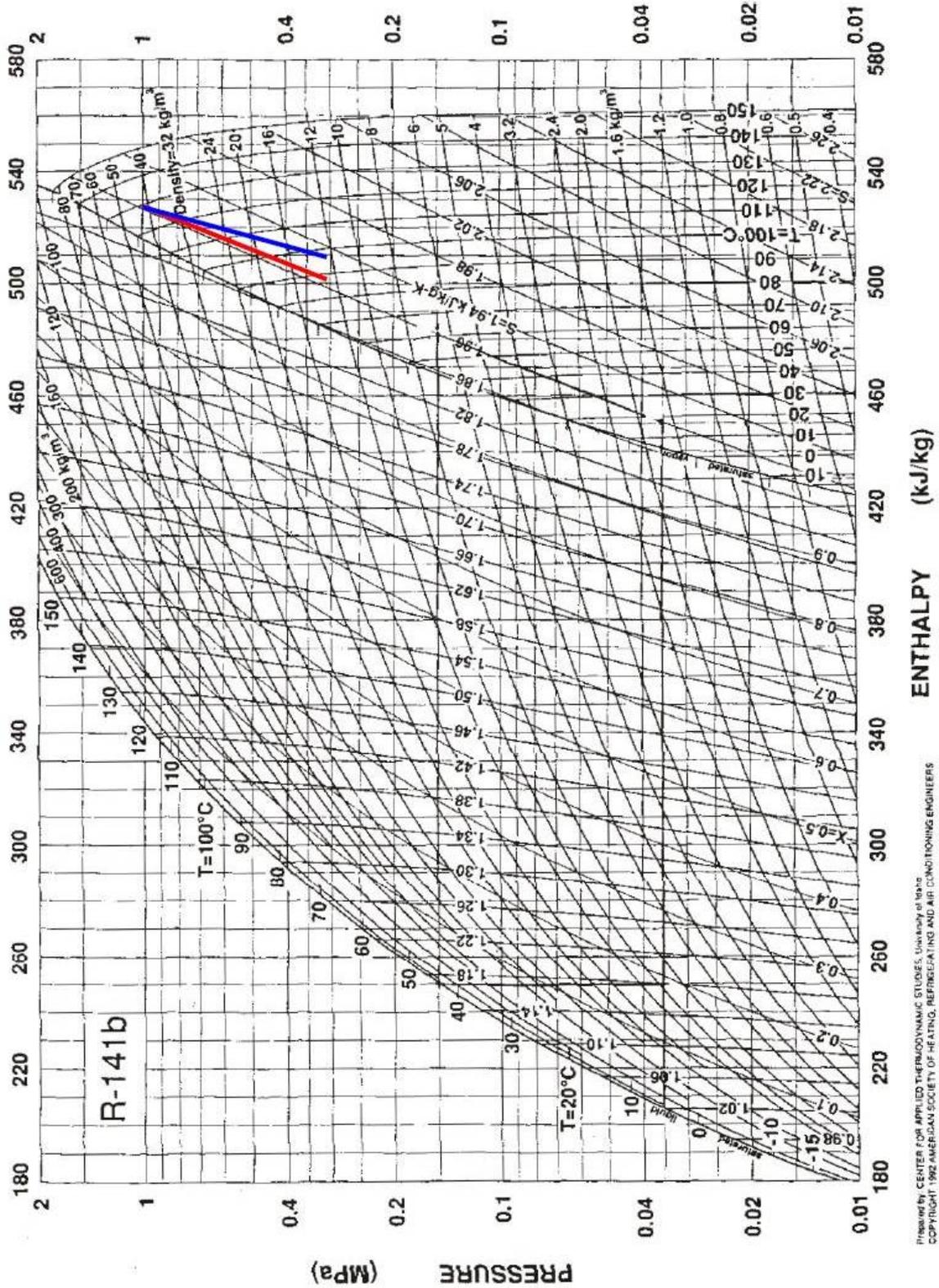


Figura 41 – Diagrama $P - h$ para o processo de expansão do R141b.

Fonte: NIST

A Figura 42 ilustra o processo de expansão do R152a. Nota-se que a expansão começa desde $P_{0ev} = 2000 \text{ kPa}$ e $T_{0ev} = 373,15 \text{ K}$ até $P_{03} = 590 \text{ kPa}$, $T_{03s} = 317,781 \text{ K}$ e $T_{03} = 329,88 \text{ K}$

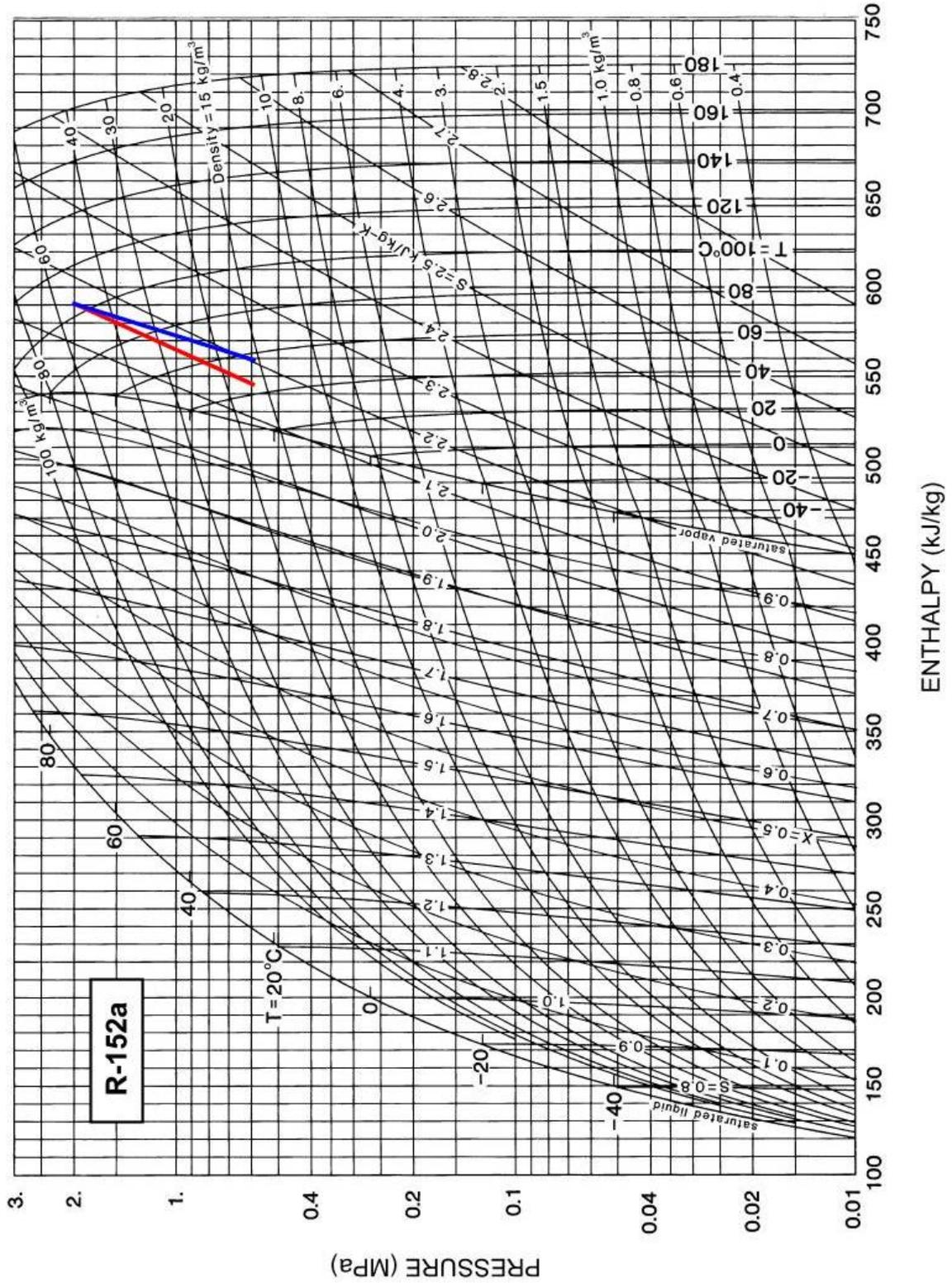


Figura 42 – Diagrama $P - h$ para o processo de expansão do R152a.

Fonte: NIST

As Tabelas 11, 12, 13 e 14 também diferenciam as propriedades de estagnação ($0ev, 0sv, 00, 01, 02, 03$) das propriedades estáticas ($ev, sv, 0, 1, 2, 3$), assim como o estado isobárico na linha de expansão isentrópica ($0ev, 03s$)

Tabela 11 – Propriedades termodinâmicas do R123.

Comp.	Setor	T (K)	P (kPa)	ρ (kg/m ³)	h (kJ/kg)	z	a (m/s)
Voluta	<i>0ev</i>	460	2000	101,390	238,334	0,788	131,838
	<i>ev</i>	459,900	1995,491	101,132	238,288	0,789	--
	<i>0sv</i>	459,796	1980	100,144	238,344	0,790	132,147
	<i>sv</i>	459,348	1964,319	99,294	238,135	0,792	--
Bocal	<i>00</i>	459,583	1960	98,908	238,344	0,793	132,451
	<i>0</i>	459,067	1935,527	97,56	238,092	0,794	--
	<i>01</i>	459,425	1940	97,821	238,344	0,794	132,727
	<i>1</i>	447,232	1433,68	70,072	232,591	0,841	--
Rotor radial	<i>02</i>	459,147	1920	96,458	238,344	0,797	133,053
	<i>2</i>	444,151	1312	63,726	231,208	0,853	--
	<i>03</i>	429,429	700	32,677	223,345	0,917	146,468
	<i>3</i>	427,760	664,507	31,023	222,25	0,921	--
	<i>03_s</i>	421,565	700	--	216,767	--	--

Tabela 12 – Propriedades termodinâmicas do R134a.

Comp.	Setor	T (K)	P (kPa)	ρ (kg/m ³)	h (kJ/kg)	z	a (m/s)
Voluta	<i>0ev</i>	388,15	3000	130,406	222,601	0,7273	0,07201
	<i>ev</i>	388,038	2993,557	130,089	222,549	0,7277	--
	<i>0sv</i>	387,8556	2970	128,7396	222,6112	0,729	141,846
	<i>sv</i>	387,3536	2946,7114	127,6812	222,3753	0,7299	--
Bocal	<i>00</i>	387,553	2940	127,088	222,611	0,7325	142,203
	<i>0</i>	386,976	2904,716	125,391	222,327	0,7346	--
	<i>01</i>	387,356	2910	125,753	222,611	0,7331	142,516
	<i>1</i>	373,815	2177	90,818	216,156	0,7870	--
Rotor radial	<i>02</i>	386,9426	2880	123,818	222,601	0,7377	0,8907
	<i>2</i>	370,0914	1986,426	82,1422	214,498	0,8019	--
	<i>03</i>	353,0406	1075	42,2656	205,559	0,8841	159,6813
	<i>3</i>	351,2637	1025,847	40,3551	204,3139	0,8881	--
	<i>03_s</i>	345,2939	1075	--	197,8625	--	--

Tabela 13 – Propriedades termodinâmicas do R141b.

Comp.	Setor	T (K)	P (kPa)	ρ (kg/m ³)	h (kJ/kg)	z	a (m/s)
Voluta	<i>0ev</i>	403,15	1000	40,837	218,914	0,8544	153,381
	<i>ev</i>	403,041	997,385	40,726	218,848	0,8547	--
	<i>0sv</i>	403,016	990	40,370	218,924	0,855	153,607
	<i>sv</i>	402,539	981,025	40,007	218,631	0,856	--
Bocal	<i>00</i>	402,873	980	39,907	218,924	0,8574	153,8292
	<i>0</i>	402,323	966,183	39,339	218,575	0,8587	--
	<i>01</i>	402,758	970	39,474	218,924	0,8582	154,042
	<i>1</i>	389,799	692,465	27,991	210,893	0,8927	--
Rotor radial	<i>02</i>	402,576	960	38,985	218,914	0,0387	154,267
	<i>2</i>	387,095	638,673	25,795	209,279	0,8604	--
	<i>03</i>	370,895	310	12,410	198,648	0,947	161,792
	<i>3</i>	368,927	292,465	11,742	197,168	0,949	--
	<i>03_s</i>	361,125	310	--	190,170	--	--

Tabela 14 – Propriedades termodinâmicas do R152a.

Comp.	Setor	T (K)	P (kPa)	ρ (kg/m ³)	h (kJ/kg)	z	a (m/s)
Voluta	<i>0ev</i>	373,150	2000	52,697	267,981	0,8080	192,278
	<i>ev</i>	373,009	1994,668	52,554	267,877	0,8083	--
	<i>0sv</i>	372,920	1980	52,082	267,991	0,8098	192,585
	<i>sv</i>	372,306	1961,558	51,620	267,534	0,810	--
Bocal	<i>00</i>	372,683	1960	51,472	267,991	0,8117	192,888
	<i>0</i>	371,975	1932,484	50,745	267,452	0,8133	--
	<i>01</i>	372,503	1940	50,922	267,991	0,812	193,177
	<i>1</i>	355,683	1377,754	36,082	255,359	0,852	--
Rotor radial	<i>02</i>	372,203	1920	50,259	267,981	0,815	193,490
	<i>2</i>	351,967	1264,030	33,107	252,710	0,861	--
	<i>03</i>	329,880	590	15,340	221,988	0,926	203,378
	<i>3</i>	327,366	559,290	14,614	220,030	0,928	--
	<i>03_s</i>	317,781	590	--	235,859	--	--

5.4 ANÁLISE UNIDIMENSIONAL DA TURBINA RADIAL

A avaliação de cada um dos componentes de cada turbina radial foi realizada mediante o comparativo entre suas dimensões, as características de desempenho e os limites aerodinâmicos e construtivos para este tipo de turbina.

As Tabelas 15, 16, 17 e 18 apresentam o dimensionamento de cada turbina radial para o R123, R134a, R141b e R152a respectivamente, mediante o uso do programa de cálculo unidimensional “*TurbinaDP-RG*”. As tabelas antes citadas também apresentam:

- A geometria de cada componente nos seus setores de análise.
- Todos os elementos que conformam os triângulos de velocidades na entrada e saída de cada dispositivo.
- Números de Mach absolutos e relativos.

A vazão mássica em todos os casos de estudo foi de 10 kg/s e a espessura da pá do rotor radial, assim como da palheta do bocal foi considerada constante, sendo, $t_r = t_b = 1$ mm.

Tabela 15 – Turbina radial operando com o refrigerante R123.

	Voluta		Bocal		Rotor radial			Unidade
	<i>ev</i>	<i>sv</i>	<i>0</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3h</i>	<i>3s</i>	
r	187,3877	107,214	100,2002	83,5	75,3278	11,3715	47,480	mm
r_{cl}	--	--	--	--	12,9658			mm
b	--			12,831		36,1086		mm
A	0,01002	0,0086	0,0080	0,0067	0,0060	0,0068		m ²
C_r	--		41,2909			57,2796		mm
L_Z	--		--			40,6787		mm
Z_b	--		17			15		--
β	--	--	--	--	-25	-22,529	-60	(°)
α	0	55,2493	54,7752	78,6009	77,5	0		(°)
C	9,6093	20,4408	21,9988	107,2621	119,383	46,8		m/s
W	--	--	--	--	28,510	93,6		m/s
U	--	--	--	--	128,602	81,06		m/s
C_m	9,6093	11,6514	12,6886	21,1995	25,839	46,8		m/s
C_θ	--	16,7950	17,9707	105,1463	116,553	0		m/s
W_θ	--	--	--	--	12,049	81,06		m/s
M₀	0,0728	0,0728	0,166	0,808	0,897	0,3195		--
N_{rpm}	--	--	--	--	16302,94727			rpm
w_{esp}				14,98914				kJ/kg
\dot{W}_{esp}				149,89137				kW

Tabela 16 – Turbina radial operando com o refrigerante R134a.

	Voluta		Bocal		Rotor radial			Unidade
	<i>ev</i>	<i>sv</i>	<i>0</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3h</i>	<i>3s</i>	
r	160,147	91,3684	85,391	71,1592	63,783	9,628	40,2037	mm
r_{cl}	--	--	--	--	10,978			mm
b	--			11,0252		30,574		mm
A	0,0075	0,0063	0,0059	0,0049	0,0044	0,0049		m ²
C_r	--		35,241			48,549		mm
L_Z	--		--			34,6052		mm
Z_b	--		17			15		--
β	--	--	--	--	-25	-22,529	-60	(°)
α	0	55,2793	54,792	78,661	77,5	0		(°)
C	10,1876	21,7248	23,384	113,615	127,296	49,902		m/s
W	--	--	--	--	30,4003	99,804		m/s
U	--	--	--	--	137,127	86,4331		m/s
C_m	10,1876	12,3739	13,481	22,337	27,5521	49,902		m/s
C_θ	--	17,8564	19,106	111,398	124,279	0		m/s
W_θ	--	--	--	--	12,847	86,433		m/s
M₀	0,0720	0,0720	0,1644	0,7972	0,8907	0,3125		--
N_{rpm}	--	--	--	--	20529,830			rpm
w_{esp}				17,0421				kJ/kg
\dot{W}_{esp}				170,421				kW

Tabela 17 – Turbina radial operando com o refrigerante R141b.

	Voluta		Bocal		Rotor radial			Unidade
	<i>ev</i>	<i>sv</i>	<i>0</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3h</i>	<i>3s</i>	
r	275,780	159,959	149,495	124,579	114,144	71,947	17,231	mm
r_{cl}	--	--	--	--	19,647			mm
b	--		17,990			54,715		mm
A	0,0212	0,0180	0,0169	0,0140	0,0129	0,015		m ²
C_r	--		61,380			86,363		mm
L_Z	--		--			60,188		mm
Z_b	--		17			15		--
β	--	--	--	--	-25	-22,529	-60	(°)
α	0	55,186	54,732	78,453	77,5	0		(°)
C	11,530	19,879	26,053	126,739	138,815	54,417		m/s
W	--	--	--	--	33,151	108,835		m/s
U	--	--	--	--	149,535	94,254		m/s
C_m	11,530	13,823	15,042	25,369	30,045	54,417		m/s
C_θ	--	19,879	21,271	124,174	135,525	0		m/s
W_θ	--	--	--	--	14,010	94,254		m/s
M₀	0,0751	0,0751	0,1693	0,822	0,899	0,336		--
N_{rpm}	--	--	--	--		12510,086		rpm
w_{esp}				20,2658				kJ/kg
\dot{W}_{esp}				202,658				kW

Tabela 18 – Turbina radial operando com o refrigerante R152a.

	Voluta		Bocal		Rotor radial			Unidade
	<i>ev</i>	<i>sv</i>	<i>0</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3h</i>	<i>3s</i>	
r	219,749	127,923	119,554	99,629	90,947	13,729	57,325	mm
r_{cl}	--	--	--	--	15,654			mm
b	--		13,973			43,596		mm
A	0,0131	0,0112	0,010	0,0087	0,0079	0,0099		m ²
C_r	--		49,146			68,705		mm
L_Z	--		--			47,595		mm
Z_b	--		17			15		--
β	--	--	--	--	-25	-22,529	-60	(°)
α	0	55,207	54,746	78,502	77,5	0		(°)
C	14,450	30,226	32,525	158,945	174,765	68,510		m/s
W	--	--	--	--	41,736	137,021		m/s
U	--	--	--	--	188,261	118,663		m/s
C_m	14,450	17,247	18,773	31,682	37,826	68,510		m/s
C_θ	--	24,822	26,560	155,755	170,622	0		m/s
W_θ	--	--	--	--	17,638	118,663		m/s
M₀	0,0751	0,0751	0,168	0,822	0,9032	0,3368		--
N_{rpm}	--	--	--	--		19766,976		rpm
w_{esp}				32,1216				kJ/kg
\dot{W}_{esp}				321,216				kW

A Tabela 19 apresenta as características de desempenho utilizadas na avaliação de cada turbina radial. Em seguida é realizada uma comparação baseada nos limites aerodinâmicos e construtivos para turbinas radiais, porém projetadas e operadas com gases ideais encontrados na literatura. Nota-se que a turbina radial operando com R141b apresentou a maior eficiência total-total, em comparação com a turbina radial operando com R134a.

Tabela 19 - Correlações de desempenho.

	$\frac{U_2}{C_o}$	$\frac{U_2}{C_{OM}}$	$\frac{C_{\theta 2}}{U_2}$	S_w	$\frac{C_{m2}}{U_2}$	$\frac{C_{m3}}{C_{m2}}$	$\frac{r_{3s}}{r_2}$	$\frac{D_{3m}}{D_2}$	$\frac{b_2}{D_2}$	D_{rt}	η_{tt}	η_{ts}
R123	0,604	0,742	0,906	0,062	0,363	1,811	0,630	0,390	0,087	0,597	0,695	0,661
R134a	0,602	0,742	0,906	0,076	0,363	1,811	0,630	0,390	0,089	0,597	0,688	0,658
R141b	0,608	0,742	0,906	0,092	0,363	1,811	0,630	0,390	0,080	0,597	0,705	0,672
R152a	0,607	0,742	0,906	0,119	0,363	1,811	0,630	0,390	0,078	0,597	0,698	0,669

Referente à análise dos resultados obtidos na Tabela 19 tem-se: Rohlik, (1968) recomenda valores de $0,53 \leq U_2/C_o \leq 0,707$; Nishi e Sawada, (1969) utiliza valores entre $0,55 \leq U_2/C_o \leq 0,78$; Rodgers, (2003) usa valores entre $0,65 \leq U_2/C_o \leq 0,75$; Japikse, (2000) sugere valores na faixa de $0,6 \leq U_2/C_o \leq 0,65$; Dixon, (1998) e Gorla e Khan, (2003) sugerem valores entre $0,68 \leq U_2/C_o \leq 0,71$ finalmente McLallin e Hass, (1980) e Gopal e Chandra, (2011) sugerem um valor em torno a 0,707. Nota-se que os valores obtidos para os fluidos de trabalho orgânicos selecionados encontram-se entre $0,602 \leq U_2/C_o \leq 0,608$ para rotores radiais.

Na Tabela 19 são mostrados os limites de operação para a razão de velocidades de $0,7294 \leq U_2/C_{OM} \leq 0,8074$ para $-20^\circ < \beta_2 < -40^\circ$. Nota-se na Tabela 19 que a razão de velocidade U_2/C_{OM} apresenta valores constantes, devido ao fato de que, para todos fluidos de trabalho orgânicos selecionados, o ângulo do escoamento relativo na entrada do rotor radial foi fixado em $\beta_2 = -25^\circ$.

Chen e Baines, (1994) assim como Moustapha et al., (2003) sugerem que a razão de velocidade na entrada do rotor radial deva estar entre $0,9 \leq C_{\theta 2}/U_2 \leq 1$; Logan e Ramendra, (1995) recomenda $C_{\theta 2}/U_2 < 1$ enquanto Boyce, (2006) aconselha que esta razão deva estar em torno de $C_{\theta 2}/U_2 = 0,8$ com o objetivo de obter completa saída axial, evitando assim os efeitos do ângulo de incidência. Nota-se na Tabela 19 que a razão de velocidade $C_{\theta 2}/U_2$ apresenta valores constantes inferiores aos recomendados, pois para todos

fluidos de trabalho orgânicos selecionados o ângulo do escoamento relativo na entrada do rotor radial foi fixado em $\beta_2 = -25^\circ$.

Chen e Baines, (1994) sugerem que o coeficiente de vazão na entrada do rotor radial deva estar entre $0,25 \leq C_{m2}/U_2 \leq 0,38$ enquanto Baskharone, (2006) recomenda valores inferiores a $C_{m2}/U_2 < 0,5$.

Dixon, (1998), Rodgers e Geiser, (1987), Chen e Baines, (1994) e Moustapha et al., (2003) recomendam que o coeficiente de vazão na saída do rotor radial deva encontrar-se na faixa de $0,2 \leq C_{m3}/U_2 \leq 0,3$. O valor obtido encontra-se 17,35% acima do valor máximo recomendado.

Gopal e Chandra, (2011) recomendam que a razão de velocidades meridionais deva estar na faixa de $1 \leq C_{m3}/C_{m2} \leq 1,3$ enquanto que Wood, (1963) recomenda um limite maior de $1 \leq C_{m3}/C_{m2} \leq 1,5$. O valor obtido encontra-se 17,17% acima do valor máximo recomendado.

Rohlik, (1968) recomenda que a razão de raios deva estar entre $0,2 \leq r_{3s}/r_2 \leq 0,7$; Walsh e Fletcher, (2004), Glassman, (1972) e Gopal e Chandra, (2011) utilizam valores inferiores a 0,7; enquanto Aungier (2006) e Balje, (1980) sugerem valores inferiores a 0,78. O valor obtido encontra-se na faixa recomendada pelos autores.

Rohlik, (1968) recomenda que a largura adimensional da pá deva estar na faixa de $0,1 < b_2/D_2 < 0,16$, enquanto Walsh e Fletcher, (2004) sugerem valores de $b_2/D_2 > 0,04$. Os valores obtidos encontram-se entre $0,07 < b_2/D_2 < 0,089$ inferiores aos recomendados pelos autores.

Segundo Watanabe et al., (1970) o grau de reação deve estar na faixa de $0,45 \leq D_{rt} \leq 0,65$. Neste caso, o grau de reação calculado foi de $D_{rt} = 0,597$, o qual esta na faixa típica para este tipo de turbomáquina.

5.4.1 Avaliação do Bocal

A pressão de estagnação através do bocal, nas condições ideais é constante. No entanto acontece uma queda de pressão através dele, devido ao atrito nas paredes e à conservação da quantidade de movimento, sendo a entalpia de estagnação constante.

A palheta do bocal foi considerada de espessura constante, $t_b = 1 \text{ mm}$, visto que Logan e Ramendra, (1995) recomendam este valor $t_b > 0,381 \text{ mm}$ por razões de manufatura.

Walsh e Fletcher, (2004) recomendam usar a razão de raios de $1,35 \leq r_0/r_1 \leq 1,45$. Já Kofskey e Nusbaum, (1972) aconselham que esta razão esteja na faixa de $1,2 \leq r_0/r_1 \leq 1,3$; enquanto Aungier, (2006) sugere uma faixa de operação mais ampla de $1,1 \leq r_0/r_1 \leq 1,7$. Portanto, o valor selecionado de $r_0/r_1 = 1,2$ encontra-se dentro dos limites recomendados.

Walsh e Fletcher, (2004) recomendam o número de Mach na entrada do bocal inferior a $M_{00} \leq 0,2$. Nota-se que os valores obtidos para os fluidos de trabalho orgânicos selecionados encontram-se entre $0,16444 \leq M_{00} \leq 0,16936$, inferiores ao máximo valor recomendado.

Walsh e Fletcher, (2004) recomendam o número de Mach na saída do bocal entre $0,6 \leq M_{00} < 1$, evitando o entupimento. Nota-se que os valores obtidos para os fluidos de trabalho orgânicos selecionados encontra-se entre $0,79721 \leq M_{00} \leq 0,82279$, inferiores ao máximo valor recomendado.

Qiu e Baines, (2007) estimam que o fator de bloqueio no bocal esteja entre $0 \leq (1-B_{fb}) \leq 0,1$. Nota-se que os valores obtidos para os fluidos de trabalho orgânicos selecionados encontra-se entre $0,02125 \leq (1-B_{fb}) \leq 0,03658$, inferiores ao máximo valor recomendado.

Moustapha et al., (2003) sugere valores do coeficiente de perda de pressão de estagnação do bocal entre $0,03 \leq Y_b \leq 0,07$, enquanto Gorla e Khan, (2003) recomendam $0,05 \leq Y_b \leq 0,09$. Nota-se que os valores de $0,03557 \leq Y_b \leq 0,04094$ obtidos pelo programa computacional para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos se encontram dentro dos limites recomendados.

Benson, (1970) recomenda valores do coeficiente de perda de entalpia do bocal entre $0,05 \leq \xi_b \leq 0,15$. Portanto, os valores obtidos para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos de $\xi_b = 0,02041$ se encontra fora dos limites recomendados.

Mizumachi, (1960) recomenda valores do coeficiente de velocidade do bocal entre $0,975 \leq K_b \leq 0,985$. Portanto, os valores obtidos para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos $K_b = 0,98$ se encontra dentro dos limites recomendados.

Referente à razão de raios na região entre o bocal-rotor radial, Zhang et al., (2007) recomendam $1,04 \leq \Delta r_{b-r} \leq 1,08$. Moustapha et al., (2003) aconselham $1,04 \leq \Delta r_{b-r} \leq 1,1$; Mclallin e Hass, (1980) utilizam $1,06 \leq \Delta r_{b-r} \leq 1,1$ e Watanabe et al., (1970) recomendam valores próximos a $\Delta r_{b-r} \approx 2b_1 \cos \alpha_1$. Logan e Ramendra, (1995) sugerem valores inferiores a $\Delta r_{b-r} < 1,05$ e Walsh e Fletcher, (2004) utilizam valores $\Delta r_{b-r} \approx 1,10$. Nota-se que o valor

obtido para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos, entre $1,091 \leq \Delta r_{b-r} \leq 1,115$, se encontra dentro dos limites recomendados.

A variação do ângulo do escoamento absoluto na saída do bocal em função da rotação específica para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos é apresentada na Figura 43. Nota-se que à medida que aumenta a N_{ss} se reduz o α_1 , e para a condição de projeto o α_1 encontra-se 3,421% acima do valor para o ponto de máxima eficiência de turbinas radiais (Tabelas 11, 12, 13 e 14) obtido por Rohlik, (1968) para diferentes valores de rotação específica.

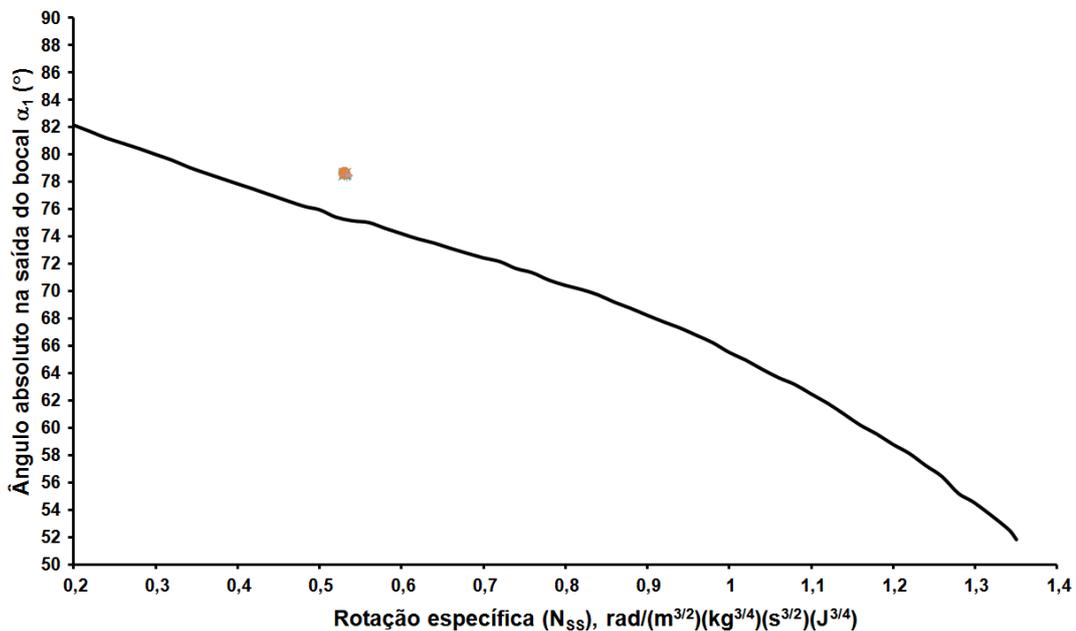


Figura 43 – Ângulo absoluto do escoamento na saída do bocal em função da rotação específica.

Fonte: Rohlik, (1968).

Finalmente, a Figura 44 descreve o número mínimo de palhetas do bocal em função do ângulo do escoamento absoluto na saída do bocal. Nota-se que as condições do ponto de projeto para os diferentes fluidos orgânicos de trabalho estão localizadas abaixo da curva de razão de raios do bocal de $r_0/r_1 = 1,2$ e entre as curvas de $50^\circ \leq \alpha_1 \leq 55^\circ$ confirmando os resultados Z_{bb} , α_1 e α_0 apresentados nas Tabelas 11, 12, 13 e 14.

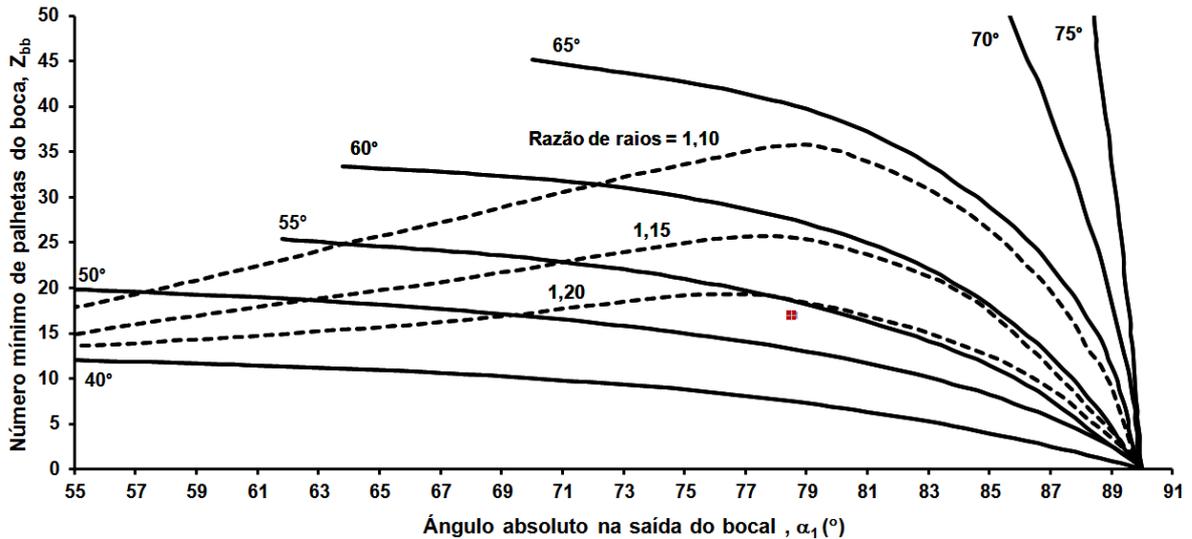


Figura 44 – Número mínimo de palhetas do bocal em função do ângulo do escoamento absoluto na saída do bocal.

Fonte: Moustapha et al., (2003).

5.4.2 Avaliação do Rotor Radial

A avaliação do rotor radial também foi baseada nos limites aerotermodinâmicos e construtivos, assim como nas características e gráficos de desempenho, portanto: segundo Walsh e Fletcher, (2004), o número de Mach absoluto na saída do rotor deve estar entre $0,3 \leq M_{03} < 0,55$. Nota-se que os valores obtidos para os fluidos de trabalho orgânicos selecionados encontram-se entre $0,31251 \leq M_{03} \leq 0,33686$, inferiores ao máximo valor recomendado.

Nishi e Sawada, (1969) sugerem que a razão de raios do rotor radial deva estar entre $0,4 \leq D_{3m}/D_2 \leq 0,6$; Rohlik, (1968) recomenda $0,2 \leq D_{3m}/D_2 \leq 0,6$, enquanto Ajayi e Ojakovo, (2012) aconselham que $D_{3m}/D_2 = 0,65$ com a finalidade de evitar uma curvatura excessiva na carcaça. Portanto, para o ponto de projeto dos fluidos de trabalho orgânicos selecionados, $D_{3m}/D_2 = 0,39064$, o qual se encontra dentro da faixa especificada.

Segundo Walsh e Fletcher, (2004), Rohlik, (1968), Glassman, (1972) e Gopal e Chandra, (2011) a razão de raios da ponta e saída do rotor deve ser inferior a $r_{3h}/r_{3s} < 0,4$ e assim, minimizar a condição de entupimento na entrada do rotor. Logan e Ramendra, (1995) recomendaram $r_{3h}/r_{3s} \leq 0,4$ com a finalidade de diminuir custo e tamanho dos rotores radiais. Portanto, para o ponto de projeto dos fluidos de trabalho orgânicos selecionados, $r_{3h}/r_{3s} = 0,2395$; valor que se encontra dentro da faixa especificada.

Moustapha et al., (2003) recomendam o ângulo do escoamento relativo na entrada do rotor radial deve estar na faixa de $-20^\circ \leq \beta_2 \leq -40^\circ$. Whitfield e Baines, (1990) aconselham valores entre $-26^\circ \leq \beta_2 \leq -32^\circ$ enquanto Nishi e Sawada, (1969) sugerem $-20^\circ \leq \beta_2 \leq -45^\circ$. Observa-se que o valor selecionado de $\beta_2 = -25^\circ$ para os fluidos de trabalho orgânicos selecionados encontra-se dentro da faixa especificada.

Dixon, (1998) recomendam o ângulo do escoamento absoluto na entrada do rotor radial entre $70^\circ \leq \alpha_2 \leq 80^\circ$, Nishi e Sawada, (1969) sugerem $60^\circ \leq \alpha_2 \leq 80^\circ$, enquanto Ajayi e Ojakovo, (2012) aconselham valores entre $67^\circ \leq \alpha_2 \leq 75^\circ$. Nota-se que o valor selecionado de $\alpha_2 = 77,5^\circ$ para os fluidos de trabalho orgânicos selecionados se encontra dentro da faixa especificada.

Whitfield e Baines, (1990) recomendam o ângulo do escoamento relativo na saída do rotor deve estar na faixa de $-55^\circ \leq \beta_3 \leq -75^\circ$, enquanto que Logan e Ramendra, (1995), Moustapha et al., (2003) e Chen e Baines, (1994) sugerem um valor em torno $\beta_3 \approx -60^\circ$ para escoamentos com saída axial.

Logan e Ramendra, (1995) recomendam que $t_r > 0,508 \text{ mm}$ por razões de manufatura. Portanto, o valor escolhido de $t_r = 1 \text{ mm}$ encontra-se dentro do limite recomendado.

Logan e Ramendra, (1995) recomendam que o valor máximo da velocidade tangencial na entrada do rotor radial não deve exceder $U_2 < 670 \text{ m/s}$ enquanto Walsh e Fletcher, (2004) sugerem um valor inferior de $U_2 < 600 \text{ m/s}$, isto com o objetivo de reduzir os esforços estruturais. O valor para U_2 na presente tese para os fluidos de trabalho orgânicos selecionados $128,602 \text{ m/s} \leq U_2 \leq 188,261 \text{ m/s}$ encontram-se dentro da faixa recomendada.

Glassman, (1972) recomenda um ângulo de incidência i_{inc} em torno de -40° , enquanto Dixon, (1998) e Moustapha et al., (2003) sugerem valores na faixa de $-20^\circ < i_{inc} < -40^\circ$ pois valores próximos a -30° causam recirculação na entrada do rotor radial. Portanto, nesta tese, para os fluidos de trabalho orgânicos selecionados, $26,981^\circ \leq i_{inc} \leq -27,783^\circ$ evitando assim a recirculação do escoamento na entrada do rotor

A Figura 45 apresenta a eficiência total-total em função da rotação específica, para diferentes ângulos do escoamento absoluto na saída do bocal. Observa-se na Figura 45 que para cada valor de α_1 tem-se uma área elaborada para diferentes rotações específicas, eficiência total-total e razões de raios (r_{3s}/r_2), sendo que o ponto de máxima eficiência isentrópica esta localizado para $\eta_t = 0,87$ e $N_{ss} = 0,58$. Note-se que a condição do ponto de

projeto para os fluidos de trabalho orgânicos selecionados é 15,588% (10,6°) acima do valor obtido recomendado pelo Rohlik, (1968).

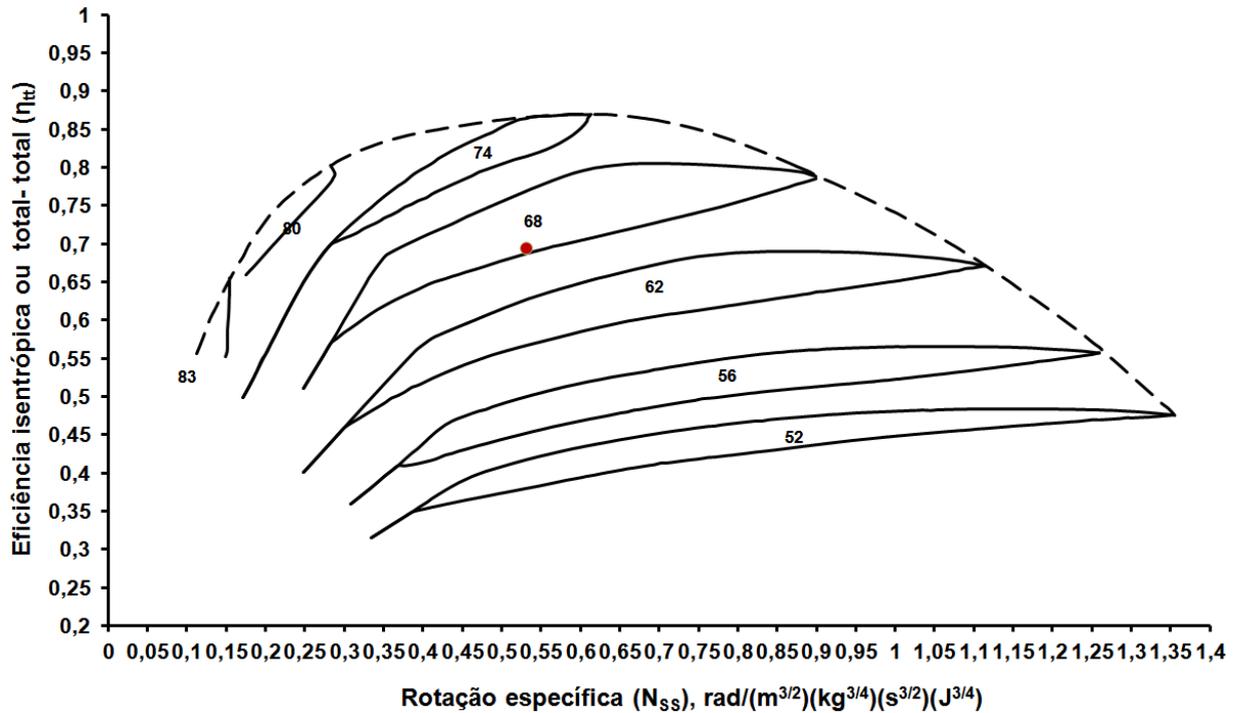


Figura 45 – Eficiência isentrópica em função da rotação específica.

Fonte: Rohlik, (1968).

A Figura 46 mostra o número de pás do rotor radial para as equações de Glassman, Whitfield, Jamieson, Rohlik e Rohlik modificada em função do ângulo do escoamento absoluto na entrada do rotor radial. No projeto deste tipo de rotores é utilizada a menor quantidade de pás para evitar o entupimento na saída e reduzir a superfície de contato com o objetivo de minimizar as perdas por atrito. Nesta tese optou-se pela equação empírica desenvolvida pelo Glassman, (1976), pois este proporciona a menor quantidade de pás, $Z_{br} = 15$.

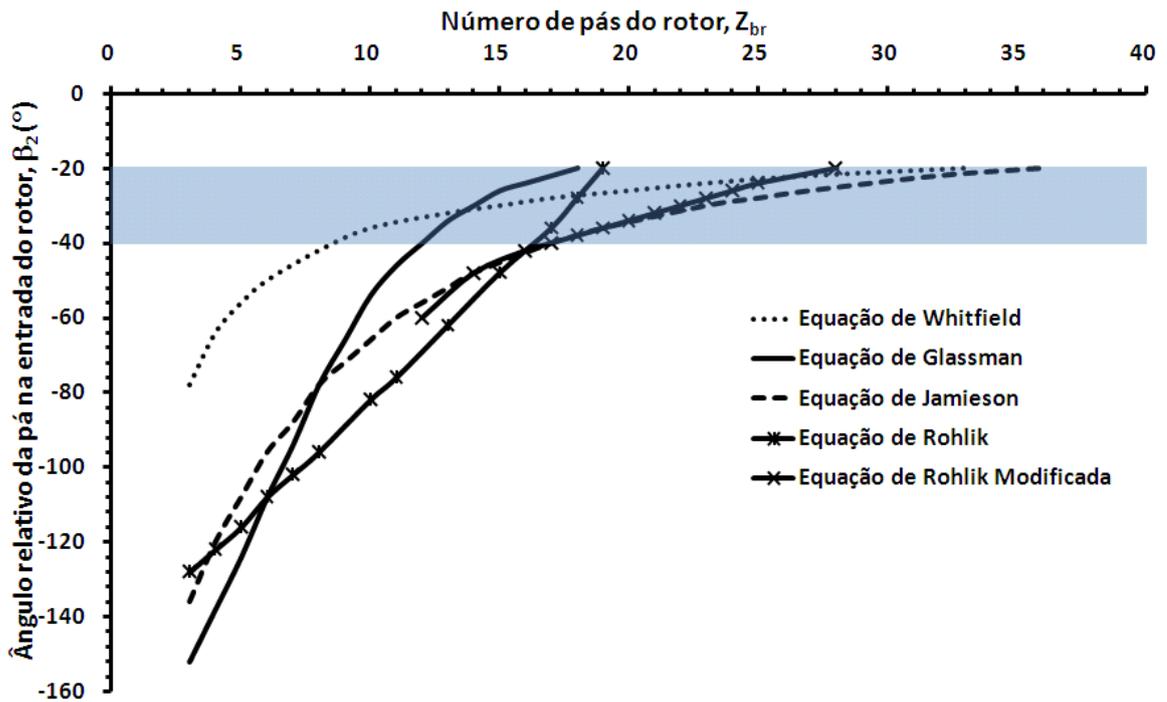


Figura 46 – Número de pás do rotor radial.

Fonte: Whitfield e Baines, (1990).

A Figura 47 mostra a razão de entalpia isentrópica-estática em função do fator de potência do estágio, para diferentes valores de eficiência total-estática. Nota-se um comportamento linear e para um determinado valor fixo de eficiência total-estática, à medida que aumenta o fator de potência do estágio diminui a razão de entalpia isentrópica-estática e portanto a produção de trabalho da turbina.

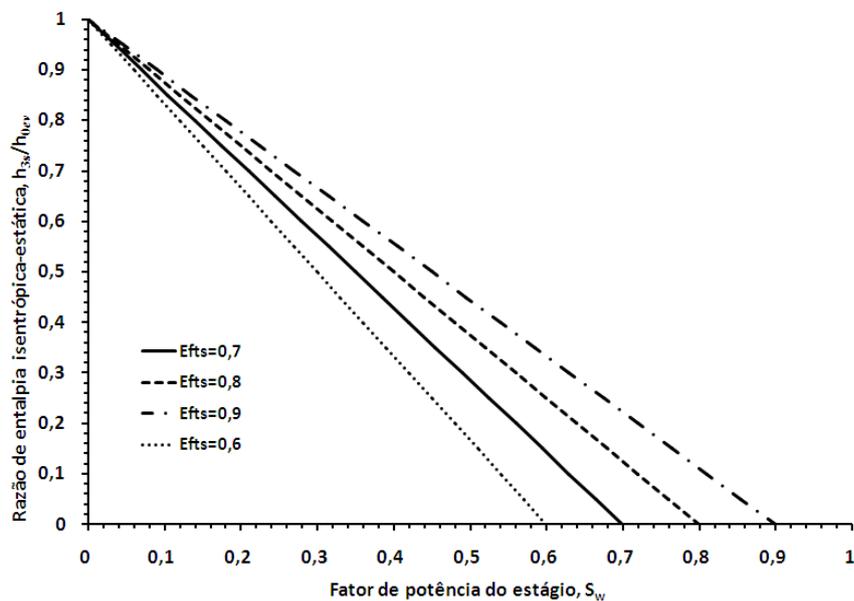


Figura 47 – Razão de expansão total-estática em função do fator de potência do estágio.

A Figura 48 apresenta razão de raios em função da razão da velocidades relativas para diferentes ângulos do escoamento relativo na entrada do rotor radial. Observar-se que os pontos de projetos para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos se encontram entre as curvas de -20° e -30° , confirmando a escolha de $\beta_2 = -25^\circ$.

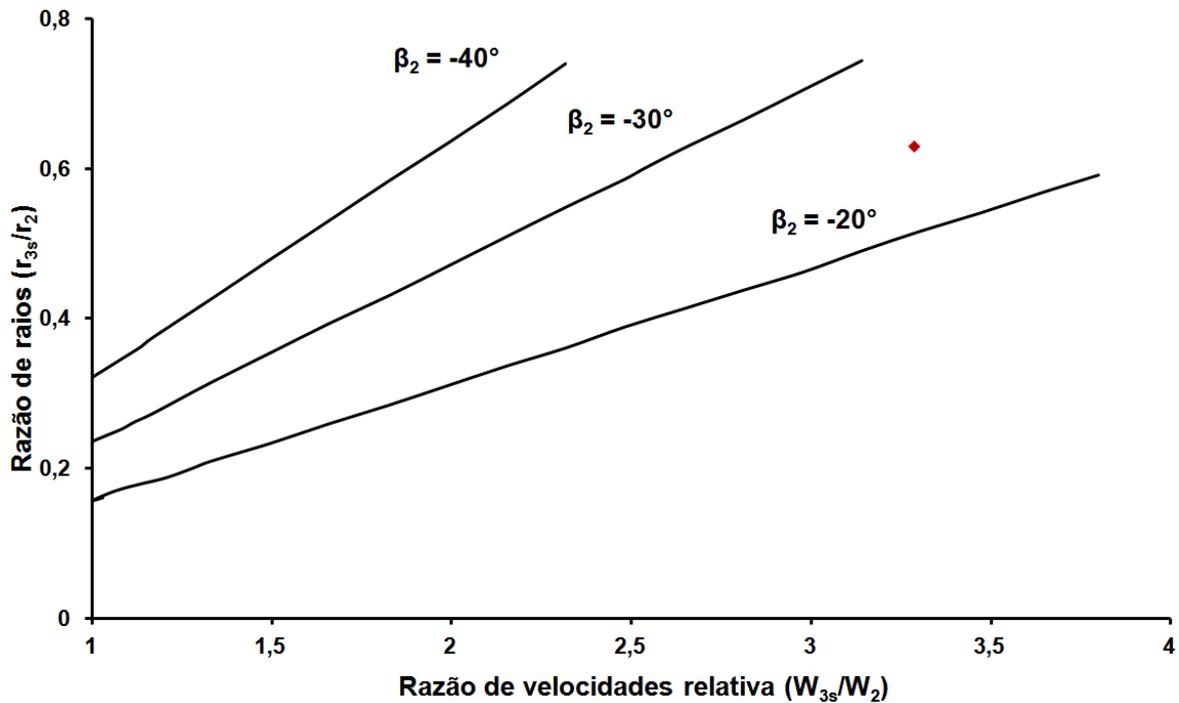


Figura 48 – Razão de raios em função da razão da velocidade relativa.

Fonte: Whitfield e Baines, (1990).

A Figura 49 mostra a largura adimensional da pá em função da rotação específica. Observa-se que à medida que a rotação específica N_{ss} aumenta, também se incrementa a razão b_2/D_2 . Nota-se que os pontos de projetos para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos se encontram $0,78 \leq b_2/D_2 \leq 0,089$.

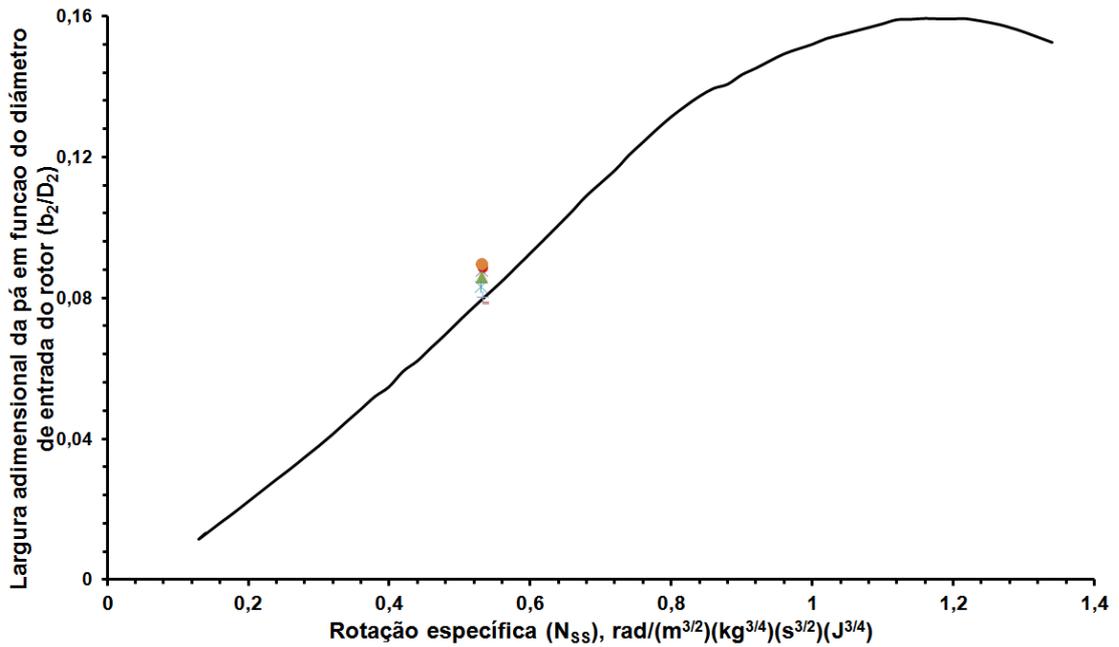


Figura 49 – Variação da largura adimensional da pá em função da rotação específica.

Fonte: Rohlik, (1968).

A Figura 50 apresenta a razão de raios do rotor radial em função da rotação específica. Observa-se que r_{3s}/r_2 aumenta de forma linear até o limite de 0,7 com uma rotação específica máxima de 0,58. Nota-se que os pontos de projetos para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos se encontram na faixa especificada.

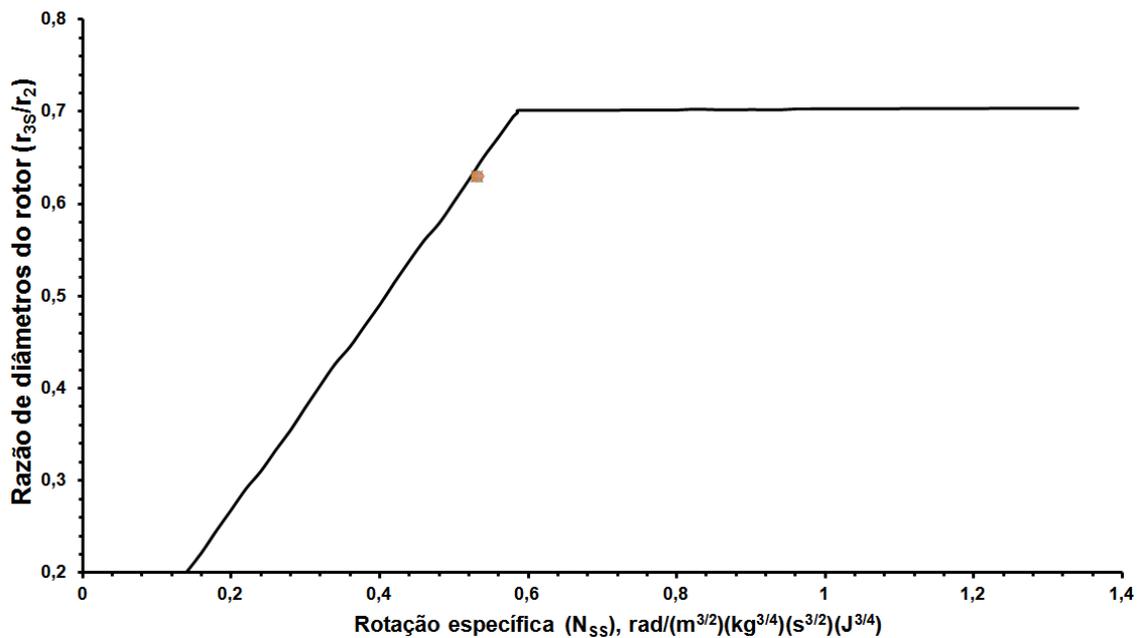


Figura 50 – Raio na ponta e de entrada do rotor em função da rotação específica.

Fonte: Rohlik, (1968).

A Figura 51 mostra a eficiência total-estática do estágio em função da rotação específica para diferentes razões de diâmetros do rotor radial. Nota-se que os pontos de projetos para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos estão localizados entre as curvas de D_{3m}/D_2 de 0,3 e 0,4, conforme o calculado.

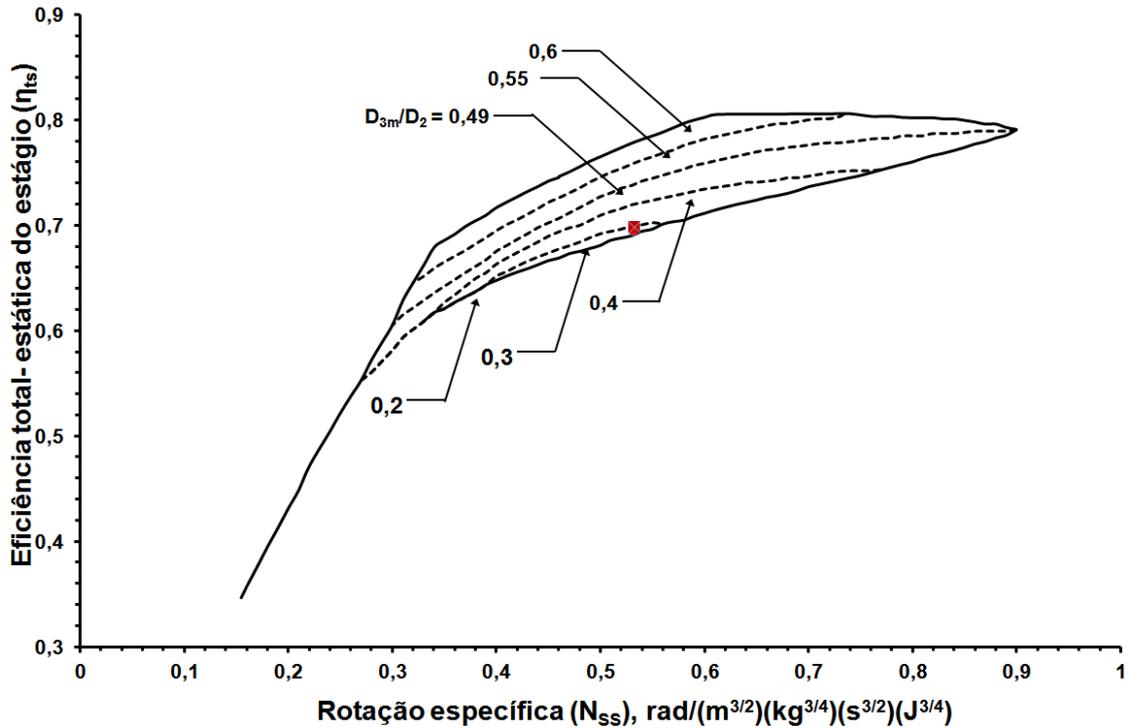


Figura 51 – Eficiência isentrópica total-estática em função da rotação específica.

Fonte: Rohlik, (1968).

A Figura 52 exibe o comparativo entre os planos meridionais das pás dos rotores radiais para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos. Nota-se que o R134a apresentou o menor diâmetro enquanto o R141b resultou ser o rotor com maiores dimensões.

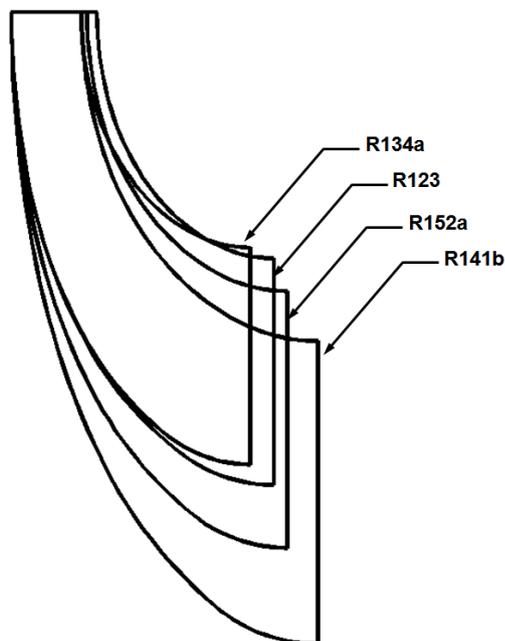


Figura 52 – Comparativo dos plano meridionais.

A Figura 53 apresenta a rotação específica e a razão de velocidades (C_{m3}/U_2) em função da razão de raios (r_{3s}/r_2). Nota-se um comportamento linear e que à medida que aumenta r_{3s}/r_2 , se incrementa a rotação específica, assim como C_{m3}/U_2 ocasionando um incremento no tamanho da turbina.

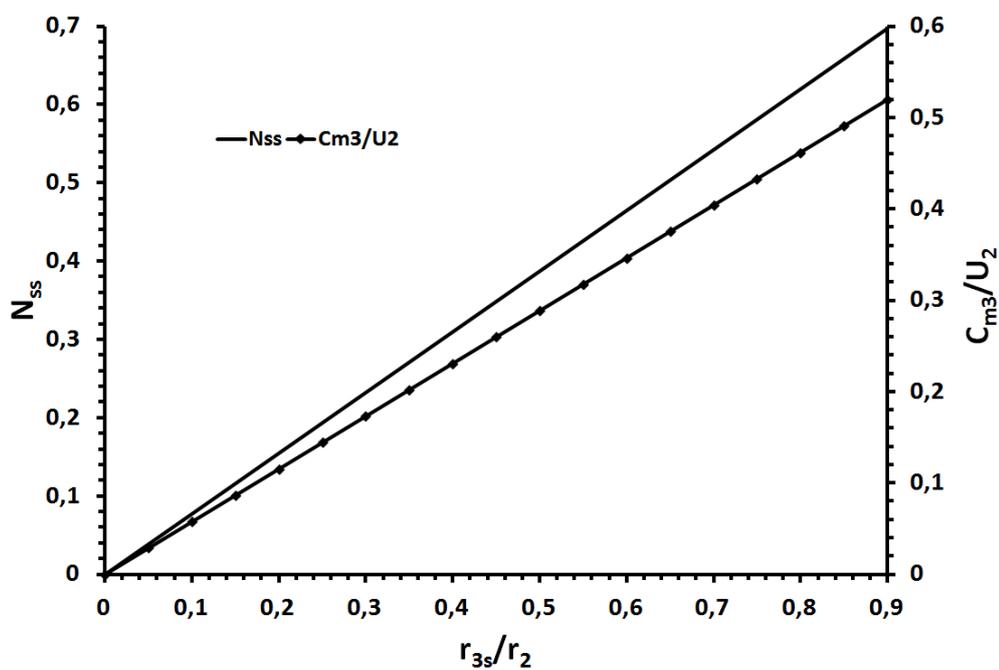
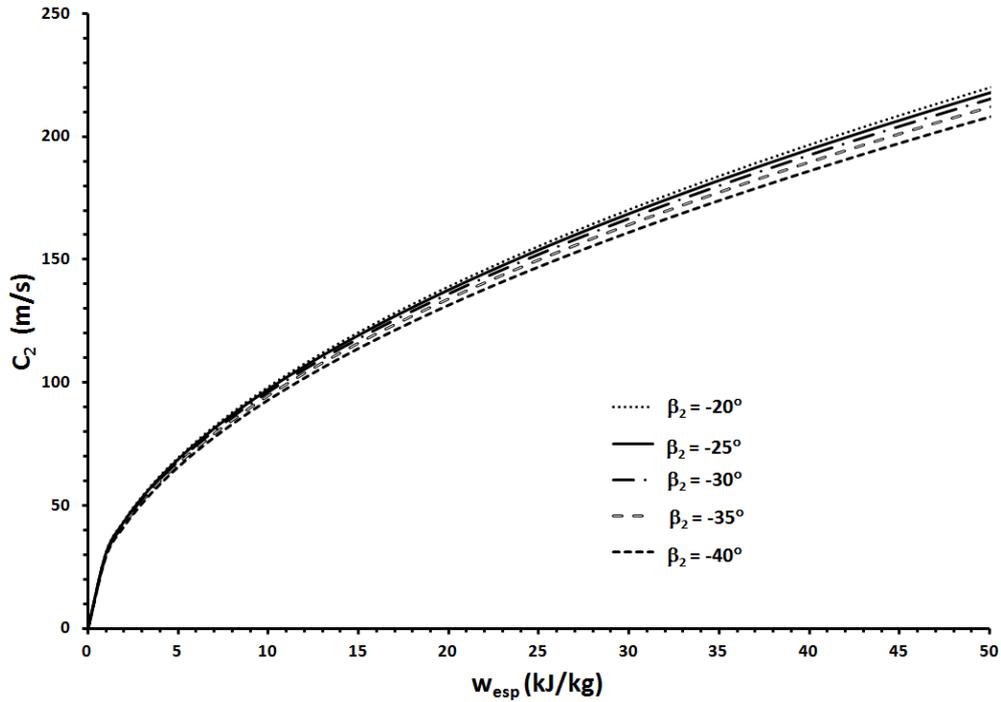
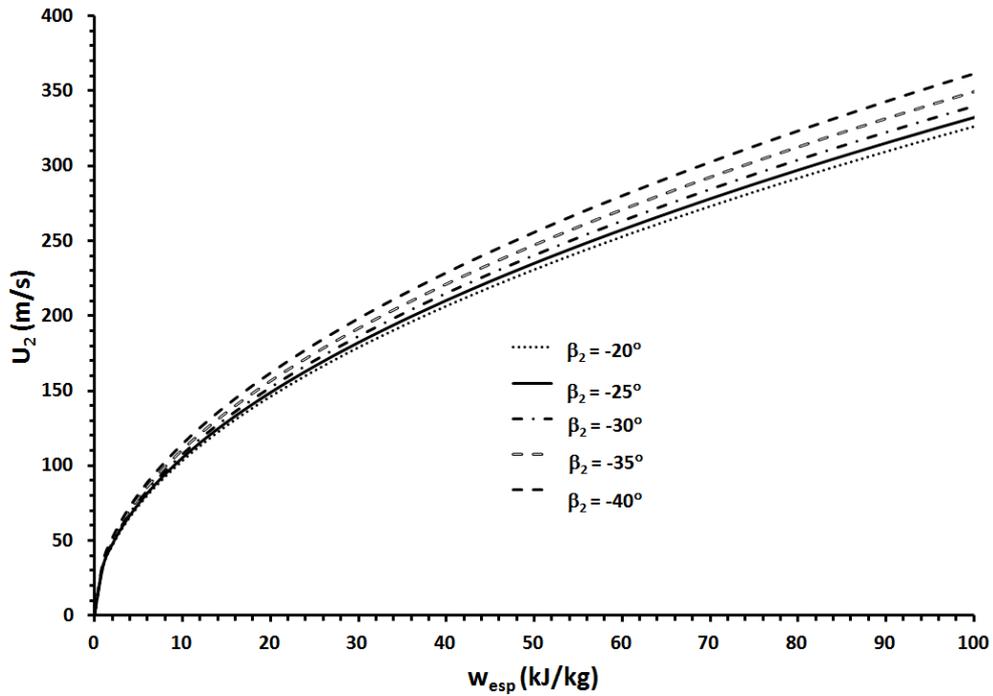


Figura 53 – Rotação específica e razão de velocidades meridionais em função da razão de raios do rotor radial.

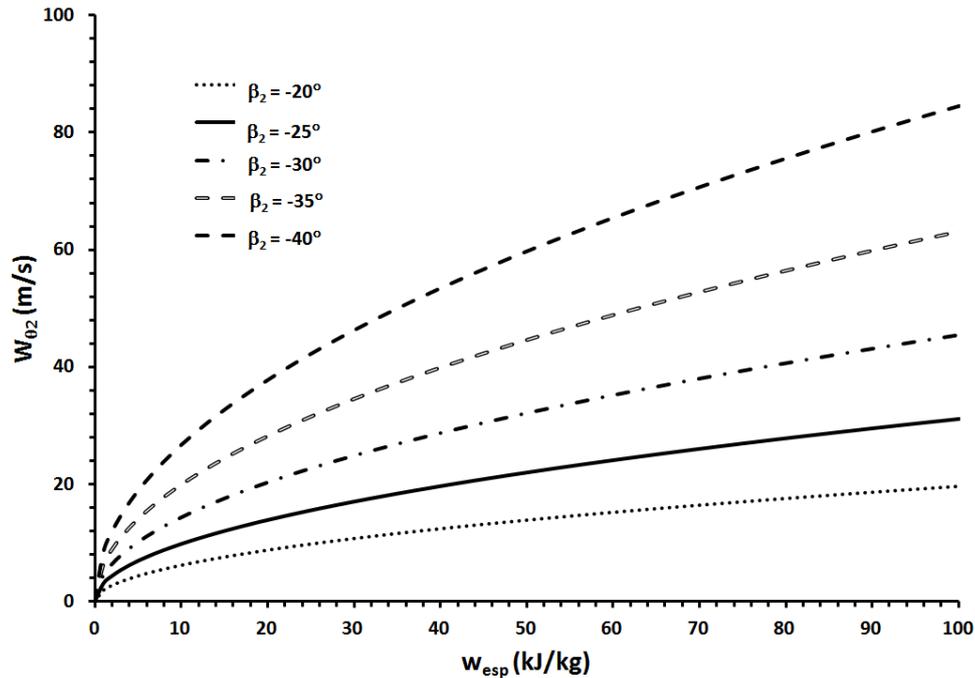
Finalmente, a Figura 54 mostra as componentes do triângulo de velocidades na entrada do rotor radial operado com fluidos orgânicos em função do trabalho específico para diferentes ângulos do escoamento relativo, sendo esta proposta uma forma muito precisa e simples para realizar o projeto preliminar deste tipo de turbomáquina.



a) Velocidade absoluta



b) Velocidade tangencial



c) Velocidade relativa

Figura 54 – Determinação alternativa do triângulo de velocidades de rotores radiais.

5.3.2.1 Impacto das Perdas no Desempenho: Efeitos das Folgas

A estimativa de desempenho do rotor radial é baseada nos modelos de perdas estabelecidos no Capítulo 4 e realizada dentro do ciclo iterativo do programa “*TurbinaDP-RG*” para determinar a eficiência total-total do estágio. O modelo perdas utilizado inclui perdas devido aos seguintes mecanismos principais: incidência, de passagem (de atrito, curvatura e recirculação), a energia de saída e folgas (no topo e na placa traseira).

As folgas no topo e na placa traseira além de depender das considerações geométricas e aerodinâmicas também dependem das características construtivas e das propriedades mecânicas do material, devido a que os esforços térmicos e a dilatação térmica do material do rotor radial influenciam não somente no comportamento nas condições de projeto mas também nas condições fora do ponto de projeto.

Nas Figuras 55 - 58 são apresentados os efeitos da folga no topo na variação da potência da turbina e a eficiência total-total do estágio para diferentes alturas (entre 0 – 1 mm) da folga de topo (Figura 34b) sendo fixadas as condições na entrada e saída, assim como a rotação nominal da turbina. Nota-se nas figuras antes mencionadas (para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos) um comportamento linear e à medida que diminui a folga de topo aumenta a eficiência total-total do estágio e, por conseguinte a potência da turbina devido à redução da vazão mássica nesta interface.

A Figura 55 apresenta a variação da potência e da eficiência total-total do estágio em função da folga no topo para a turbina operando com R123. Para a condição do ponto de projeto, quando $f_{br} = 0,5$ mm a potência da turbina diminui 0,12 kW e a eficiência total-total decresce em torno de 0,05%.

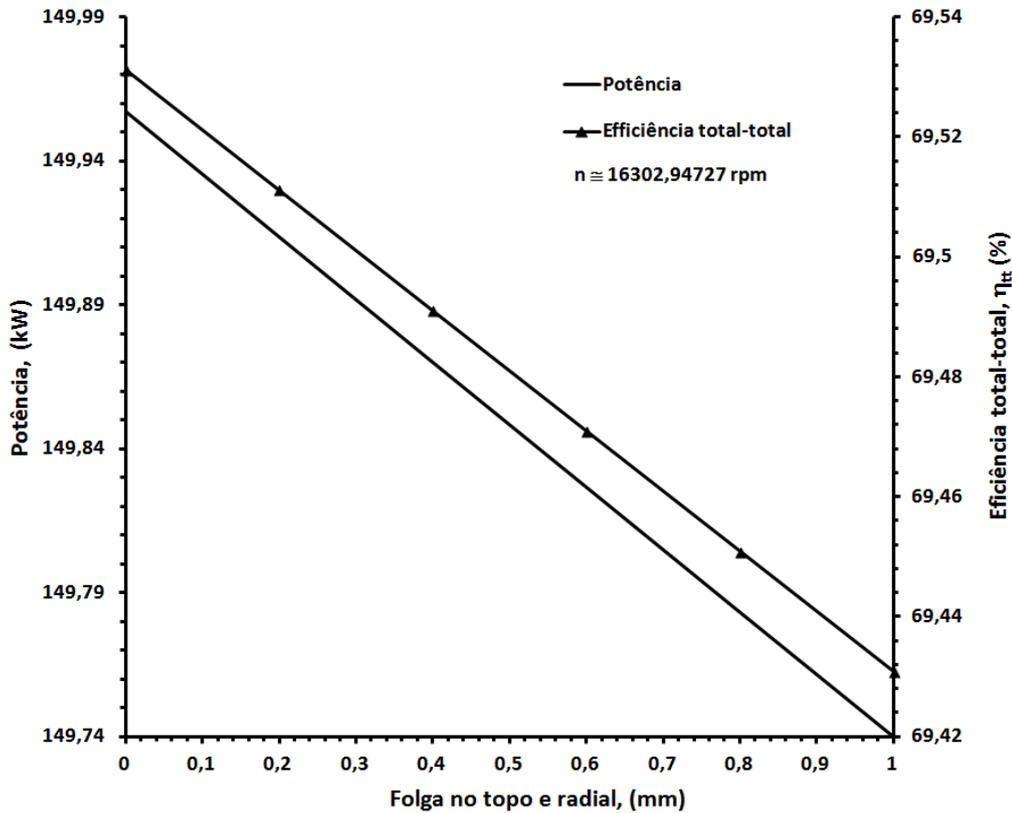


Figura 55 – Efeito da folga no topo e radial para o R123.

A Figura 56 apresenta a variação da potência e da eficiência total-total do estágio em função da folga no topo para a turbina operando com R134a. Para a condição do ponto de projeto, quando $f_{br} = 0,5$ mm a potência da turbina diminui 0,15 kW e a eficiência total-total decresce em torno de 0,04%.

A Figura 57 apresenta a variação da potência e da eficiência total-total do estágio em função da folga no topo para a turbina operando com R141b. Para a condição do ponto de projeto, quando $f_{br} = 0,5$ mm a potência da turbina diminui 0,17 kW e a eficiência total-total decresce em torno de 0,05%.

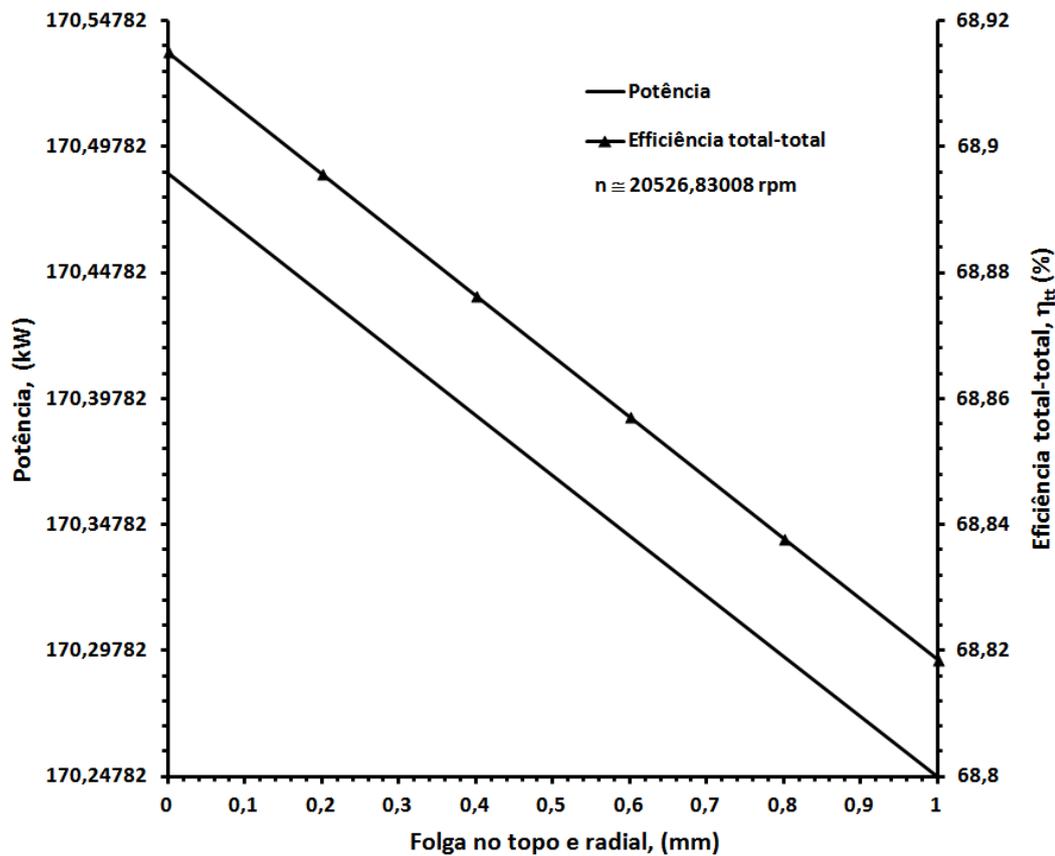


Figura 56 – Efeito da folga no topo e radial para o R134a.

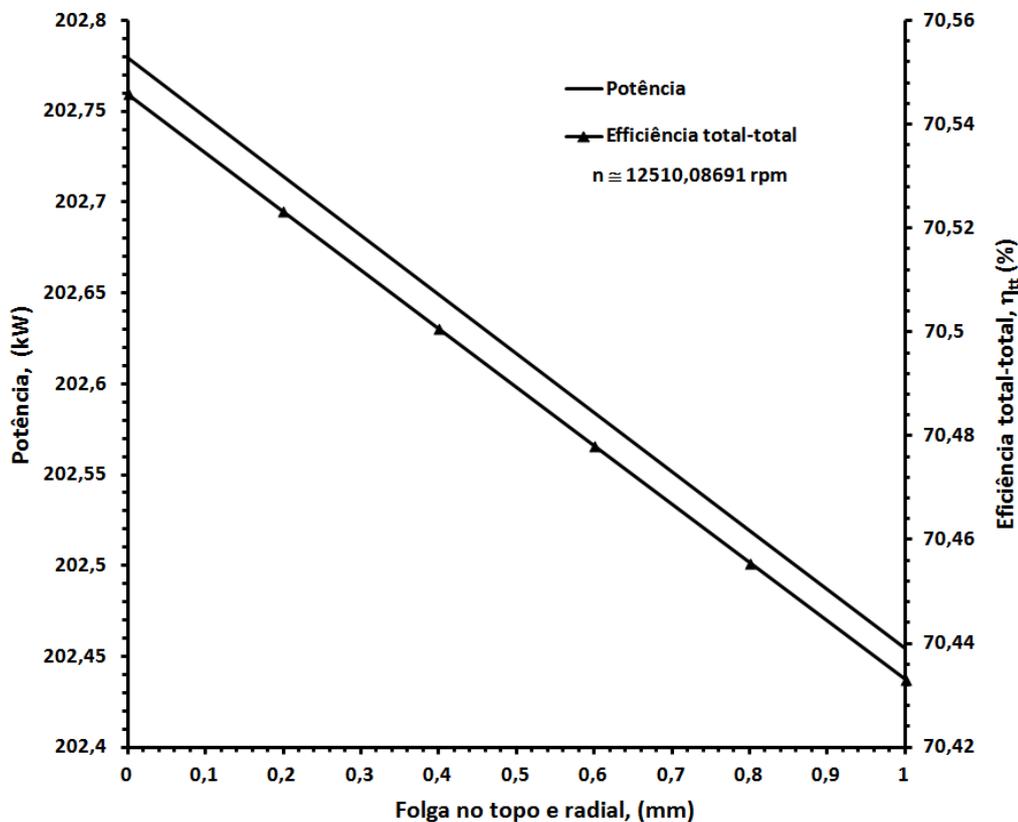


Figura 57 – Efeito da folga no topo e radial para o R141b.

A Figura 58 apresenta a variação da potência e da eficiência total-total do estágio em função da folga no topo para a turbina operando com R152a. Para a condição do ponto de projeto, quando $f_{br} = 0,5$ mm a potência da turbina diminui 0,27 kW e a eficiência total-total decresce em torno de 0,07%.

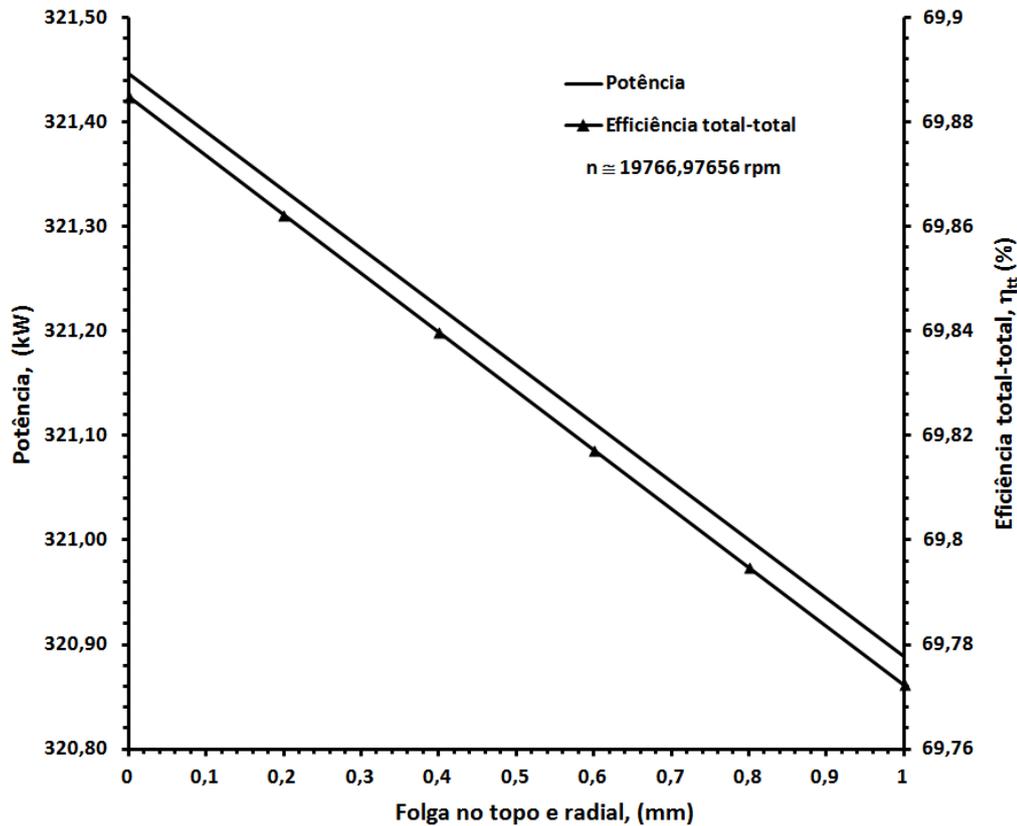


Figura 58 – Efeito da folga no topo e radial para o R152a.

Finalmente, nas Figuras 59 - 62 são apresentados os efeitos da folga na placa traseira na variação da potência da turbina e a eficiência total-total do estágio para diferentes larguras (entre 0 – 1 mm) da folga na placa traseira (Figura 34b) do rotor radial sendo fixadas as condições na entrada e saída, assim como a rotação nominal da turbina. Nota-se nas figuras antes mencionadas (para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos) que à medida que diminui a folga na placa traseira aumenta a eficiência total-total do estágio e, por conseguinte a potência da turbina também devido à implicação da redução da vazão mássica nesta interface. Os efeitos mais notáveis são apreciáveis quando a largura da folga encontra-se entre 0 e 0,4 mm com um desvio na potência da turbina de 1,3 kW.

A Figura 59 ilustra a variação da potência e da eficiência total-total do estágio em função da folga na placa traseira para a turbina operando com R123. Para a condição do ponto

de projeto, quando $f_{dr} = 0,5$ mm a potência da turbina diminui 1,3 kW e a eficiência total-total decresce em torno de 0,6%.

A Figura 60 ilustra o processo de expansão do R134a. Nota-se que a expansão começa desde $P_{0ev} = 3000$ kPa e $T_{0ev} = 388,15$ K até $P_{03} = 1075$ kPa, $T_{03s} = 345,2939$ K e $T_{03} = 353,0406$ K.

A Figura 61 ilustra a variação da potência e da eficiência total-total do estágio em função da folga na placa traseira para a turbina operando com R141b. Para a condição do ponto de projeto, quando $f_{dr} = 0,5$ mm a potência da turbina diminui 1,6 kW e a eficiência total-total decresce em torno de 0,65%.

A Figura 62 ilustra a variação da potência e da eficiência total-total do estágio em função da folga na placa traseira para a turbina operando com R152a. Para a condição do ponto de projeto, quando $f_{dr} = 0,5$ mm a potência da turbina diminui 2,26 kW e a eficiência total-total decresce em torno de 0,62%.

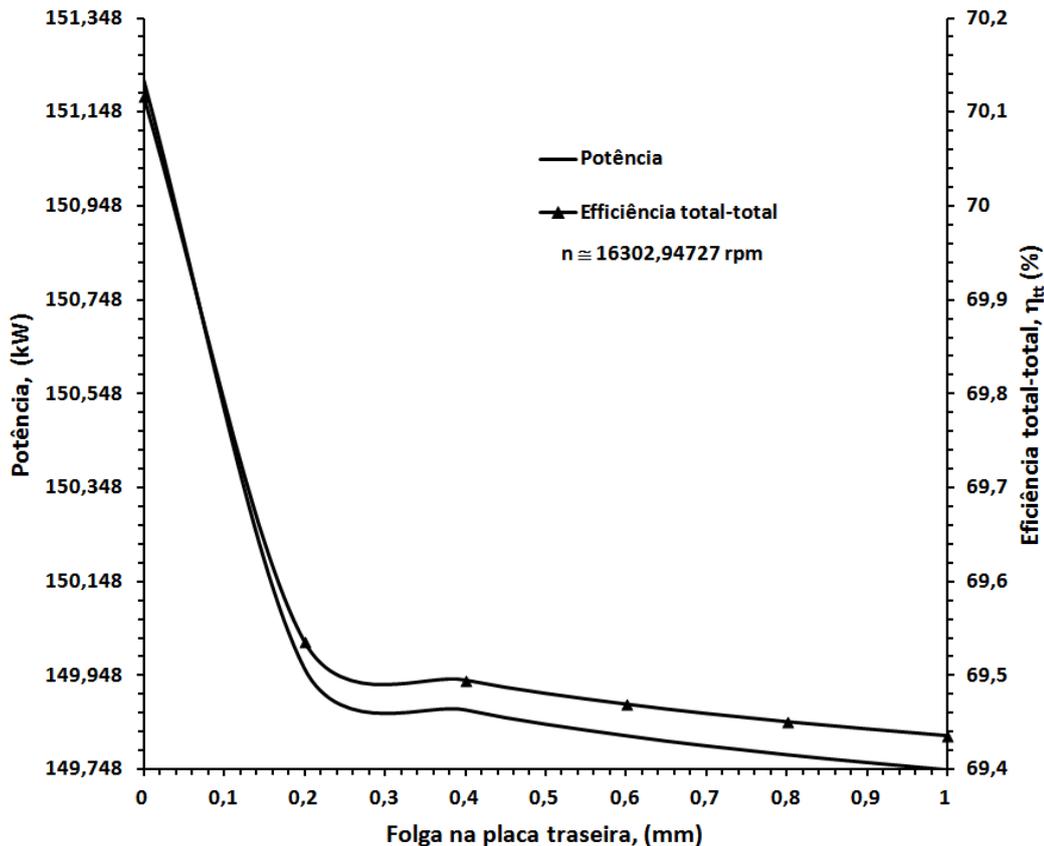


Figura 59 – Efeito da folga na placa traseira para o R123.

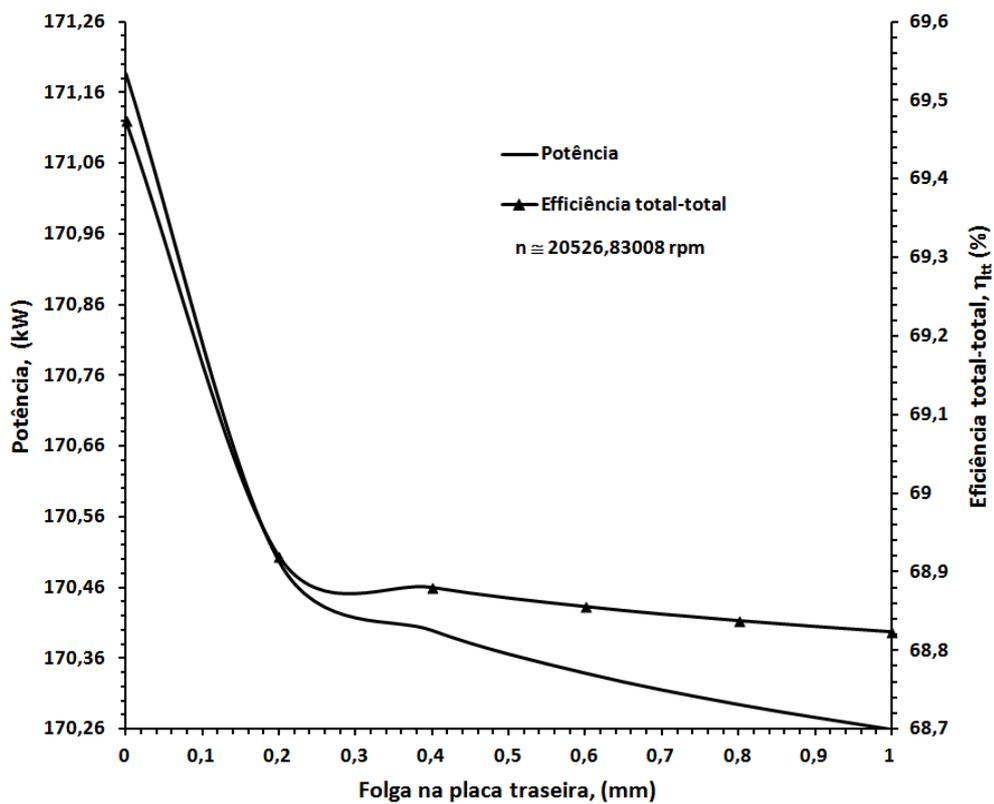


Figura 60 – Efeito da folga na placa traseira para o R134a.

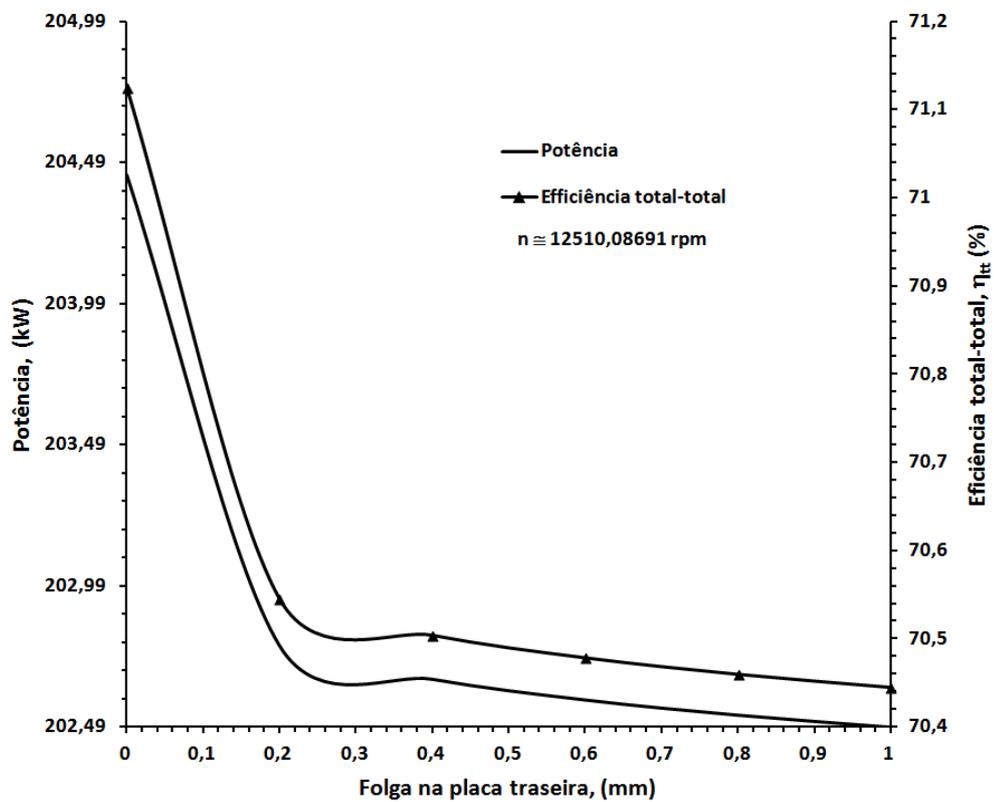


Figura 61 – Efeito da folga na placa traseira para o R141b.

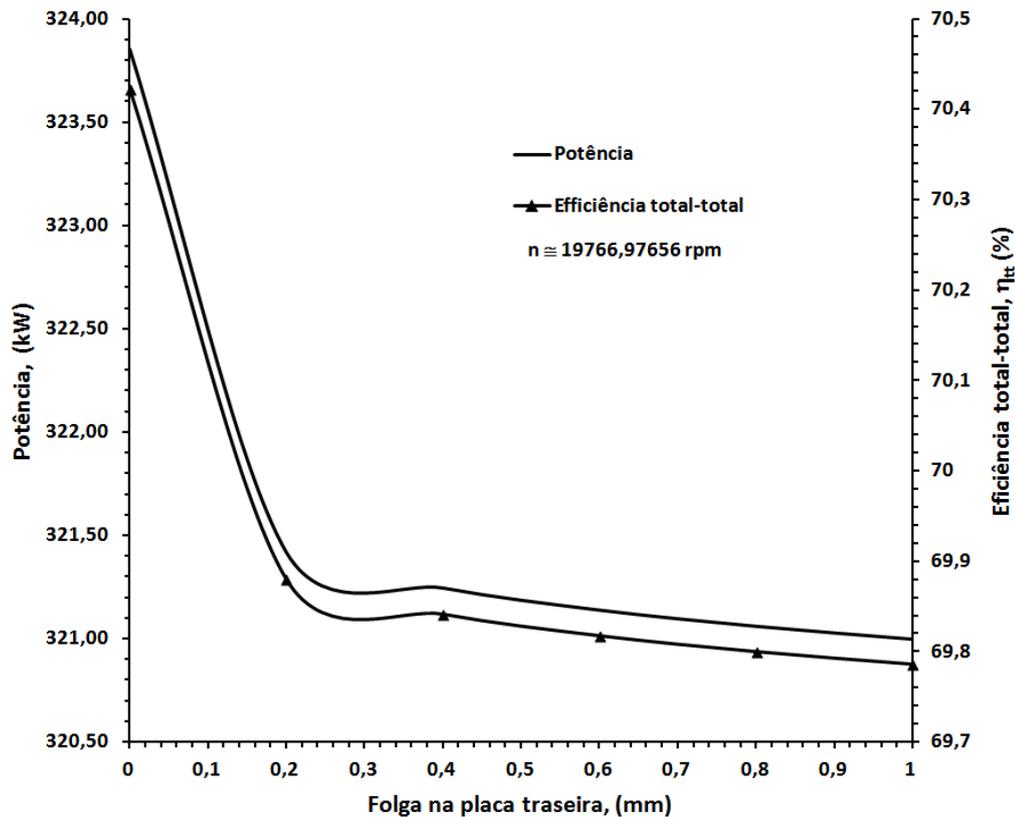


Figura 62 – Efeito da folga na placa traseira para o R152a.

5.4.3 Avaliação da Voluta

A área crítica (ou da garganta) da voluta foi determinada mediante a razão A_i/R_{iv} com o objetivo de prover o ângulo correto do escoamento na saída da voluta.

O fator de atrito, assim como o coeficiente de velocidade, foram considerados constantes em todo o interior da voluta.

Walsh e Fletcher, (2004) recomendam o número de Mach entrada da voluta entre $0,1 \leq M_{ev} \leq 0,25$. Nota-se que os valores obtidos para os fluidos de trabalho orgânicos selecionados encontra-se entre $0,7201 \leq M_{00} \leq 0,07515$ inferiores ao máximo valor recomendado.

Aungier, (2006) sugere que a razão de raios na região entre a voluta-bocal seja de $\Delta r_{v-b} = 1,05$, enquanto que Hassan, (2007) recomenda $\Delta r_{v-b} = 1,07$. Nota-se que o valor selecionado de $\Delta r_{v-b} = 1,07$ encontra-se dentro dos valores recomendados.

Os principais resultados da voluta são apresentados nas Figuras 63 – 66. Portanto, as Figuras 62 e 63 mostram a variação da área da seção de estudo e do raio do centróide de cada

da seção transversal de estudo da voluta em função do ângulo azimute, respectivamente. Nota-se que à medida que diminui o ângulo azimute também diminui a área da seção de estudo quase de forma linear e, por conseguinte, o raio do centróide de cada da seção transversal de estudo.

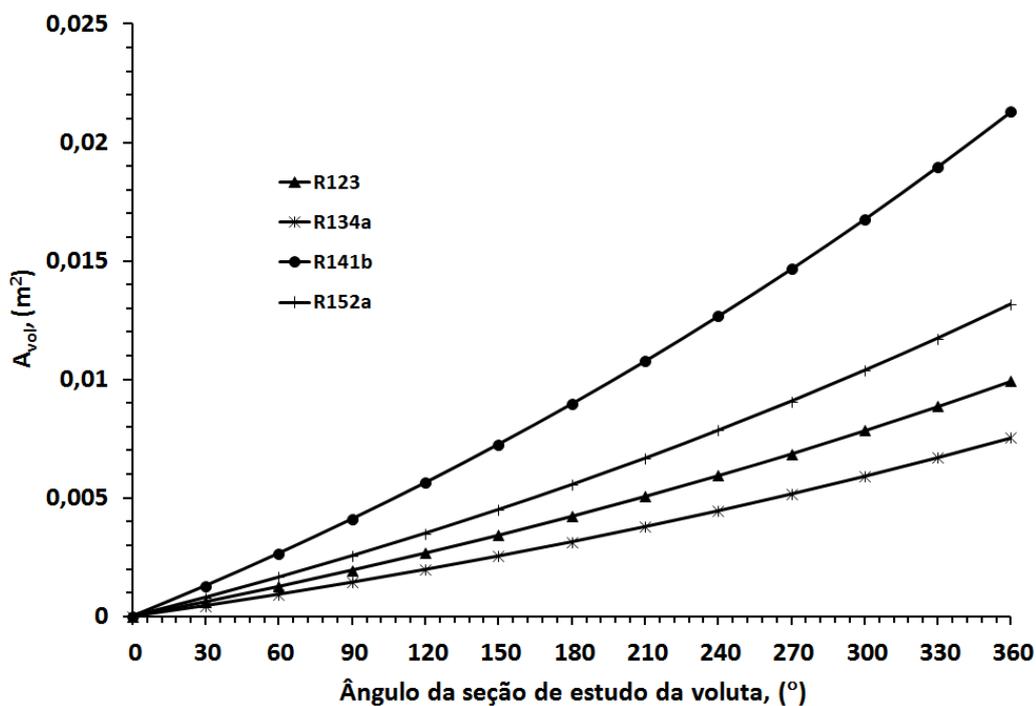


Figura 63 – Área da seção de estudo da voluta em função do ângulo azimute.

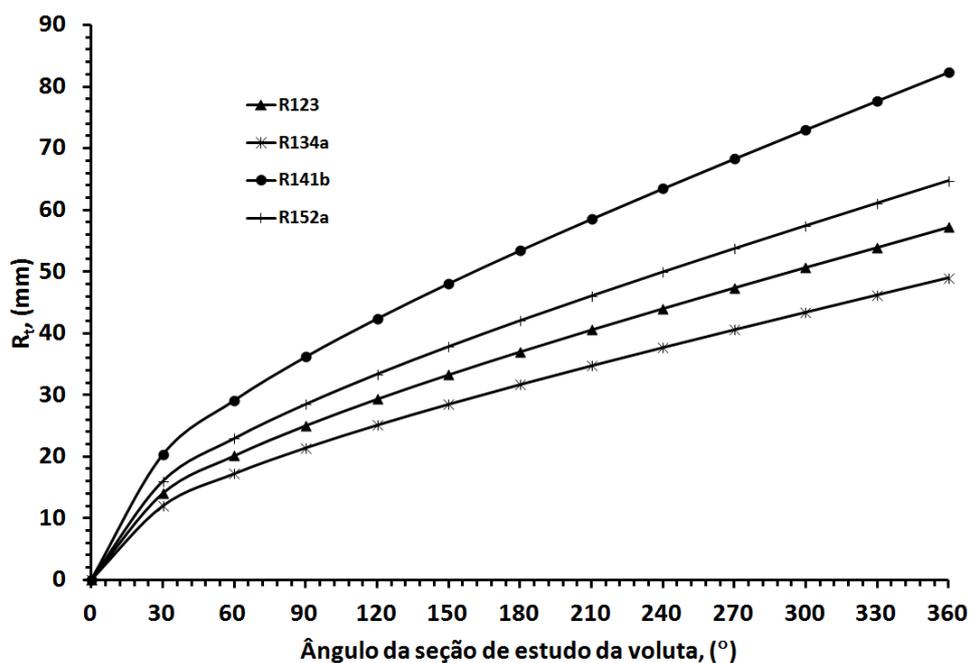


Figura 64 – Raio da seção de estudo da voluta em função do ângulo azimute.

As Figuras 65 e 66 mostram a variação da componente da velocidade absoluta na direção tangencial da voluta e do raio da linha de corrente média da voluta em função do ângulo azimute. À medida que diminui o ângulo azimute, a componente de velocidade absoluta na direção tangencial aumenta (Figura 65), ao contrário do raio da linha de corrente (Figura 66) que diminui a medida que o escoamento avança para o interior da voluta, conservando assim o momento angular, indicando que o escoamento é acelerado desde a entrada até a saída.

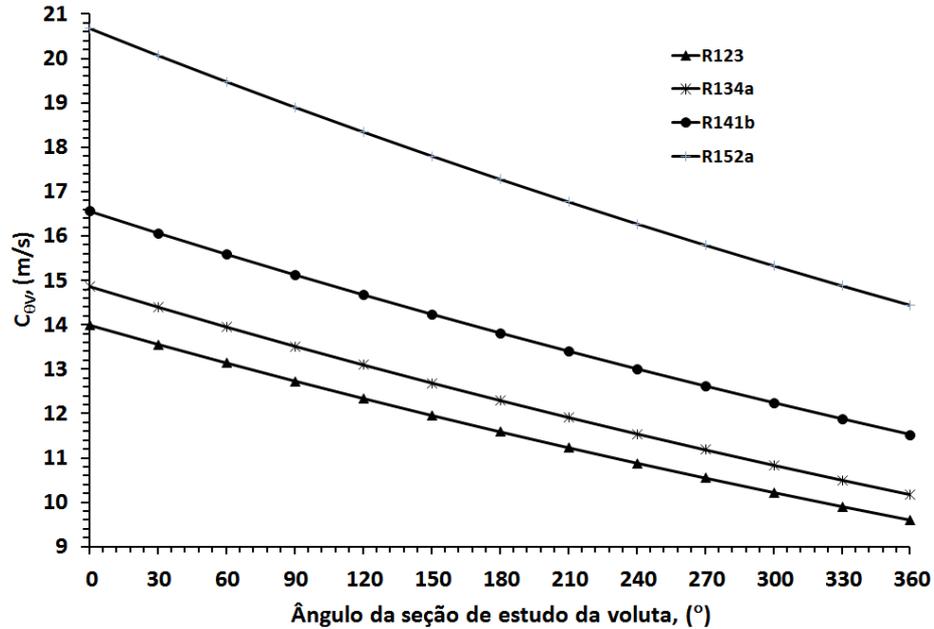


Figura 65 – Componente da velocidade absoluta na direção tangencial da voluta em função do ângulo azimute.

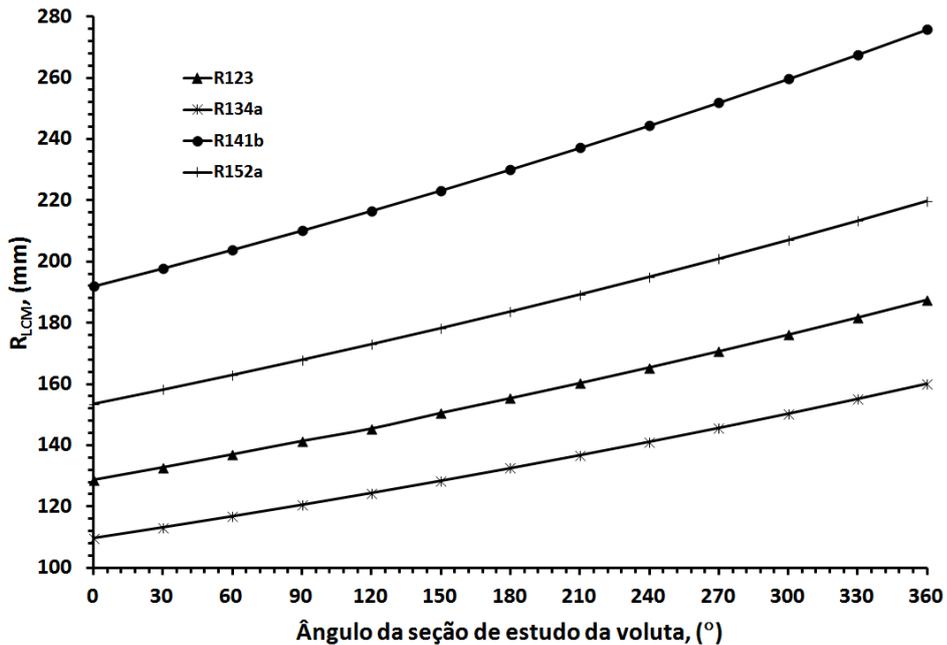


Figura 66 – Raio da linha de corrente média da voluta em função do ângulo azimute.

5.5 ANÁLISE TRIDIMENSIONAL DO ESCOAMENTO DA TURBINA RADIAL

A análise do escoamento no interior da turbina radial para os fluidos orgânicos de trabalho R123, R134a, R141b e R152a selecionados foi realizada no plano médio (voluta) e no plano meridional (bocal e rotor radial) de cada componente da turbomáquina, mediante a Dinâmica de Fluidos Computacional, sendo gerado nestes planos os perfis de distribuição de temperatura, pressão, velocidade e número de Mach.

5.5.1 Estrutura da Análise Mediante a DFC

A Dinâmica de Fluidos Computacional é um conjunto de modelos matemáticos e métodos numéricos baseados na capacidade de processamento computacional. Ela é utilizada para simular o comportamento de sistemas que envolvem escoamento de fluidos, trocas térmicas, entre outros processos. A utilização dessa técnica permite a solução de diversos projetos científicos e problemas operacionais, sem a necessidade da realização de parada de maquinaria, devido à redução do tempo e do número de experimentos realizados em bancadas de teste e unidades piloto. Isso acarreta uma considerável redução de custos e economia. Porém, para garantir que o resultado da simulação mediante a DFC seja coerente, é necessário validar o resultado obtido com resultados experimentais. Uma vez realizada a validação, pode concluir-se 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 erros numéricos e de fenômeno físico.

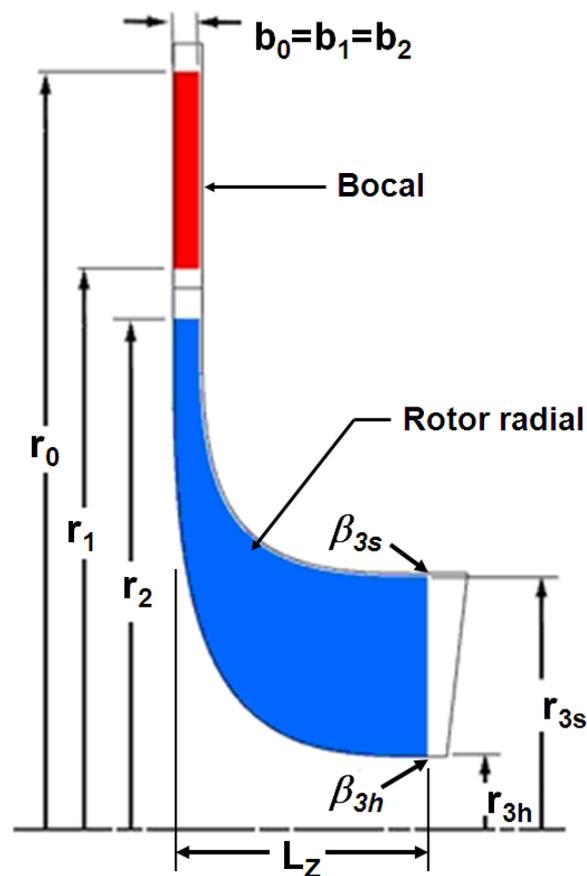
Os erros numéricos são resultados de uma solução errônea das equações diferenciais. A identificação de este tipo de erro é realizada mediante uma validação numérica, através da comparação do resultado com outras soluções analíticas ou numéricas. O segundo tipo, o erro do fenômeno físico é resultante do uso de equações que não representam adequadamente o fenômeno físico em estudo, ou seja, a simulação deve resolver corretamente as equações diferenciais e ter um modelo matemático que represente com fidelidade do modelo físico (Barreira, 2003). A seqüência geral de resolução de um problema mediante a DFC é apresentada na Figura 67, portanto:



Figura 67 – Estrutura de funcionamento da DFC.

5.4.1.1 Geração da Geometria da Turbina Radial

A geometria do bocal e do rotor radial foram geradas a partir do plano meridional da turbomáquina (Figura 68a), inserindo os resultados obtidos do programa de cálculo unidimensional “*TurbinaDP-RG*” (Tabelas 15, 16, 17 e 18) no aplicativo *ANSYS BladeGen*. Esta é uma ferramenta específica para a geração deste tipo geometrias. No caso da voluta, a geometria foi gerada também inserindo os dados de saída obtidos do programa de cálculo unidimensional, porém utilizando o *CAD Solid Edge* como é mostrado na Figura 68b.



a) Conjunto bocal-rotor radial

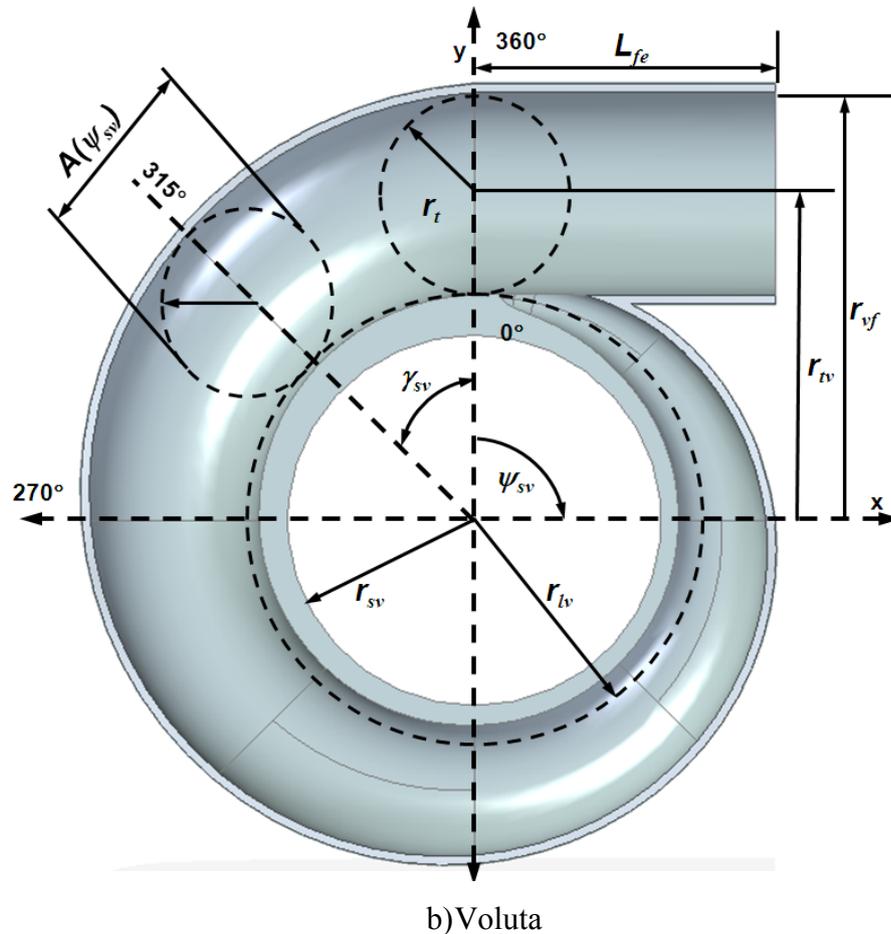


Figura 68 – Geometria dos componentes da turbina radial.

Nesta etapa, a especificação correta do ângulo do escoamento relativo na entrada (β_2) e na saída (β_3) do rotor radial é relevante, já que β_2 permanece constante ao longo do bordo de ataque, porém β_3 apresenta uma variação desde a raiz até a ponta.

5.4.1.2 Geração da Malha Computacional

O domínio computacional do bocal e do rotor radial foi gerado usando o aplicativo *ANSYS TurboGrid* e discretizado utilizando a topologia ATM, sendo este um método de criação de malha que permite o controle sobre o tamanho da malha global, assim como o tamanho dela na camada limite de forma mais simples. A malha da voluta foi gerada usando o aplicativo *ANSYS Mesh*. As malhas individuais do bocal e do rotor radial foram definidas usando o aplicativo *ANSYS Pre 13.0*.

Neste estudo foi considerada a distância adimensional ou função de parede, y^+ sendo ela função do número de Reynolds. Segundo ANSYS, (2013) valores na faixa de $5 \leq y^+ \leq 200$ apresentam resultados satisfatórios para este tipo de análise, considerando o modelo de turbulência utilizado.

A Figura 69 mostra as malhas utilizadas na voluta, no bocal e no rotor radial durante a simulação numérica.

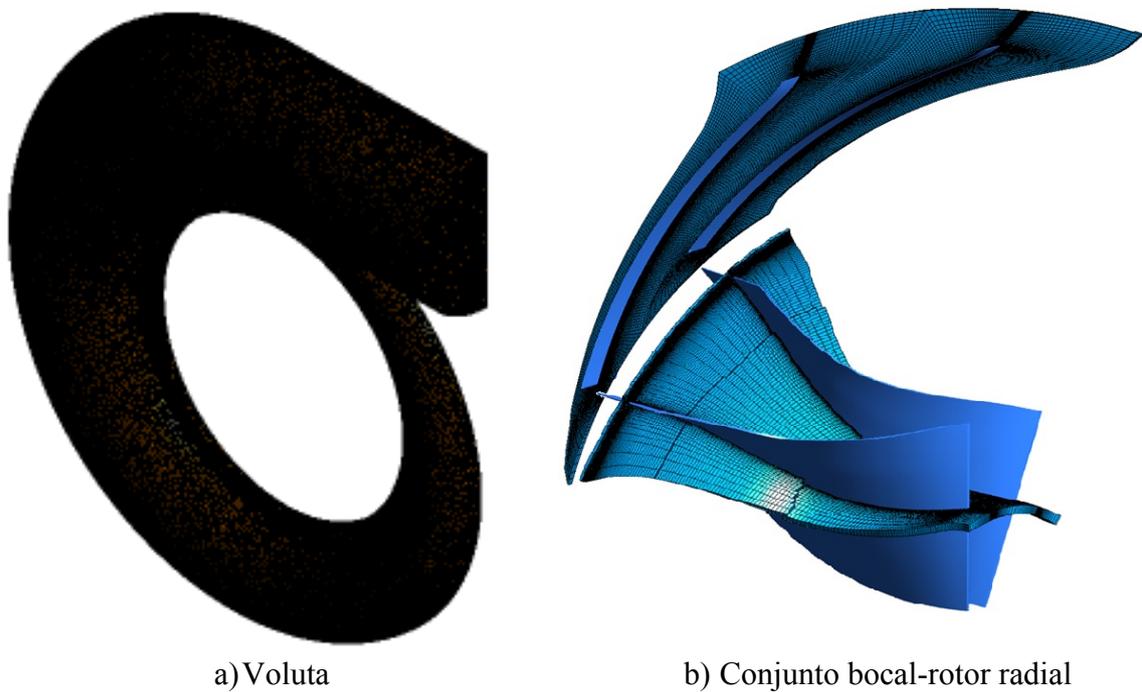


Figura 69 – Malha computacional.

A Tabela 20 descreve a quantidade de nós e de elementos usados na simulação numérica para cada componente da turbomáquina em função do fluido refrigerante selecionado.

Tabela 20 - Características da malha numérica.

OWF	Dispositivo	Números de nós	Número de elementos
R123	Voluta	804.540	4.263.619
	Bocal	366.732	344.470
	Rotor radial	304.510	280.464
R134a	Voluta	570.147	2.981.955
	Bocal	365.260	342.788
	Rotor radial	243.585	223.490
R141b	Voluta	804.540	4.263.619
	Bocal	357.068	335.049
	Rotor radial	370.784	345.371
R152a	Voluta	396.311	2.017.175
	Bocal	370.124	347.556
	Rotor radial	328.482	303.635

Para cada voluta analisada em função do fluido refrigerante, foi gerada uma malha tetraédrica não estruturada (Figura 69a). No caso do bocal e do rotor radial (Figura 69b) foi gerada uma malha hexaédrica estruturada multi-bloco com refinamento próximo nas paredes.

As folgas no topo e radial do rotor são consideradas na geração da malha, assim como na simulação numérica da turbina radial, sendo estes valores constantes ao longo da carcaça.

5.4.1.3 Condições de Contorno ou Pré-processamento

A simulação da turbina foi dividida em duas partes: a simulação da voluta e a simulação do conjunto bocal-rotor radial. As condições de contorno utilizadas em cada simulação numérica correspondem aos resultados obtidos no projeto preliminar usando o programa de cálculo unidimensional “*TurbinaDP-RG*”.

O modelo de turbulência *SST* ou do transporte das tensões de cisalhamento foi usado nas simulações de cada componente da turbina radial, sendo este considerado como preciso para simulações de escoamentos que envolvem sua separação (Miranda, 2010). Além disso, o modelo prevê a zona de separação, enquanto que o outro modelo de turbulência, o modelo $k - \varepsilon$ não consegue capturar o processo físico da mesma maneira.

Visando o refinamento ou aumento da quantidade de elementos da malha, utilizou-se a condição de simetria na voluta e periodicidade no bocal e no rotor radial, ou seja, a simulação numérica foi realizada para a metade da voluta e para uma palheta e pá do bocal e do rotor radial respectivamente. A Figura 70 apresenta a condição de simetria na voluta e periodicidade no conjunto bocal-rotor radial.

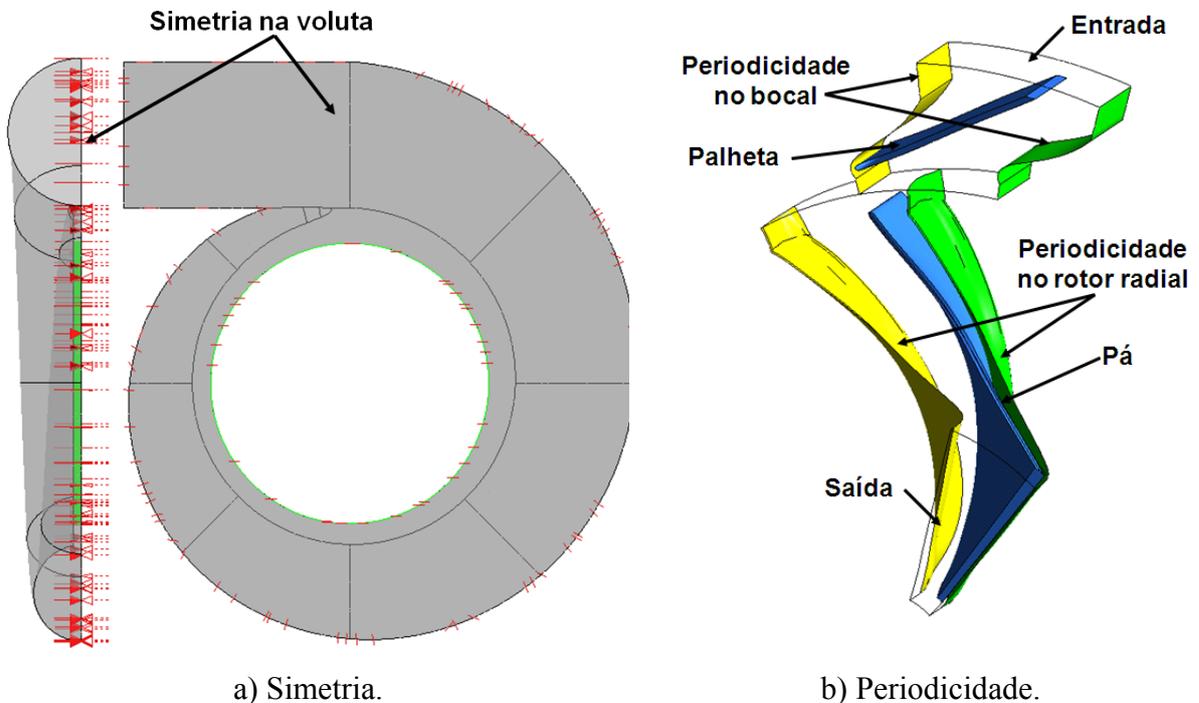


Figura 70 – Simetria e periodicidade da turbina radial.

No caso da simulação numérica do conjunto bocal-rotor radial, foi escolhida a interface *Stage* para conectar o componente imóvel (bocal) com o componente rotativo (rotor radial), pois representa com excelente aproximação o movimento relativo do escoamento ao girar o sistema de referência no domínio em rotação durante o processo de cálculo.

As condições de contorno empregadas nas simulações da voluta e do conjunto bocal-rotor radial são:

Na voluta foi imposta a vazão mássica e a temperatura de estagnação na entrada. Enquanto no conjunto bocal-rotor radial foi usada a condição de pressão e temperatura de estagnação, assim como direção dos vetores do escoamento nas componentes axial, radial e tangencial na entrada do bocal (componente estacionário) como é mostrado na Figura 71.

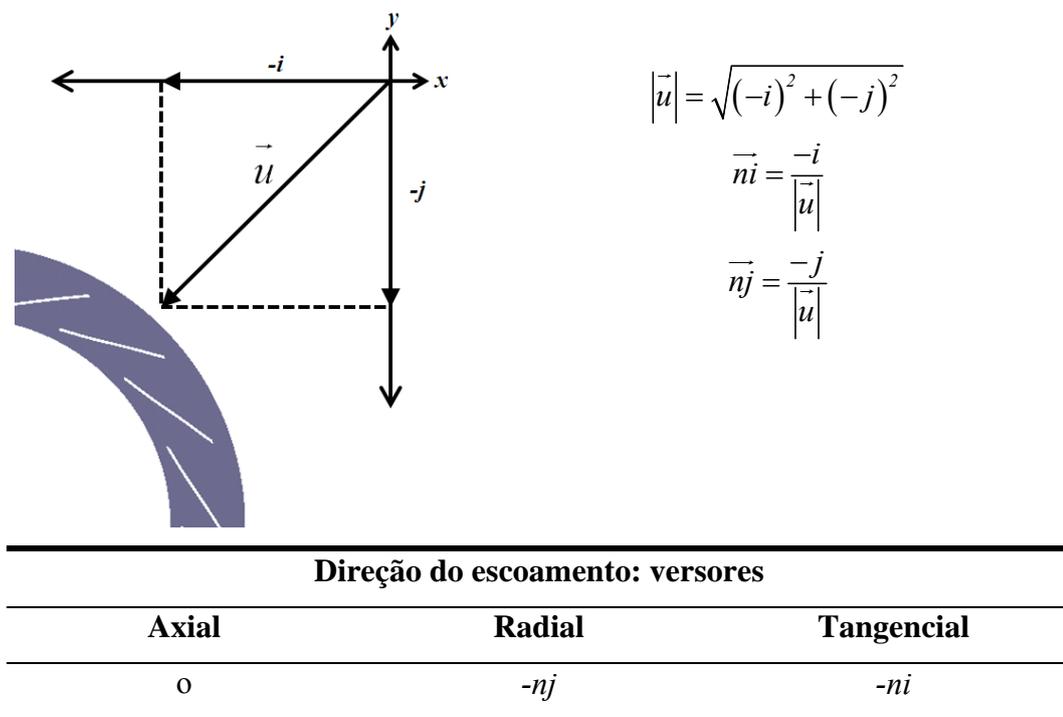


Figura 71 – Direção do escoamento na entrada do bocal.

Em ambos os casos simulados, na saída foi imposta a condição de pressão estática. Estas combinações de condições de contorno apresentam maior estabilidade nos resultados. Finalmente, a Figura 72 mostra o domínio computacional e a interface que conecta o conjunto bocal-rotor radial, enquanto as Tabela 21 e 22 mostram as condições de contorno empregadas nas simulações da voluta e do conjunto bocal-rotor radial para cada fluido de trabalho orgânico.

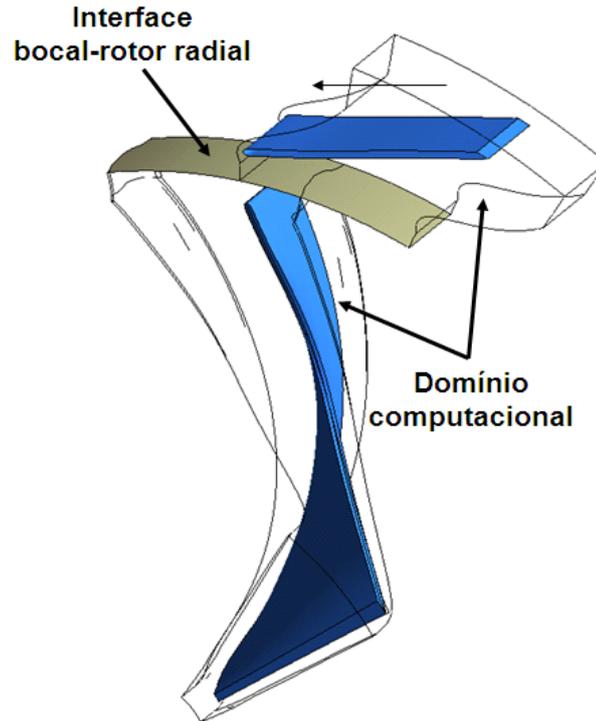


Figura 72 – Domínio computacional e interface bocal-rotor radial.

Tabela 21 – Condições de contorno: voluta.

	R123		R134a		R141b		R152a	
Tipo	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Direção do escoamento	Normal às condições de contorno							
Modelo de turbulência	Transporte das tensões de cisalhamento, SST							
Modelo de transferência de calor	Energia total							
Transferência de calor	Temperatura de estagnação / Adiabático							
Regime do escoamento	Subsônico							
Domínio	Estacionário (voluta)							
Vazão mássica, (kg/s)	5							
Temperatura de estagnação, (K)	460	--	388,15	--	403,15	--	373,15	--
Pressão estática, (kPa)	--	1964,3	--	2946,71	--	981,02	--	1961,55

Tabela 22 – Condições de contorno: conjunto bocal-rotor radial.

	R123		R134a		R141b		R152a	
Tipo	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Entrada	Saída	Entrada	Saída
Direção do escoamento	Componentes cilíndricas							
Modelo de turbulência	Transporte das tensões de cisalhamento, SST							
Modelo de transferência de calor	Energia total							
Transferência de calor	Temperatura de estagnação / Adiabático							
Regime do escoamento	Subsônico							
Domínio	Estacionário (bocal) / Rotativo (rotor radial)							
Pressão de estagnação	1960	--	2940	--	980	--	1960	--
Temperatura de estagnação, (K)	459,583	--	387,716	--	402,873	--	372,683	--
Pressão estática, (kPa)	--	664,507	--	1025,847	--	292,465	--	559,29
Rotação do rotor radial (rpm)	--	16302,94	--	20529,83	--	12510,08	--	19766,97

5.4.1.4 Processamento ou Resolução

Todas as simulações numéricas foram realizadas com a ajuda do solucionador *ANSYS Solver CFX-Pre 13* para um número máximo de iterações de 800 e um erro máximo residual de 10^{-6} . O critério de convergência do erro máximo residual de 10^{-6} resultou ser demasiadamente alto, não sendo atingido. No entanto, aproximou-se de 10^{-4} para as linhas de velocidade e 10^{-5} para as linhas de vazão mássica. Tais aproximações não apresentam desequilíbrios significativos e, segundo ANSYS, (2013) é considerado como suficiente para a maioria das aplicações de engenharia e interesses acadêmicos.

5.4.1.5 Visualização dos Resultados ou Pós-processamento

Uma vez terminada a etapa de processamento, os resultados obtidos são mostrados em superfícies, vetores e linhas de corrente no plano de simetria e meridional, assim como na grade da turbomáquina, como são apresentados nas Figuras 73 a 82.

5.5.2 Simulações Mediante DFC: Voluta

A Figura 73 apresenta a o perfil de pressão de estagnação através da voluta para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos. A pressão de estagnação é constante exceto nas regiões próximas nas paredes.

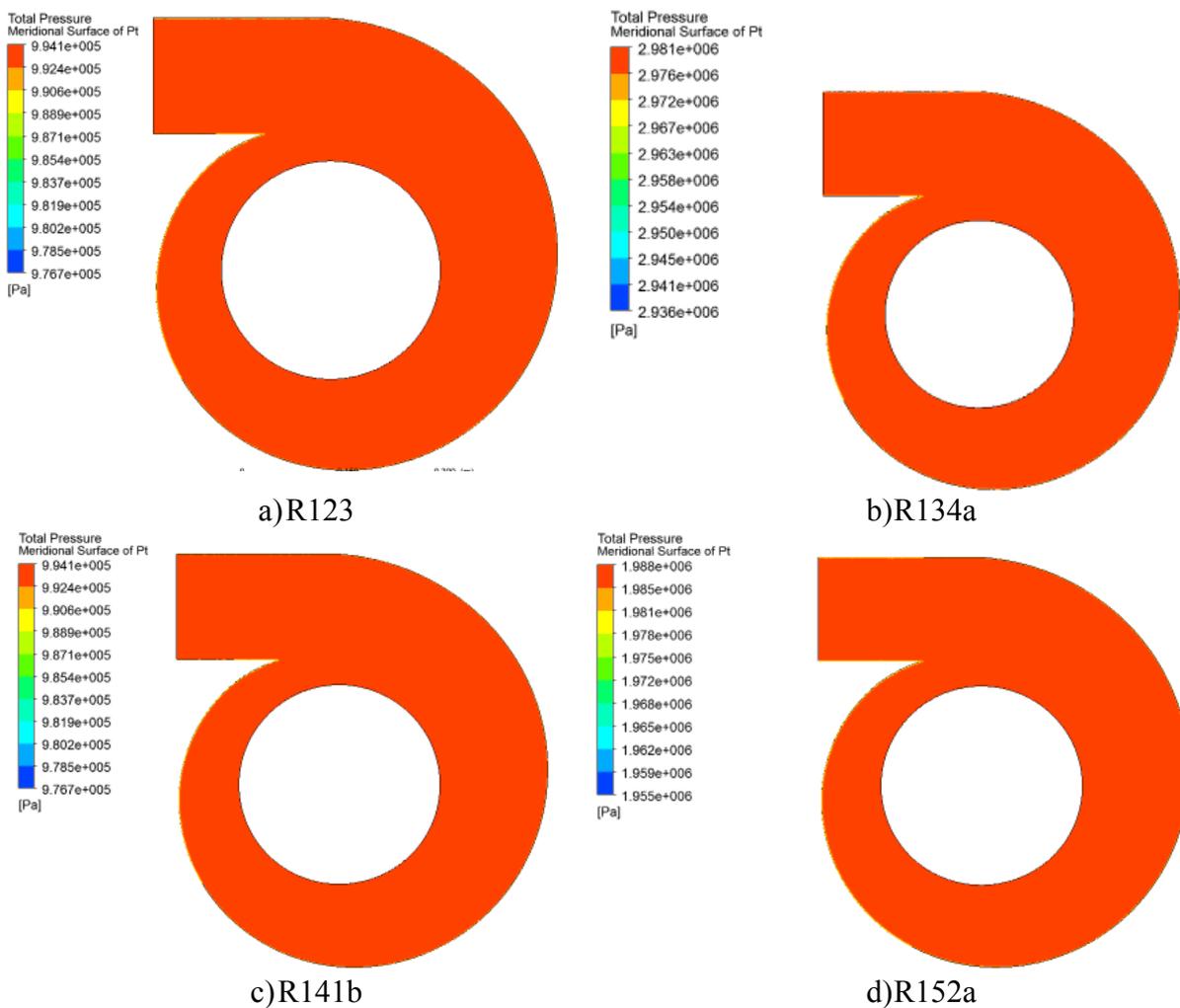


Figura 73 – Distribuição da pressão de estagnação na voluta.

A Figura 74 apresenta a distribuição de pressão estática no plano de simetria da voluta para os diferentes fluidos de trabalho orgânico. Nota-se a variação da pressão estática ao longo do no plano de simetria, onde as regiões verdes próximas à saída representam as zonas de baixa pressão, assim como as quedas de pressão estática de $\Delta P_{R123} = 15,1$ kPa, $\Delta P_{R134a} = 38$ kPa, $\Delta P_{R141b} = 151$ kPa e $\Delta P_{R152a} = 28$ kPa em acordo com os resultados obtidos pelo programa de cálculo unidimensional.

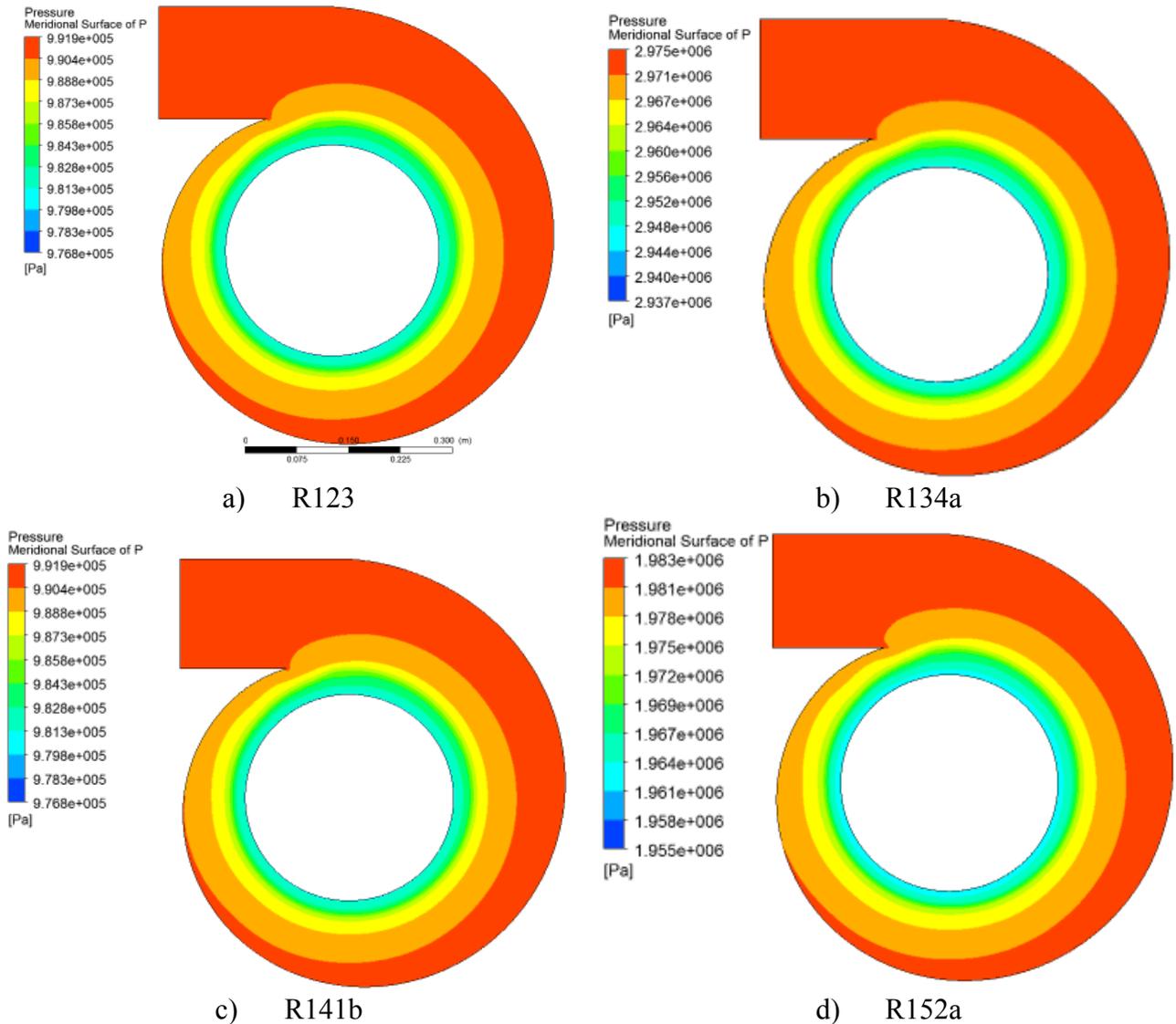


Figura 74 – Distribuição da pressão estática na voluta.

A Figura 75 apresenta a distribuição de temperatura de estagnação através da voluta para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos. A temperatura de estagnação é constante exceto nas regiões próximas nas paredes.

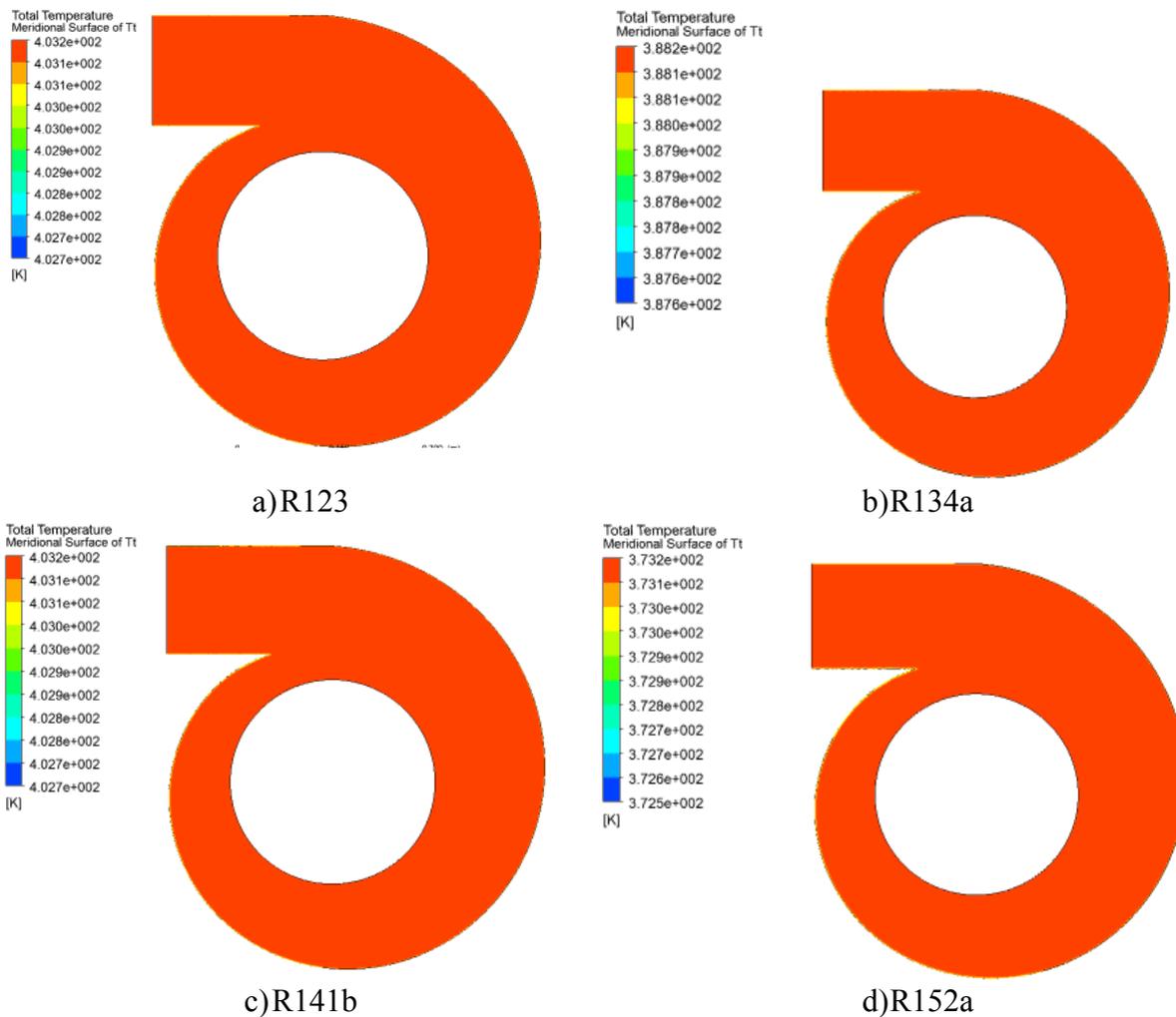


Figura 75 – Distribuição da temperatura de estagnação na voluta.

A Figura 76 mostra a distribuição de temperatura estática no plano de simetria da voluta para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos. Podem-se observar zonas de baixas temperaturas (regiões azuis) próximas à saída. As variações da temperatura estática entre a entrada e a saída da voluta são $\Delta T_{R123} = 0,6$ K, $\Delta T_{R134a} = 0,5$ K, $\Delta T_{R141b} = 0,5$ K e $\Delta T_{R152a} = 0,6$ K em acordo com os resultados obtidos pelo programa de cálculo unidimensional.

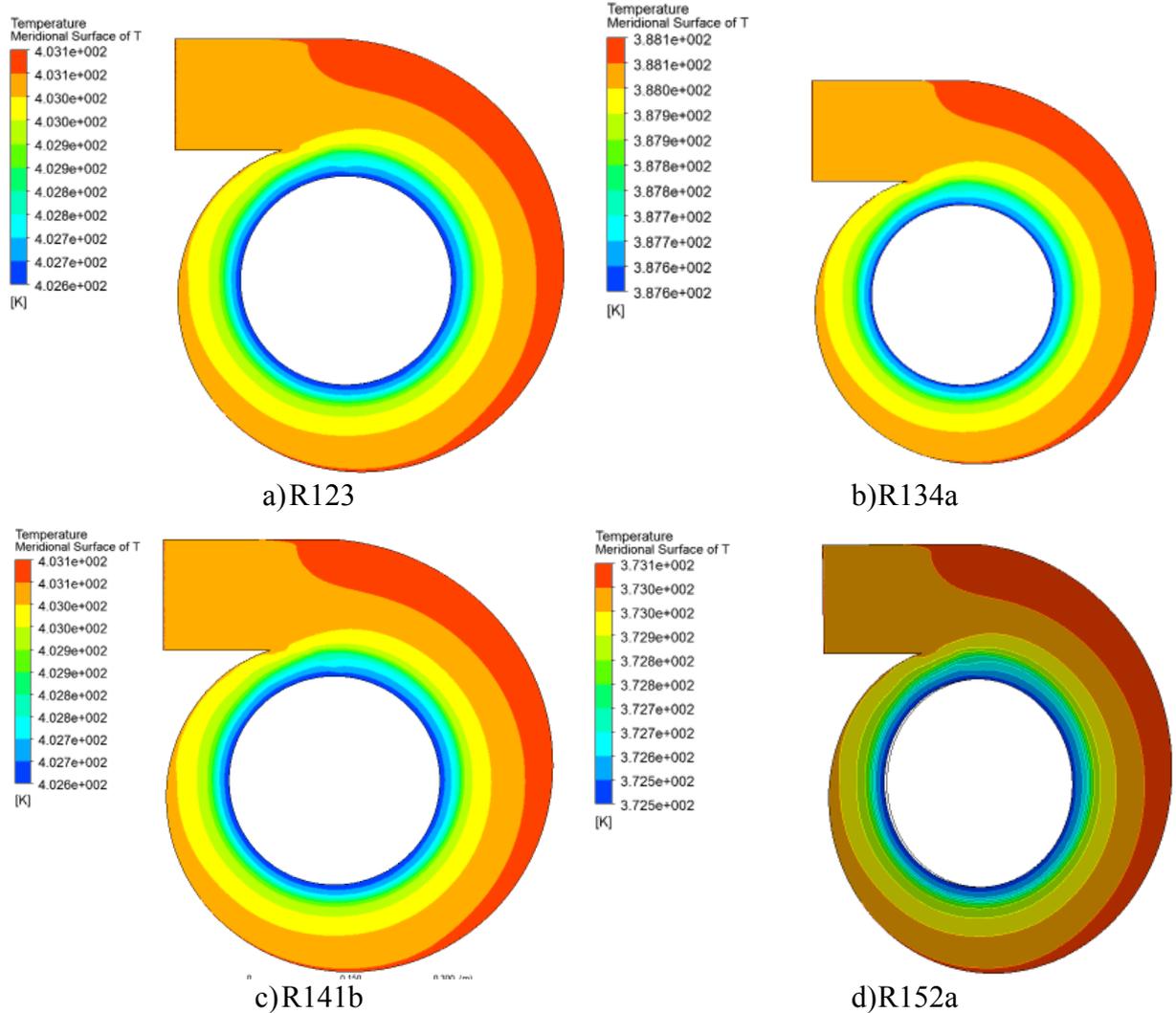


Figura 76 – Distribuição de temperatura estática na voluta.

A Figura 77 mostra a distribuição da velocidade absoluta no plano de simetria da voluta para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos. Nota-se que a velocidade absoluta é menor na entrada da voluta (região verde) e começa a aumentar à medida que é reduzida a área da seção transversal do canal de passagem do escoamento (regiões amarela e laranja), sendo a saída, a zona de maior velocidade (região vermelha). Podem ser identificadas zonas de baixa velocidade ou velocidade nula (região azul) nas paredes laterais, demonstrando assim os efeitos da camada limite.

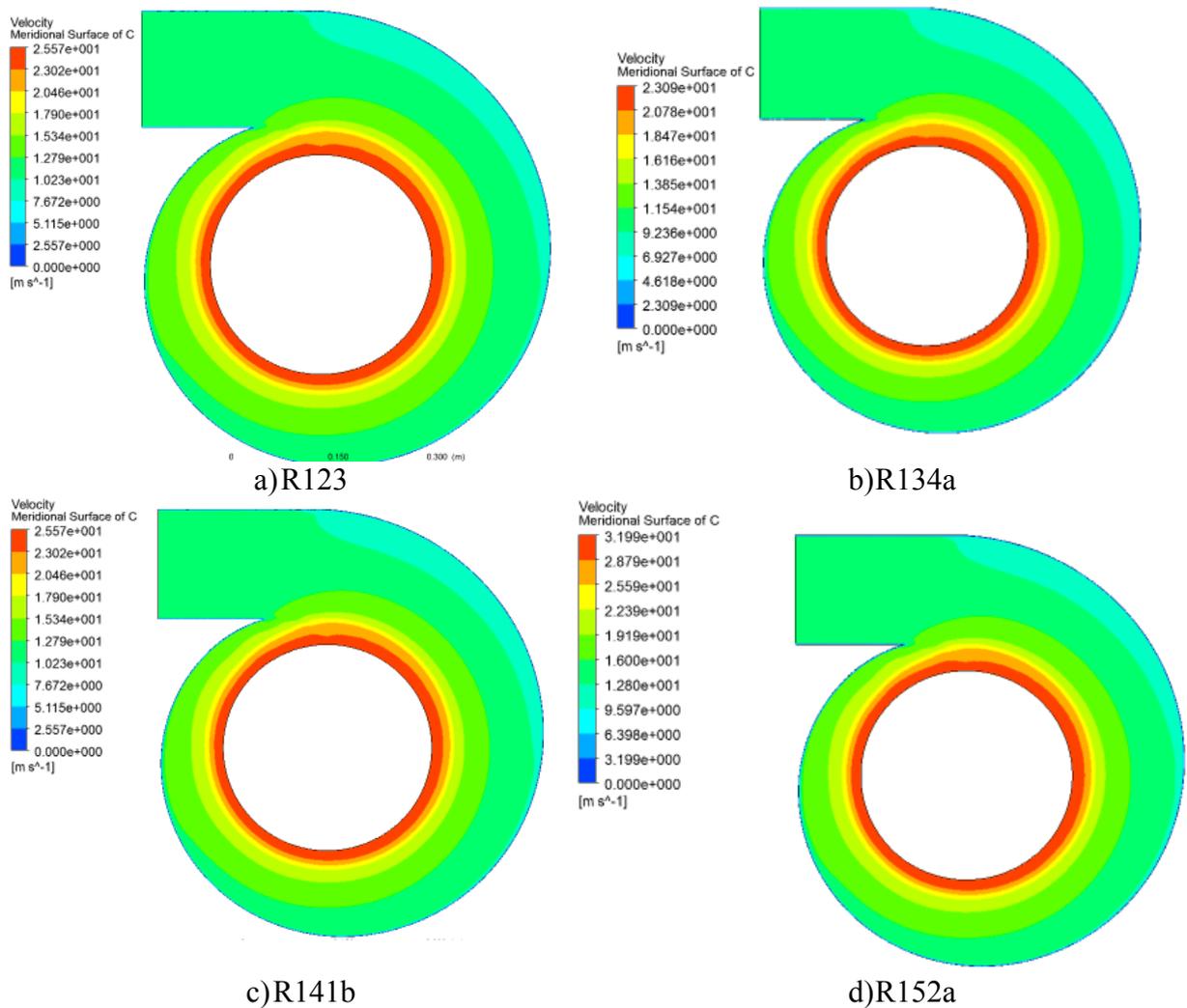


Figura 77 – Distribuição de velocidade absoluta na voluta.

A Figura 78 apresenta a distribuição do número de Mach no plano central ou de simetria da voluta. Pode ser observado um gradiente de escoamento entre $0,06639 \leq M_v \leq 0,1165$ desde a entrada até o centro da voluta. O número de Mach aumenta entre $0,13 \leq M_v \leq 0,166$ na metade inferior, indicando aceleração na direção do plano de saída.

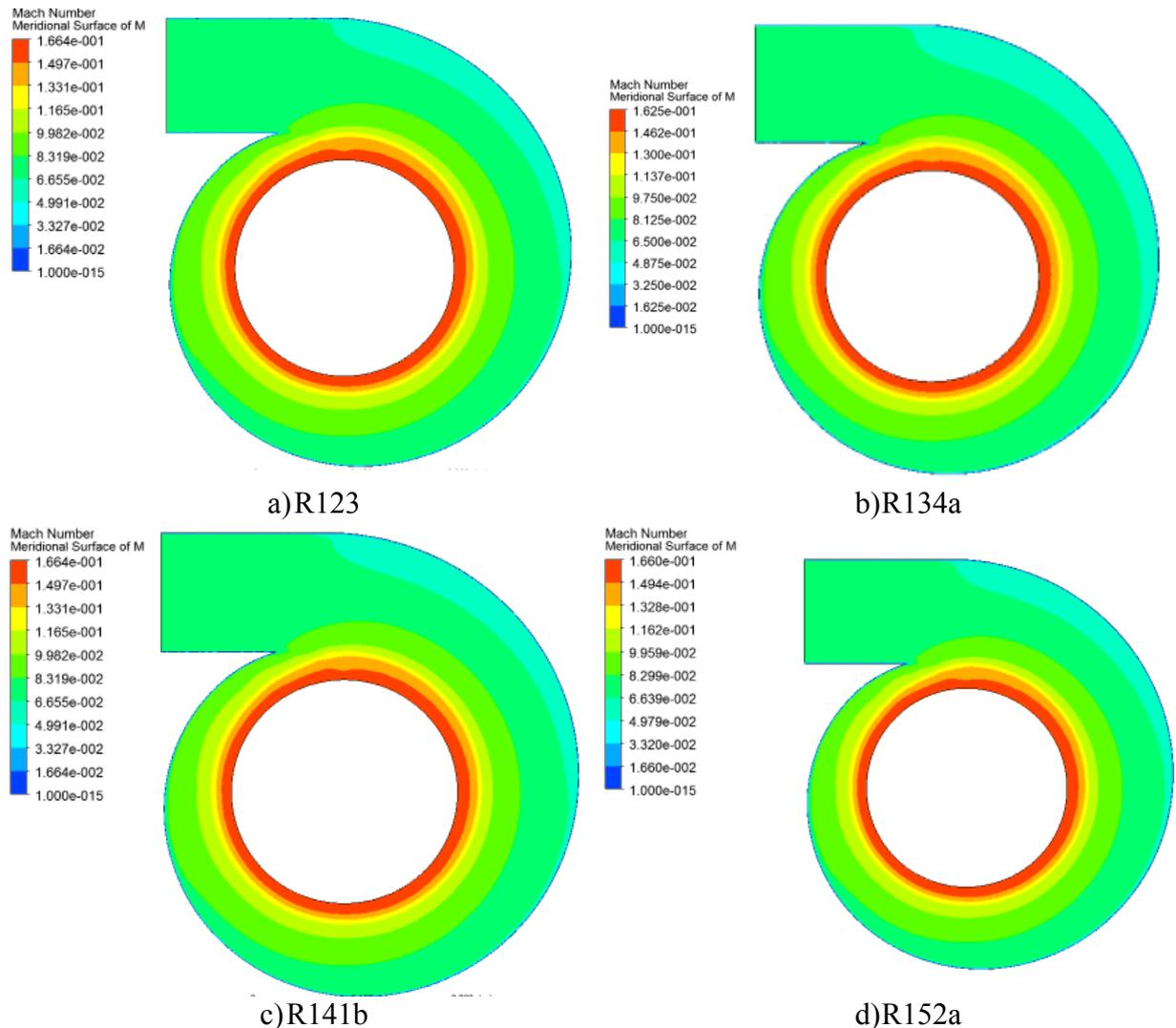


Figura 78 – Distribuição do número de Mach na voluta.

5.5.3 Simulações Mediante DFC: Conjunto Bocal-Rotor Radial

A Figura 79 mostra a distribuição do número de Mach absoluto e relativo na grade do conjunto bocal-rotor radial. Nota-se que o número de Mach absoluto (grade injetora) é menor na zona de baixa pressão (região azul) ou entrada e logo começa a aumentar até a zona de alta pressão na saída do bocal. No caso do rotor radial, a análise da grade na entrada mostra que o número de Mach relativo $0,7 \leq M_{02,rel} \leq 0,9$ no lado de alta pressão da pá, enquanto que na

saída esta na faixa de $0,4 \leq M_{03,rel} \leq 0$. Tais valores confirmam o escoamento sônico através da turbina radial, o que evita a condição de entupimento (regiões vermelhas).

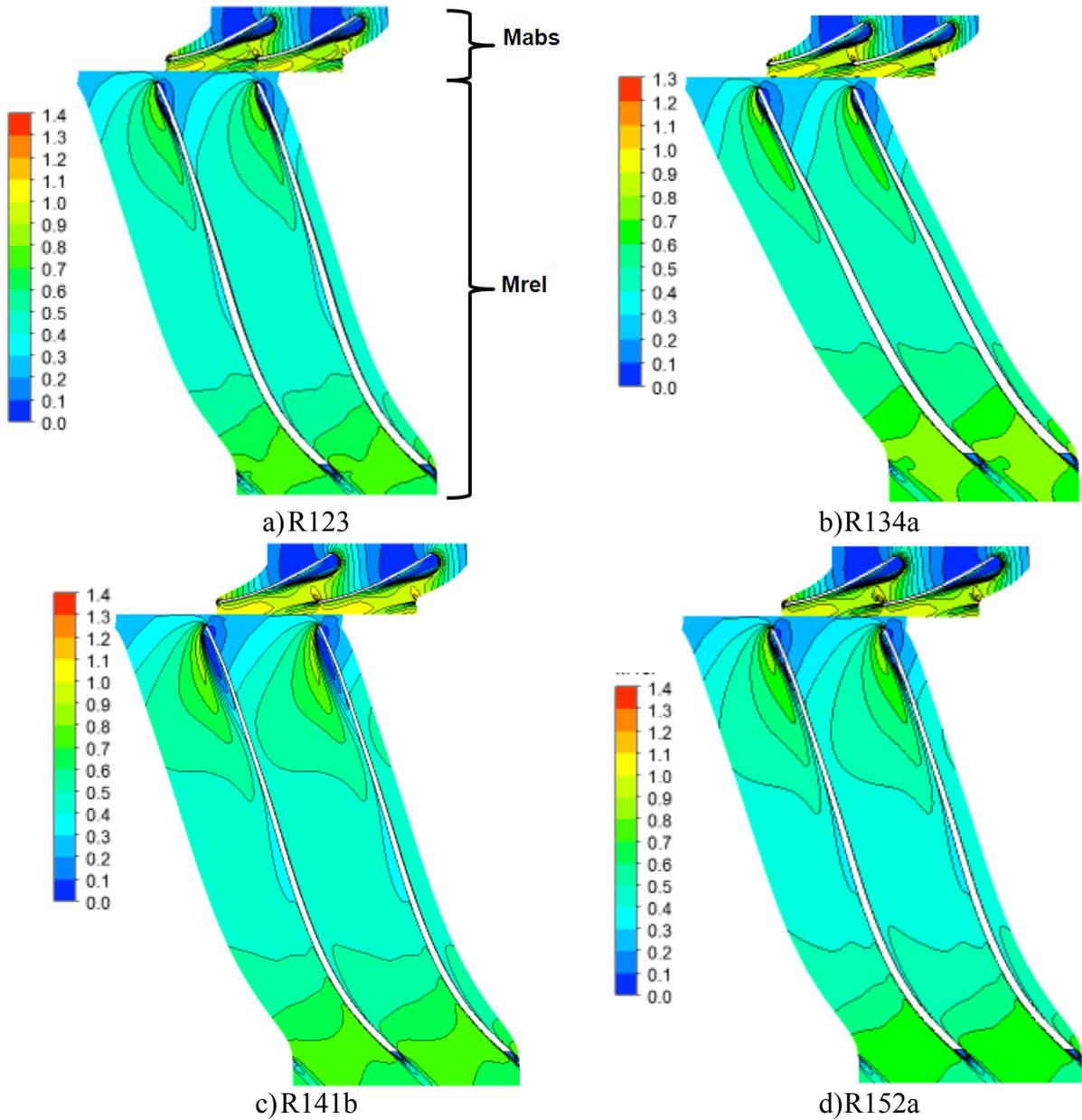


Figura 79 – Distribuição do número de Mach na grade do conjunto bocal-rotor radial.

A Figura 80 mostra a distribuição do número de Mach absoluto e relativo próximos nos setores do hub e no shroud no plano meridional do bocal e do rotor radial respectivamente. Nota-se valores do número de Mach absoluto na saída do bocal na faixa de $0,85 \leq M_{03} \leq 1$, ocasionando baixas velocidades e, portanto, indícios de entupimento na entrada do rotor radial. Porém, estas condições ainda caracterizam o escoamento como subsônico, já que o entupimento não acontece ao longo do bordo de fuga do bocal.

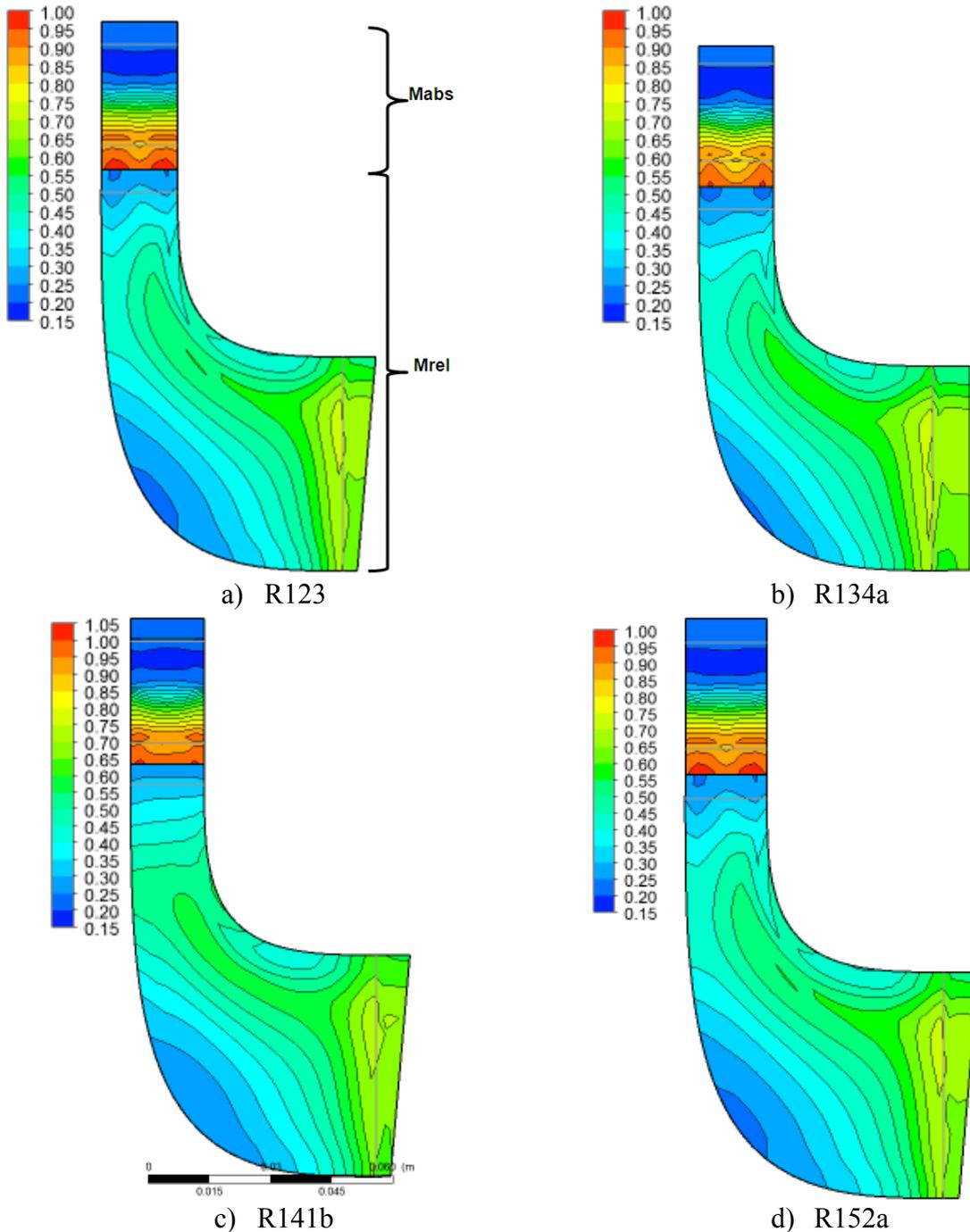


Figura 80 – Distribuição do número de Mach no plano meridional do conjunto bocal-rotor radial.

A Figura 81 ilustra a distribuição dos vetores de velocidade na grade a 50% da altura da palheta do bocal e da pá do rotor. Pode observar-se que o comportamento do escoamento é uniforme e sem perturbações através dos canais de passagem da turbina radial.

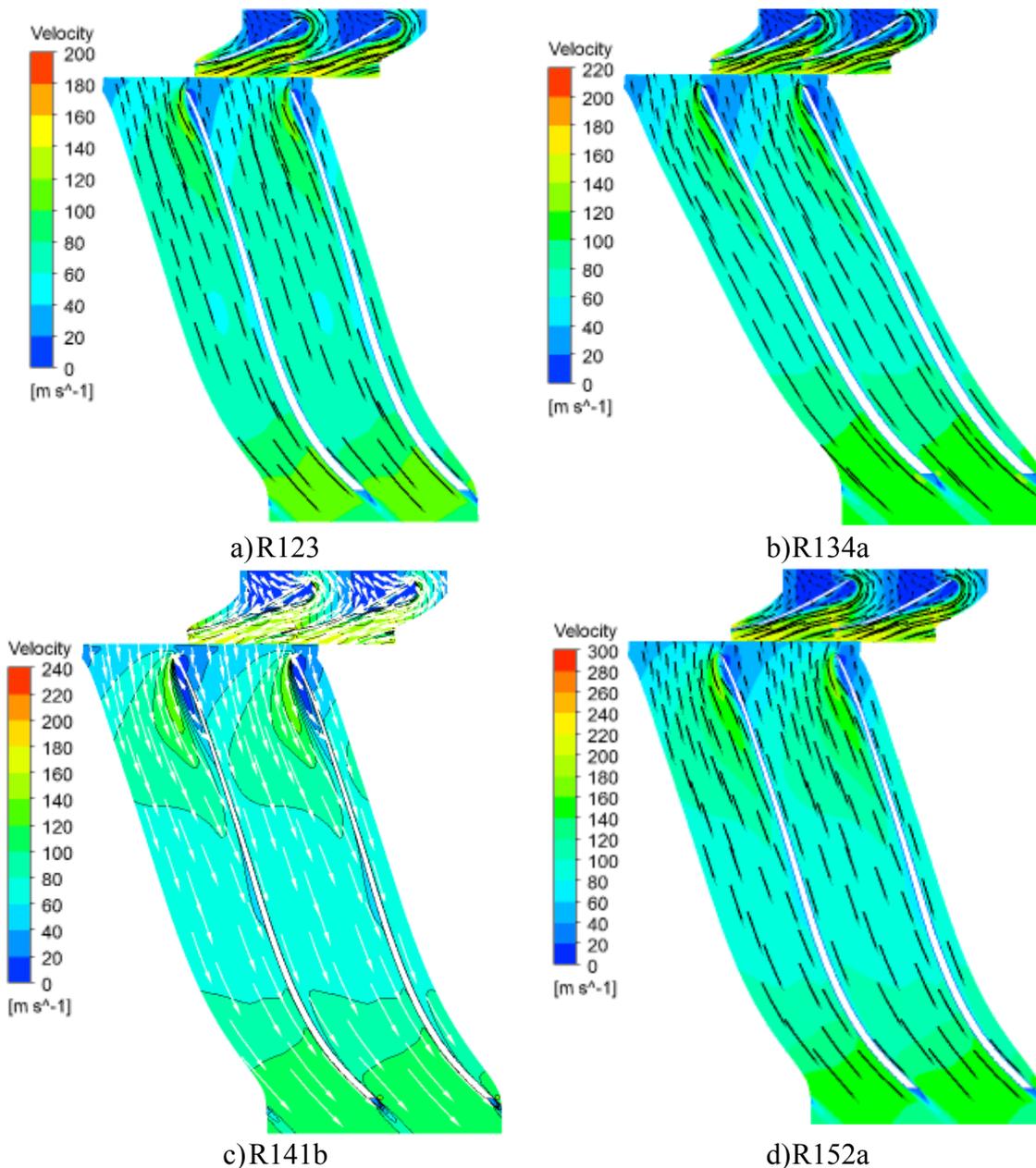


Figura 81 – Distribuição da velocidade absoluta na grade do conjunto bocal-rotor radial.

Finalmente, a Figura 82 mostra a distribuição da velocidade meridional no plano meridional da turbomáquina. Nota-se que a maior velocidade meridional é atingida na curvatura de raiz próxima na saída do rotor radial com valores na faixa de $85 \text{ m/s} \leq C_m \leq 100 \text{ m/s}$.

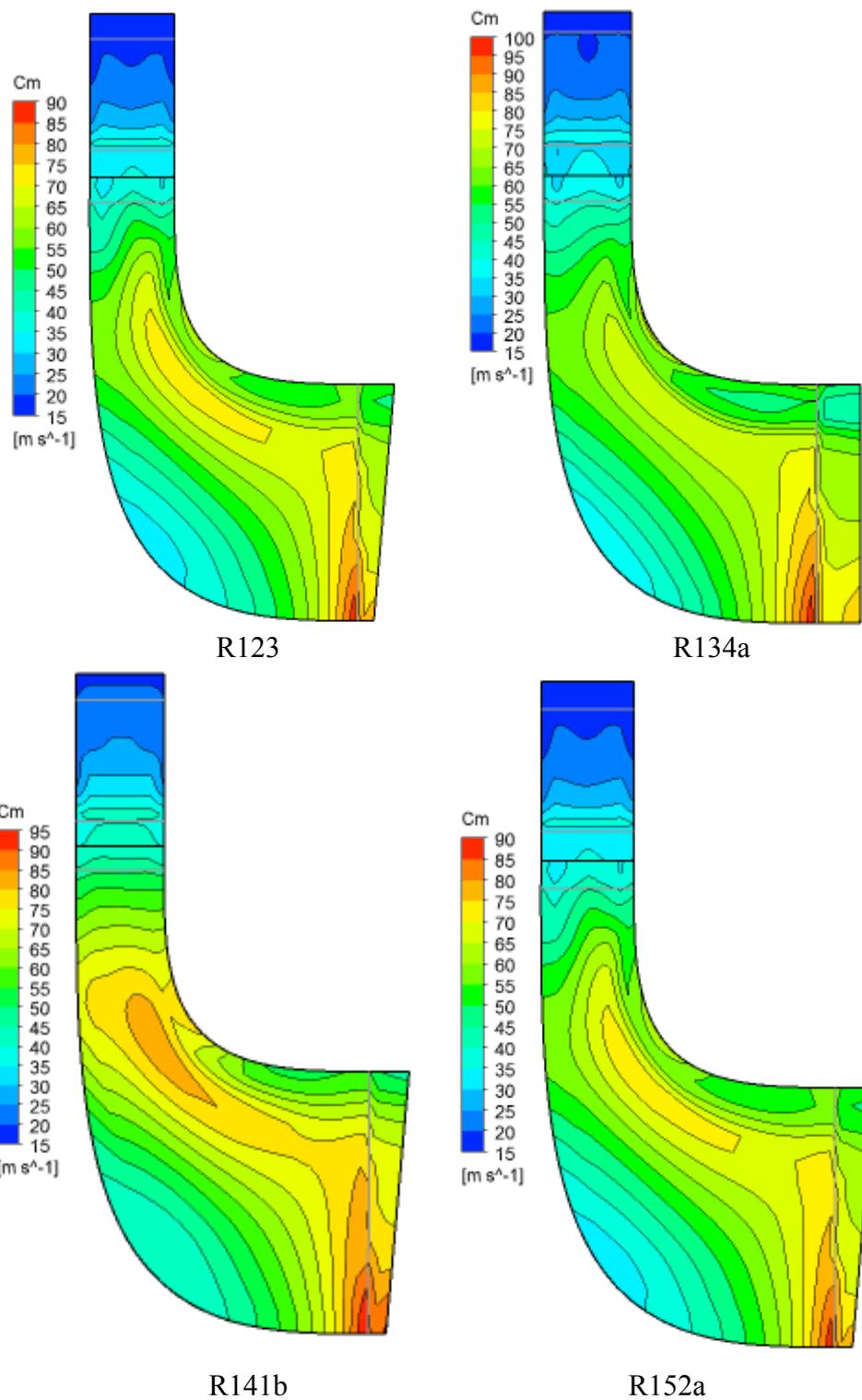


Figura 82 – Distribuição da velocidade meridional no plano meridional do conjunto bocal-rotor radial

5.5.4 Validação do Modelo Termodinâmico

Os gases que se desviam do comportamento dos gases ideais podem ser modelados pelo ajuste do tamanho e forma da molécula, assim como pela compressibilidade do vapor considerando os efeitos da entalpia residual e tornando-se válido à altas pressões, próximo do ponto crítico.

Dependendo da aplicação, a seleção de um modelo incorreto pode ter efeitos secundários ou drásticos, devido que um modelo errado afetará o cálculo numérico e resultará numa previsão incorreta do fenômeno analisado. As Figuras 83 e 84 apresentam a validação do modelo termodinâmico utilizado nesta tese.

A Figura 83 ilustra a comparação entre a massa específica de estagnação calculada e a temperatura de estagnação através da turbina radial para o refrigerante R141b. Os erros relativos entre os resultados obtidos nesta tese mediante o programa “*TurbinaDP-RG*” e os programas REFPROP-NIST e ANSYS-CFX encontram-se na faixa de 1-3% para uma ampla gama de temperaturas, sendo considerados como razoáveis.

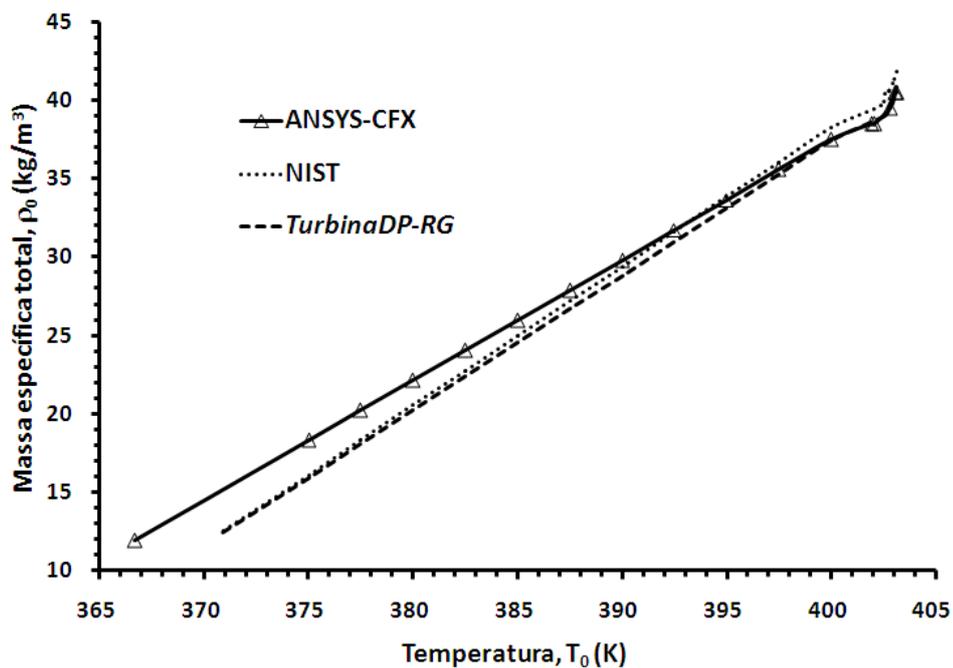


Figura 83 – Comparação da massa específica e a temperatura de estagnação para o R141b.

Finalmente, a Figura 84 mostra a comparação entre a velocidade do som calculada mediante e a temperatura de estagnação através da turbina radial para o refrigerante R141b. Os erros relativos entre os resultados obtidos mediante o programa *TurbinaDP-RG* e os programas REFPROP-NIST e ANSYS-CFX encontram-se na faixa de 1-2,74% para uma

ampla gama de temperaturas, considerando a representação do comportamento com adequada exatidão.

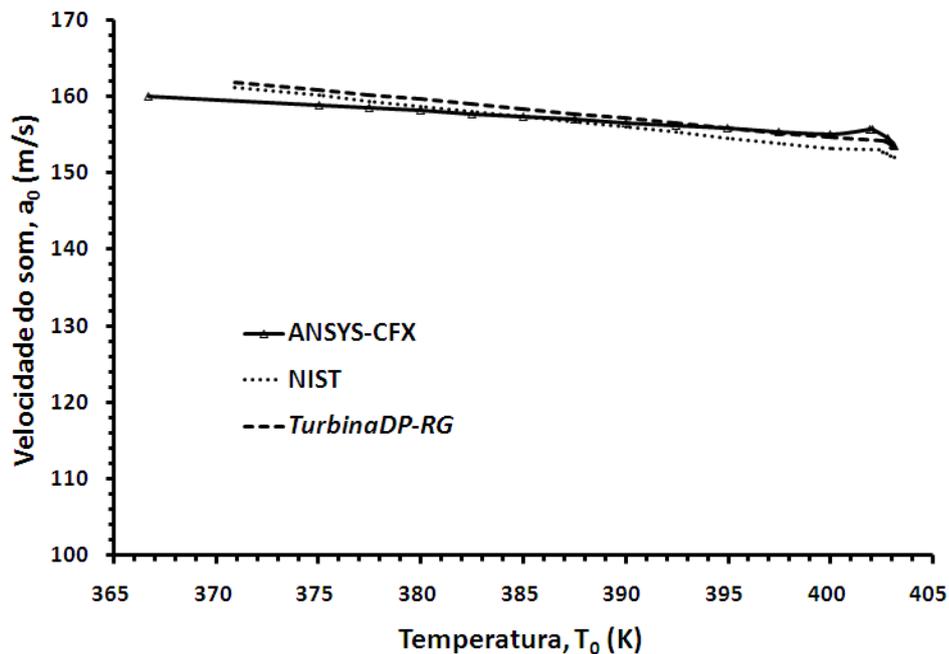


Figura 84 – Comparação da velocidade do som e a temperatura de estagnação para o R141b.

5.5.5 Comparativo de Resultados

Finalmente, foi realizada uma comparação dos resultados obtidos entre o programa “*TurbinaDP-RG*” e os programas REFPROP-NIST e ANSYS-CFX, as quais são apresentadas na Tabela 23.

Analisando a Tabela 23, pode observar-se que o desvio significativo encontra-se no trabalho específico determinado mediante o programa REFPROP-NIST devido que este utiliza um modelo termodinâmico diferente para cada fluido que esteja sendo avaliado.

Referente à vazão mássica, ANSYS-CFX apresentou um desvio entre 5,75% e 8,72%, isto devido às condições de contorno utilizadas (item 5.4.1.3) sendo a vazão mássica parte da solução iterativa.

Tabela 23 – Comparativo de resultados da turbina radial.

OWF	Parâmetros	ANSYS-CFX	NIST	TurbinaDP-RG	Unidade
R123	w_{esp}	17,5	12,6633	14,9891	kJ/kg
	\dot{m}	10,575	10	10	kg/s
	\dot{W}_{esp}	185,062	126,633	149,981	kW
R134a	w_{esp}	19,819	13,409	17,0421	kJ/kg
	\dot{m}	10,798	10	10	kg/s
	\dot{W}_{esp}	214,005	134,0912	170,421	kW
R141b	w_{esp}	23,942	17,8959	20,2658	kJ/kg
	\dot{m}	10,872	10	10	kg/s
	\dot{W}_{esp}	260,297	178,9593	202,658	kW
R152a	w_{esp}	37,4792	26,1978	32,1216	kJ/kg
	\dot{m}	10,672	10	10	kg/s
	\dot{W}_{esp}	399,975	261,978	321,216	kW

Capítulo 6

CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

Neste capítulo são apresentadas as conclusões obtidas nesta tese, bem como as perspectivas para trabalhos futuros. Finalizado este capítulo, são mostradas as referências bibliográficas e os apêndices.

6.1 CONCLUSÕES

Esta tese descreve o modelo passo a passo para o projeto preliminar unidimensional de turbinas radiais subsônicas para ciclos Rankine orgânicos operadas com os fluidos de trabalho orgânicos R123, R134a, R141b e R152a para baixas potências, implementado pela linguagem de programação *FORTRAN*.

A metodologia é baseada nas correlações de desempenho, sendo o estudo realizado no plano meridional de cada componente da turbomáquina, baseado nas equações de conservação unidimensional, assim como na equação de estado de Redlich-Kwong para as condições do ponto de projeto estabelecidas em regime permanente.

A inovação deste trabalho diz respeito à abordagem tradicional que somente considera os gases perfeitos. Aqui se avaliou as propriedades dos fluidos reais no modelo termodinâmico, sendo este ponto relevante no projeto preliminar de sistemas de geração termelétricas para ORC.

O modelo proposto foi realizado considerando como fluidos de trabalhos orgânicos os refrigerantes R123, R134a, R141b e R152a, porém pode ser facilmente aplicado a outros fluidos orgânicos, desde que sejam conhecidas suas propriedades físicas.

A turbina radial operada com R141b apresentou o maior tamanho, ou seja, um rotor radial de $r_{2,R141b} = 114,144$ mm e maior eficiência total-total $\eta_{tt,R141b} = 70,504\%$ em comparação com a turbina radial operada com R134a sendo $r_{2,R134a} = 63,783$ mm e eficiência total-total de $\eta_{tt,R141b} = 68,888\%$.

A turbina radial operada com R141b apresentou o maior eficiência total-estática, $\eta_{ts,R141b} = 67,2\%$ em comparação com a turbina radial operada com R134a sendo $\eta_{ts,R141b} = 65,8$.

Os efeitos da folga no topo nas condições e altura de projeto, $f_{br} = 0,5$ mm aparecem como uma perda de potência. Portanto, é necessário avaliar a dilatação térmica do material utilizado na construção do rotor para as diferentes condições de operação. Para o R123 a potência da turbina diminui 0,12 kW e a eficiência total-total decresce em torno de 0,05%. No caso do R134a a potência da turbina diminuiu 0,15 kW e a eficiência total-total decresceu 0,04%. Para o R141b a perda de potência da turbina foi de 0,17 kW e a perda de eficiência total-total foi de 0,05%. Finalmente, para o R152a a queda de potência da turbina foi 0,27 kW e da eficiência total-total foi de 0,07%.

No caso da folga na placa traseira, o efeito resulta ser mais relevante pois quando a largura da folga encontra-se entre 0 e 0,4 mm, se produz uma perda de potência média na turbina de 1,3 kW. No caso da condição de projeto, quando $f_{dr} = 0,5$ mm para o R123a potência da turbina diminui 1,3 kW e a eficiência total-total decresce em torno de 0,6%. Para o R134a a potência da turbina diminuiu 0,66 kW e a eficiência total-total decresceu 0,8%. Para o R141b a perda de potência da turbina foi de 1,6 kW e a eficiência total-total foi de 0,65%. Finalmente, para o R152a a queda de potência da turbina foi 2,26 kW e a eficiência total-total foi de 0,62%.

A simulação mediante a DFC, utilizando a geometria gerada pelo projeto preliminar, confirma a previsão do comportamento do escoamento, assim como a proximidade dos resultados entre a metodologia unidimensional e tridimensional. A voluta apresenta quedas de pressão de pressão estática de $\Delta P_{R123} = 15,1$ kPa, $\Delta P_{R134a} = 38$ kPa, $\Delta P_{R141b} = 151$ kPa e $\Delta P_{R152a} = 28$ kPa. As variações na temperatura estática entre a entrada e a saída encontram-se na faixa de $\Delta T_{R123} = 0,6$ K, $\Delta T_{R134a} = 0,5$ K, $\Delta T_{R141b} = 0,5$ K e $\Delta T_{R152a} = 0,6$ K para os diferentes fluidos de trabalho utilizados, concordando assim, com os resultados obtidos pelo programa de cálculo unidimensional.

A tendência do número de Mach esteve apenas um pouco na faixa de escoamento supersônico ou transônico, onde o valor máximo alcançado foi de $M = 1,05$ ocasionando baixas velocidades e, portanto indícios de entupimento na entrada do rotor radial, porém estas condições ainda caracterizam o escoamento como subsônico devido ao entupimento não acontecer ao longo do bordo de fuga do bocal.

No caso do conjunto bocal-rotor radial, o número de Mach (grade injetora) é menor na zona de baixa pressão ou entrada e logo começa a aumentar até a zona de alta pressão na saída do bocal. Já no rotor radial, a análise da grade na entrada mostra que o número de Mach relativo $0,7 \leq M_{02,rel} \leq 0,9$ no lado de alta pressão da pá, enquanto que na saída esta na faixa de $0,4 \leq M_{03,rel} \leq 0$. Tais valores confirmam o escoamento sônico através da turbina radial, o que evita a condição de entupimento.

A validação do modelo proposto mostrou que o desvio entre os resultados obtidos mediante o programa unidimensional “*TurbinaDP-RG*” e os programas REFPROP-NIST e ANSYS-CFX encontram-se na faixa de 1-3% para uma ampla gama de temperaturas e as diferentes propriedades termodinâmicas, sendo considerados como razoáveis.

Comparando a potência gerada por cada turbina para os diferentes fluidos de trabalho orgânicos, observar-se que o desvio significativo encontra-se no trabalho específico determinado mediante o programa REFPROP-NIST devido a este utilizar um modelo termodinâmico diferente para cada fluido que esteja sendo avaliado. Quanto à vazão mássica, ANSYS-CFX apresentou um desvio entre 5,75% e 8,72%, isto devido às condições de contorno utilizada sendo a vazão mássica parte da solução.

Finalmente, a utilização de um programa de cálculo unidimensional como o proposto neste trabalho juntamente com as análises mediante a dinâmica dos fluidos computacional reduz consideravelmente a quantidade de ensaios de laboratório e, ao mesmo tempo, a quantidade de protótipos construídos, obtendo-se como resultado principal uma redução no tempo e custo do projeto. Porém, a maior desvantagem da metodologia unidimensional é que despreza as variações ou o comportamento das propriedades físicas fora da LCM.

6.2 PERSPECTIVAS FUTURAS

Em todos os projetos avaliados, constatou-se que é preciso maior desenvolvimento e estudos aprofundados:

- No projeto preliminar e nos modelos de perdas.
- Na análise da condição supersônica para o conjunto bocal-rotor radial.
- Na condição do ponto fora de projeto (*off-design*).
- Nos métodos de otimização, visando a geometria do canal de passagem.
- Na avaliação da turbina radial com pás auxiliares devido à condição de número de Mach transônico.
- Nos efeitos das folgas para as diferentes condições de operação.
- Nas diferentes formas geométricas da voluta.
- Na seleção de uma ótima curvatura do plano meridional (canal de passagem) do rotor radial.
- No projeto de um bocal anular supersônico e desta maneira operar com altas velocidades.
- Na análise da lingüeta: curvatura da ponta da lingüeta, correlação entre o ângulo da lingüeta e a distancia entre a voluta e o bocal.
- Simulação integrada: Voluta – Bocal – Rotor radial.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AJAYI, K. T., OJAKOVO, A. E., (2012)**, “Design and Development of Micro-Turbine Coupled Compressor for Air-Conditioning System in Automobiles”, Journal of Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences (JETEAS) 3 (2): 259-264
- ANSYS, (2013)**, ANSYS CFX 13.0. 2012.
- AUNGIER, R. H., (2006)**, “*Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Inflow Turbine Design and Analysis*”, ASME PRESS, New York, USA, 394 p.
- ASTI, A., DEL GRECO, A. S., DEL TURCO, P., MILIANI, A., Inventor**. “Methods and Systems for Variable Geometry Inlets Nozzles for Use in Turboexpanders”, United States Patent, US 2011/0305556 A1. 2011, Dec. 15.
- BALJE, O. E., (1980)**, “*Turbomachines- A Guide to Design, Selection, and Theory*”, John Wiley & Sons, United States of America, New York.
- BALONI, B., CHANNIWALA, S. A., MAYAVANSHI, V. K., (2012)**, “Pressure Recovery and Loss Coefficient Variations in the Two Different Centrifugal Blower Volute Designs”, Applied Energy, Volume 90, Issue 1, ISSN 0306-2619.
- BAO, J., ZHAO, L., (2013)**, “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 24, August 2013, Pages 325-342, ISSN 1364-0321.
- BAR-MEIR, G., (2013)**, “Fundamentals of Compressible Fluid Mechanics”, Free Software Foundation, Inc., Potto Project License, 399 p.

- BARREIRA M. N., (2003)**, “Introdução a modelagem 3D para reatores air-lift empregando o “Método dos Volumes Finitos na resolução da fluidodinâmica (CFD)”, Campinas, (Mestrado em Engenharia Química) Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP.
- BASKHARONE, E., (2006)**, “Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines”, Cambridge University Press, NY, USA, 599 p.
- BENSON, R. S., (1970)**, “A Review of Methods for Assessing Loss Coefficients in Radial Gas Turbines”, *Int. Journ. Mech. Sci.*18: 905-32.
- BENSON, R. S., (1977)**, “Computer Aided Design of Radial Gas Turbines: A Method for Determining the Overall Rotor Dimensions”, *Computers & Fluids*, Volume 5, Issue 4, December 1977, Pages 219-240.
- BIANCARDI, F. R., LANDERMAN, A. M., RICE, N. C., Inventor**, United Aircraft Corporation, Cessionário. “Power Generating System Using Thiophene as a Working Fluid”, United States Patent, US 3,292,366. 1966, Dec. 20.
- BONA, F., RUPPERT, E., (2005)**, “As Microturbinas e a Geração Distribuída”, Engenharia elétrica e de computação, Universidade de Campinas, Campinas, Brasil.
- BOYCE, M., (1972)**, “New Development in Compressor Aerodynamics”, *Proceedings of First Turbomachinery Symposium* , 79-89 p.
- BOYCE, M., (2006)**, “*Gas Turbine Engineering Handbook*”, Third Edition, Houston - Texas, Gulf Professional, 955 p.
- BRASZ, J. J., BIEDERMAN, B. P., Inventor**, UTC Power, LLC., Cessionário. “Power Generation with a Centrifugal Compressor”, United States Patent, US 7,146,813 B2. 2006, Dec. 12.
- BRASZ, J. J., BIEDERMAN, B. P., (a) Inventor**, UTC Power Corporation, Cessionário. “Turbine with Vaned Nozzle”, United States Patent, US 7,254,949 B2. 2007, Aug. 14.

- BRASZ, J. J., BIEDERMAN, B. P., (b) Inventor**, UTC Power, LLC., Cessionário. “Organic Rankine Cycle Waste Heat Applications”, United States Patent, US 7,174,716 B2. 2007, Feb. 13.
- CHO, S., CHO, C., KIM, C., (2013)**, “A Study of Cycle Analysis and Turbine Design for Obtaining Small-Scaled Power from the Organic Rankine Cycle Using R245fa”, Proceedings of International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ’13), Bilbao, Espanha.
- CHEN, H., BAINES, N. C., (1994)**, “The aerodynamic loading of radial and mixed-flow turbines”, International Journal of Mechanical Sciences, Elsevier, Volume 36, Issue 1, January 1994, Pages 63–79.
- CHEN, H., (2009)**, “A Discussion on Volute Design Method for Radial Inflow Turbines”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, GT2009-59110, June 8-12, 2009, Florida, USA.
- CHEN, H., GOSWAMI, D., STEFANAKOS, E. K., (2010)**, “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat,” Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, no. 9, pp. 3059–3067, 2010.
- CLEMENTE, S., MICHELI, D., REINI, M., TACCANI, R., (2013)**, “Bottoming Organic Rankine Cycle for A Small Scale Gas Turbine: A Comparison of Different Solutions”, Applied Energy, Volume 106, Pages 355-364, ISSN 0306-2619.
- COLONNA, P., REBAY, S., HARINCK, J., GUARDONE, A., (2006)**, “Real-Gas Effects in ORC Turbine Flow Simulations: Influence of Thermodynamic Models on Flow Fields and Performance Parameters”, European Conference on Computational Fluid Dynamics ECCOMAS CFD.
- 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.

DICKEN, C. J. B., MÁRIDA, W., (2008), “Modeling the Transient Temperature Distribution within a Hydrogen Cylinder During Refueling”, Numerical Heat Transfer, Part A, 53: 1–24, 2008, DOI: 10.1080/10407780701634383.

DIXON, B. S. L., (1998), “*Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*”, Fourth Edition, Butterworth-Heinemann, UK, 321 p.

ENERDATA, Global Energy Statistical Yearbook 2013, <<http://yearbook.enerdata.net/#CO2-emissions-data-from-fuel-combustion.html>>. Acesso em 07 de Abril de 2014.

FENG, J., BENRA, F., DOHMEN, H., (2009), “The Use of Real Gas Properties for Design and Flow Field Simulations of a Small Centripetal Steam Turbine”, Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, Engineering Conference, August 2- 6, Vail, Colorado, USA.

FIASCHI, D., MANFRIDA, G., MARASCHIELLO, F., (2012), “Thermo-Fluid Dynamics Preliminary Design of Turbo-Expanders for ORC Cycles”, Applied Energy, Volume 97, ISSN 0306-2619.

GLASSMAN, A. J., (1972), “Turbine design and applications”, NASA SP 290, 1,3., **ROHLIK, H., (1972)**, “Radial-inflow turbine”, Chapter 10, NASA SP 290, 1,3 Lewis Research Center, National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Ohio, USA, 400 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.

GU, F., ENGEDA, A., BENISEK, E., (2001), “A Comparative Study of Incompressible and Compressible Design Approaches of Radial Inflow Turbine Volutes”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 2001 215: 475, DOI: 10.1243/0957650011538730.

- GOPAL, L., CHANDRA, N., (2011)**, “A Unified Methodology for Micro Gas Turbine”, Paper ID: AICFM_TM_008, The 11th Asian International Conference on Fluid Machinery and The 3rd Fluid Power Technology Exhibition, November 21-23, 2011, IIT Madras, Chennai, India.
- GORLA, R., KHAN, A., (2003)**, “Turbomachinery: Design and Theory”, Marcel Dekker, NY, 404 p.
- HATTIANGADI, A., (2013)**, “Working Fluid Design for Organic Rankine Cycle (ORC) Systems”, Dissertação de Mestrado, Delft University of Technology.
- HUN KANG, S., (2012)**, “Design and Experimental Study of ORC (Organic Rankine Cycle) and Radial Turbine Using R245fa Working Fluid”, Energy, Volume 41, Issue 1, ISSN 0360-5442.
- HARINCK, J., PASQUALE, D., PECNIK, R., VAN BUIJTENEN J., COLONNA, P., (2013)**, “Performance Improvement of A Radial Organic Rankine Cycle Turbine by Means of Automated Computational Fluid Dynamic Design”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, DOI: 10.1177/0957650913499565.
- HORVATH, A. L., (1974)**, “Redlich-Kwong equation of state: review for chemical engineering calculations”, Chemical Engineering Science, Volume 29, Issue 5, ISSN 0009-2509.
- HELDRICH, C. S., (2008)**, “Modern Thermodynamics with Statistical Mechanics”, Springer, ISBN 3540854177, 9783540854173, pp 402.
- HASSAN, A. S., (2007)**, “Influence of the volute design parameters on the performance of a centrifugal compressor of an aircraft turbocharger”, Proc. IMechE Vol. 221 Part A: J. Power and Energy, DOI: 10.1243/09576509JPE436.
- JAPIKSE, D., (2000)**, “Characteristics of a Radial Inflow Turbine with Internal Component Measurements”, Proceedings of ASME Turbo Expo, May 8-11, 2000, 2000-GT-0471.

- 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., 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.
- KOPECEK, H., AST, G., FREY, T. J., HUCK, P. S., Inventor**, General Electric Company, Cessionário. “Turbine Inlet Condition Controlled Organic Rankine Cycle”, United States Patent, US 2011/0308252 A1. 2011, Dec. 22.
- LI, W. G., (2011)**, “Blade Exit Angle Effects on Performance of a Standard Industrial Centrifugal Oil Pump”, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, Vol. 4, No. 2, Issue 1, pp. 105-119, 2011.
- LINHARDT, H., (1974)**, “The Large Power-Output Radial Inflow Turbine”, Airco Cryogenics Division, Airco, Inc., 3rd Turbomachinery Symposium.
- LOGAN, E., RAMENTRA, R., (1995)**, “*Handbook of Turbomachinery*”, Second Edition, Marcel Dekker, NY, U.S.A., 185 p.
- LUJÁN, J. M., SERRANO, J. R., DOLZ, V., SÁNCHEZ, J., (2012)**, “Model of the Expansion Process for R245fa in an Organic Rankine Cycle (ORC)”, *Applied Thermal Engineering*, Volume 40, ISSN 1359-4311.
- MARCONCINI, M., RUBECHINI, F., ARNONE, A., DEL GRECO, A., BIAGI, R., (2012)**, “Aerodynamic Investigation of a High Pressure Ratio Turbo-Expander for Organic Rankine Cycle Applications”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, GT2012-69409, June 11-15, 2012, Copenhagen, Denmark.

- MARCUCCILLI, F., ZOUAGHI, S., (2007)**, “Radial Inflow Turbines for Kalina and Organic Rankine Cycles”, Proceedings European Geothermal Congress 2007, Unterhaching, Germany.
- MARCUCCILLI, F., THIOLET, D., (2010)**, “Optimizing Binary Cycles Thanks to Radial Inflow Turbines”, Proceedings World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia, 25-29.
- MCLALLIN, K., HAAS, J., (1980)**, “Experimental Performance and Analysis of 15.04-Centimeter-Tip-Diameter, Radial-Inflow Turbine With Work Factor of 1.126 and Thick Blading”, NASA TP - 1730, Lewis Research Center, National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Ohio, USA, 21 p.
- MEACHER, J. S., RUSCITTO, D. E., Inventor**, Mechanical Technology Incorporated, Cessionário. “Hermetic Turbine Generator”, United States Patent, US 4,362,020. 1982, Dec. 7.
- 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.
- 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.
- 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.
- NAKANO, S., TSUBOUCHI, K., SHIRAIWA, H., HAYASHI, K., YAMADA, H., (2010)**, “A 150 kW Radial Inflow Steam Turbine System for the Bottoming Cycle of

Reciprocating Engines”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, GT2010-23231, June 14-18, 2010, Glasgow, UK.

NISHI, A., SAWADA, T., (1969), “Analytical Investigation of Radial Inflow Turbine Design Geometry”, Bulletin of University of Osaka Prefecture. Series A, Engineering and natural sciences. 18(2), p.347-363.

PALTRINIERI, A., (2013), “A Mean-Line Model to Predict the Design Performance of Radial Inflow Turbines in Organic Rankine Cycles”, Dissertação de Mestrado, Università Degli Studi Di Padova

PAPADOPOULOS, A., STIJEPOVIC, M., LINKE, P., (2010), “On the Systematic Design and Selection of Optimal Working Fluids for Organic Rankine Cycles”, Applied Thermal Engineering, Volume 30, Issues 6–7, ISSN 1359-4311.

PEI, G., LI, J., LI, Y., WANG, Y., JI, J., (2011), “Construction and Dynamic Test of a Small-Scale Organic Rankine Cycle”, Energy, Volume 36, Issue 5, ISSN 0360-5442.

POLING, B. E., PRAUSNITZ, J. M., O’CONNELL, J. P., (2001), “The Properties of Gases and Liquids”, McGraw-Hill New York, 5 ed.

QIANQ, X., TENG, J., DU, Z., (2010), “Influence of Various Volute Design on Volute Overall Performance”, Journal of Thermal Science Vol. 19, 6 (2010) 505-513.

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.

QUOILIN, S., DECLAYE, S., LEGROS, A., GUILLAUME, L., LEMORT, V., (2010), “Expansion Machine and Fluid Selection for the Organic Rankine Cycle”, Proceedings

of the 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics.

QUOILIN, S., VAN DEN BROEK, M., DECLAYE, S., DEWALLEF, P., LEMORT, V., (2013), “Techno-Economic Survey of Organic Rankine Cycle (ORC) Systems”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 22, Pages 168-186, ISSN 1364-0321.

REUNANEN, A., (2001), “*Experimental and Numerical Analysis of Different Volute in a Centrifugal Compressor*“, Lappeenranta, 150 p., Tese de Doutorado - Diss. Lappeenranta University of Technology.

RODGERS, C., GEISER, R., (1987), “Performance of a High Efficiency Radial/Axial Turbine”, *Journal of Turbomachinery*, vol.109, April 1987, 151-154.

RODGERS, C., (2003), “The Characteristics of Radial Turbines for Small Gas Turbine”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, GT2003-38026, June 16-19, 2003, Atlanta, Georgia.

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.

ROMAGNOLI, A., MARTINEZ-BOTAS, R., (2011), “Performance prediction of a nozzled and nozzleless mixed-flow turbine in steady conditions”, *International Journal of Mechanical Sciences*, *Energy Journal* 53 (2011) 557-574.

SAURET, E., ROWLANDS, A., (2011), “Candidate Radial-Inflow Turbines and High-Density Working Fluids for Geothermal Power Systems”, *Energy*, Volume 36, Issue 7, ISSN 0360-5442.

SCHLICHTING, H., GERSTEN, K., (2000), “Boundary Layer Theory”, 8th Revised and Enlarged Edition, Springer-Verlag, Berlin.

- 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.
- SIMPSON, A., SPENCE, S., WATTERSON, J., (2008)**, “Numerical and Experimental Study of the Performance Effects of Varying Vaneless Space and Vane Solidity in Radial Inflow Turbine Stators”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, June 9-13, 2008, GT2008-50261.
- SPENCE, S. W. T., ARTT, D. W., (1997)**, “An Experimental Assessment of Incidence Losses in a Radial Inflow Turbine Rotor”, *Proc. Instn. Mech Engrs.*, Vol 212, Part A. A04397, IMechE.
- STANITZ, J. D., (1952)**, “Some theoretical aerodynamic investigations of impellers in radial and mixed-flow centrifugal compressors”, *Trans. ASME*, 74, No. 4.
- SUHRMANN, J. F., PEITSCH, D., GUGAU, M., HEUER, T., TOMM, U., (2010)**, “Validation and Development of Loss Models for Small Size Radial Turbines.”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air*, June 14-18, 2010, GT2010-22666.
- TEGUH, B., SUYANTO, SURANA, T., KURNIAWAN, P., DJUBAEDAH, E., OLA, K., (2011)**, “Design of n-Butane Radial Inflow Turbine for 100 kW Binary Cycle Power Plant”, *International Journal of Engineering & Technology IJET-IJENS Vol: 11 No: 06* 55.
- VAN DEN BRAEMBUSSCHE, R. A., (2006)**, “Flow and Loss Mechanisms in Volute of Centrifugal Pumps”, In *Design and Analysis of High Speed Pumps* (pp. 12-1 – 12-26). Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 12. Neuilly-sur-Seine, France: RTO.
- VENTURA, C., JACOBS, P., PETRIE-REPAR, P., SAURET, E., (2012)**, “Preliminary Design and Performance Estimation of Radial Inflow Turbines: An Automated Approach”, *Journal of Fluid Engineering*, Vol. 134 / 031102-1 - 031102-13.

- WALSH, P., FLETCHER, P., (2004)**, “Gas Turbine Performance”, Second Edition, Blackwell Science Publications, UK, 657 p.
- WARK, K., RICHARDS, D., (2001)**, “*Térmodynamica*”, Sexta Edición, McGraw-Hill / Interamericana, España, 1048 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., (1971)**, “Effect of Dimensional Parameters of Impellers on Performance Characteristics of a Radial-Inflow Turbine”, Paper N° 70-GT-90, ASME, New York.
- WHITE, F. M., (1999)**, “*Mecânica dos fluidos*”, 4. ed. Rio de Janeiro: McGraw-Hill, 570 p.
- WHITFIELD, A., BAINES, N., (1990)**, “Design of Radial Turbomachines”, Longman Scientific & Technical, Essex CM20 2JE, England, 397 p.
- WHITFIELD, A., MOHD NOOR, A. B., (1994)**, “Design and Performance of Vaneless Volutes for Radial Inflow Turbines: Part 1: Non-Dimensional, Conceptual Design Considerations, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 1994 208: 199, DOI: 10.1243/PIME PROC 1994 208 035 02.
- WOOD, H. J., (1963)**, “Current Technology of Radial-Inflow Turbines for Compressible Fluids”, Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, 72 – 83 p.
- YAMAMOTO, T., FURUHATA, T., ARAI, N., MORI, K., (2001)**, “Design and Testing of the Organic Rankine Cycle”, Energy, Volume 26, Issue 3, ISSN 0360-5442.
- ZHANG, J., ZHUGE, W., HU, L., LI, S., (2007)**, “Design of Turbocharger Variable Nozzle”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air*, GT2007-27562, May 14-17, 2007, Montreal, Canada.

Apêndice A

LIMITES AEROTERMODINÂMICOS E CONSTRUTIVOS DE TURBINAS RADIAIS

Tabela 24 – Limites aerotermodinâmicos e construtivos de bocais.

Parâmetros de Controle		Limites de Operação
Condições aerotermodinâmicas no bocal		$h_{00} = h_{01}$
Razão de pressão de estagnação do bocal	$RP_{tb} = \frac{P_{00}}{P_{01}}$	$0,98 \leq RP_{tb} \leq 0,99$ (Wasserbauer e Glassman, 1975)
Número de Mach absoluto na entrada do bocal	M_{00}	$M_{00} \leq 0,2$ (Walsh e Fletcher, 2004)
Número de Mach absoluto na saída do bocal	M_{01}	$0,6 \leq M_{01} < 1,0$ (Walsh e Fletcher, 2004)
Razão de raios de entrada e saída do bocal	$\Delta r_{0-1} = \frac{r_0}{r_1}$	$1,1 \leq \Delta r_{0-1} \leq 1,7$ (Aungier, 2006) $1,2 \leq \Delta r_{0-1} \leq 1,3$ (Logan e Ramentra, 1995) $1,35 \leq \Delta r_{0-1} \leq 1,45$ (Walsh e Fletcher, 2004)
Ângulo do escoamento absoluto na saída do bocal	α_1	$52^\circ \leq \alpha_1 \leq 83^\circ$ (Rohlik, 1968) $65^\circ \leq \alpha_1 \leq 75^\circ$ (Chen e Baines, 1994) $65^\circ \leq \alpha_1 \leq 80^\circ$ (Walsh e Fletcher, 2004) $60^\circ \leq \alpha_1 = \alpha_2 \leq 80^\circ$ (Nishi e Sawada, 1969) $\alpha_1 \leq 75^\circ$ (Logan e Ramentra, 1995) $\alpha_1 \approx 77^\circ$ (Hiatt e Johnston, 1964)
Largura da palheta do bocal	b	$b_0 = b_1$
Espessura da palheta no bordo de fuga do bocal	t_{b1}	$t_{b1} > 0,301 \text{ mm}$ (Logan e Ramentra, 1995)
Razão de espessura da palheta no bordo de fuga do bocal	$\frac{t_{b1}}{b_1}$	$\frac{t_{b1}}{b_1} = 0,05$ (Glassman, 1976)
Fator de bloqueio do bocal	B_{fb}	$0 \leq (1 - B_{fb}) \leq 0,1$ (Qiu e Baines, 2007)
Solidez do bocal	$\sigma_b = \frac{c_{rb}}{t_{eb}}$	$1,25 < \sigma_b < 1,75$ (Linhardt, 1974) $1,0 < \sigma_b < 2,8$ (Simpson et al., 2008)
Coefficiente de perda de pressão de estagnação do bocal	$Y_b = \frac{P_{00} - P_{01}}{P_{01} - P_1}$	$0,03 \leq Y_b \leq 0,07$ (Moustapha et al., 2003) $0,05 \leq Y_b \leq 0,09$ (Gorla e Khan, 2003)
Coefficiente de perda de entalpia do bocal	ξ_b	$0,05 < \xi_b < 0,15$ (Benson, 1970) $0,063 < \xi_b < 0,235$ se $\beta_2 = 90^\circ$ (Gorla e Khan, 2003) $0,063 < \xi_b < 0,23$ se $\beta_2 = 90^\circ$ (Dixon, 2010)
Coefficiente de velocidade do bocal	$K_b = \frac{C_1}{C_{iso}}$	$0,975 \leq K_b \leq 0,985$ (Mizumachi, 1960) $0,9 \leq K_b \leq 0,97$ se $\beta_2 = 90^\circ$ (Dixon, 1998)

Tabela 25 – Limites aerotermodinâmicos e construtivos na região entre o bocal-rotor radial.

Parâmetros de Controle		Limites de Operação
Condições aerotermodinâmicas na região entre o bocal-rotor radial		$h_{01} = h_{02}$ $\alpha_1 \neq \alpha_2 \Leftrightarrow \rho_1 \neq \rho_2$ $\alpha_1 = \alpha_2 \Leftrightarrow \rho_1 = \rho_2$
Razão de raios na região entre o bocal-rotor radial	$\Delta r_{b-r} = \frac{r_1}{r_2}$	$1,04 \leq \Delta r_{b-r} \leq 1,08$ (Zhang et. al., 2007)
		$1,04 \leq \Delta r_{b-r} \leq 1,1$ (Moustapha et al., 2003)
		$1,06 \leq \Delta r_{b-r} \leq 1,11$ (Mclallin e Haas, 1980)
		$\Delta r_{b-r} < 1,05$ (Logan e Ramentra, 1995) $\Delta r_{b-r} \approx 1,10$ (Walsh e Fletcher, 2004)
Coefficiente de perda de pressão total na região entre o bocal-rotor radial	Y_{b-r}	$Y_{b-r} = 11,6\%$ (Baskharone, 2006)

Tabela 26 – Limites aerotermodinâmicos e construtivos de rotores radiais.

Parâmetros de Controle		Limites de Operação
Condições aerotermodinâmicas no rotor radial		$h_{02} > h_{03}$
Razão de pressão de estagnação-estática do estágio	$RP_{ts} = \frac{P_{00}}{P_3}$	$RP_{ts} \approx 8 : 1$ (Walsh e Fletcher, 2004)
Eficiência total-total do estágio ou isentrópica da turbina	η_{tt}	$80\% \leq \eta_{tt} \leq 90\%$ (Gorla e Khan, 2003) $\eta_{tt} \approx 90\%$ (Kofskey e Nusbaum, 1972)
Eficiência total – estática do estágio ou da turbina	η_{ts}	$78\% \leq \eta_{ts,max} \leq 82\%$ (Rohlik, 1968) $\eta_{ts,max} \approx 82,1\%$ (Nishi e Sawada, 1969) $\eta_{ts} \approx 90\%$ (Kofskey e Nusbaum, 1972)
Número de Mach absoluto na saída do rotor radial	M_{03}	$0,3 \leq M_{03} \leq 0,55$ (Walsh e Fletcher, 2004)
Largura da pá do rotor radial	b	$b_2 < b_3$
Razão de velocidade na entrada do rotor radial	$\lambda = \frac{C_{\theta 2}}{U_2}$	$C_{\theta 2} \geq U_2$ (Gopal e Chandra, 2011) $\lambda \approx 0,8$ (Boyce, 2006) $\lambda < 1,0$ (Logan e Ramentra, 1995) $0,8 \leq \lambda \leq 0,9$ (Chen e Baines, 1992) $0,9 \leq \lambda < 1,0$ (Chen e Baines, 1994), (Moustapha et al., 2003)
	$\frac{r_2}{r_{3s}} = \frac{D_2}{D_{3s}}$	$\frac{r_2}{r_{3s}} \approx 1,42$ (Ventura et al., 2012) $\frac{r_2}{r_{3s}} \approx 2,2$ (Boyce, 2006)
		$0,2 \leq \frac{r_{3s}}{r_2} \leq 0,7$ (Rohlik, 1968)
	$\frac{r_{3s}}{r_2} = \frac{D_{3s}}{D_2}$	$\frac{r_{3s}}{r_2} < 0,7$ (Walsh e Fletcher, 2004), (Glassman, 1972), (Gopal e Chandra, 2011) $\frac{r_{3s}}{r_2} < 0,78$ (Aungier, 2006), (Balje, 1980)
Razão de raios do rotor radial		$\frac{r_{3s}}{r_2} < 0,9$ (Aungier, 2006)
		$0,2 < \frac{r_{3m}}{r_2} < 0,6$ (Rohlik, 1968)
	$\frac{r_{3m}}{r_2} = \frac{D_{3m}}{D_2}$	$0,4 < \frac{r_{3m}}{r_2} < 0,6$ (Nishi e Sawada, 1969) $\frac{r_{3m}}{r_2} = 0,65$ (Ajayi e Ojakovo, 2012)

Tabela 26 – (Continuação)

Parâmetros de Controle		Limites de Operação
Razão de raios na entrada do bocal e entrada do rotor radial	$\frac{r_0}{r_2} = \frac{D_0}{D_2}$	$1,35 \leq \frac{r_0}{r_2} \leq 1,50$ (Zhang et al., 2007)
Razão de raios na saída do rotor radial	$\nu = \frac{r_{3h}}{r_{3s}} = \frac{D_{3h}}{D_{3s}}$	$\nu < 0,4$ (Walsh e Fletcher, 2004), (Rohlik, 1968), (Glassman, 1972), (Gopal e Chandra, 2011) $\nu \leq 0,25$ (Logan e Ramentra, 1995) $\nu \leq 0,53$ (Kofskey e Nusbaum, 1972)
Razão de raios do rotor radial	$\frac{r_{3h}}{r_2} = \frac{D_{3h}}{D_2}$	$\frac{r_{3h}}{r_2} = 0,185$ (Aungier, 2006)
	$\frac{r_2}{r_{3rms}} = \frac{D_2}{D_{3rms}}$	$1,6 \leq \frac{r_2}{r_{3rms}} \leq 1,8$ (Dixon, 1998), (Rodgers e Geiser, 1987)
Razão de largura da palheta na saída do bocal e o diâmetro de entrada do rotor radial	$\frac{b_1}{D_2} = \frac{b_2}{D_2}$	$\frac{b_1}{D_2} > 0,04$ (Walsh e Fletcher, 2004) $0,1 \leq \frac{b_1}{D_2} \leq 0,16$ (Rohlik, 1968)
Razão de largura da palheta na saída do bocal e o diâmetro médio na saída do rotor radial	$\frac{b_1}{D_{3m}} = \frac{b_2}{D_{3m}}$	$0,04 < \frac{b_1}{D_{3m}} < 0,68$ (Rohlik, 1968)
Razão de áreas do rotor radial	$\frac{A_3}{A_2}$	$0,1 < \frac{A_3}{A_2} < 0,5$ (Gorla e Khan, 2003)
Razão de aspecto do rotor radial	$\frac{b}{c_r}$	$0,1 < \frac{b}{c_r} < 0,5$ (Glassman, 1972)
Solidez do rotor radial	$\sigma_r = \frac{c_{rr}}{t_{er}}$	$1,25 < \sigma_r < 1,75$ (Linhardt, 1974)
Número de pás do rotor radial	Z_{br}	$11 \leq Z_{bropt} \leq 15$ (Linhardt, 1974)
Largura adimensional do rotor radial	$L_z P$	$1,0 \leq L_z P \leq 1,3$ (Walsh e Fletcher, 2004) $L_z P = \frac{L_z}{r_2 - \left(\frac{r_{3s} + r_{3h}}{2} \right)}$
Largura adimensional do rotor radial	$\frac{L_z}{b_2}$	$\frac{L_z}{b_2} \geq 1,5$ (Aungier, 2006)
Ângulo do escoamento relativo na entrada do rotor radial	β_2	$-20^\circ < \beta_2 < -40^\circ$ (Moustapha et al., 2003) $-33^\circ < \beta_2 < -26^\circ$ (Whitfield e Baines, 1990) $-20^\circ \leq \beta_2 \leq -45^\circ$ (Nishi e Sawada, 1969)

Tabela 26 – (Continuação)

Parâmetros de Controle		Limites de Operação
Ângulo do escoamento absoluto na entrada do rotor radial	α_2	$70^\circ \leq \alpha_2 \leq 80^\circ$ (Dixon, 1998)
		$60^\circ \leq \alpha_1 = \alpha_2 \leq 80^\circ$ (Nishi e Sawada, 1969)
		$67^\circ \leq \alpha_2 \leq 75^\circ$ (Ajayi e Ojakovo, 2012)
Ângulo de incidência	i_{incr}	$i_{incr} \approx -40^\circ$ (Glassman, 1972)
		$-40^\circ < i_{incr} < -20^\circ$ (Dixon, 1998), (Moustapha et al., 2003)
		$\beta_2 = \beta_{2opt}; (i_{incr} = 0)$ (Dixon, 1998)
Ângulo do escoamento absoluto na saída do rotor radial	α_3	$\alpha_3 = 0$ e $C_{\theta 3} = 0$ (Boyce, 2006), (Baskharone, 2006)
		$U_3 = w_{\theta 3}$
		$C_3 = C_{m3} = w_{m3}$
		$U_2 > U_{3m}$
		$w_{3m} > w_2$
		$C_1 > C_{2m}$
Ângulo relativo na saída do rotor radial	β_3	$-55^\circ \leq \beta_3 \leq -75^\circ$ (Whitfield e Baines, 1990)
		$\beta_3 \approx -60^\circ$ (Logan e Ramentra, 1995), (Moustapha et al., 2003), (Chen e Baines, 1994)
		$\beta_3 \approx -61^\circ$ (Chen e Baines, 1992)
Velocidade tangencial na entrada do rotor radial	U_2	$U_2 < 600$ m/s (Walsh e Fletcher, 2004) $U_2 < 670$ m/s (Logan e Ramentra, 1995)
Razão de velocidade absoluta na saída do rotor radial e isentrópica	$\frac{C_3}{C_o}$	$0,04 < \frac{C_3}{C_o} < 0,3$ (Gorla e Khan, 2003)
Razão quadrática de velocidades absolutas do rotor radial	$\left(\frac{C_3}{C_o}\right)^2$	$0,04 < \left(\frac{C_3}{C_o}\right)^2 < 0,3$ (Dixon, 1998)
Coefficiente de vazão na entrada do rotor radial	$\phi_2 = \frac{C_{m2}}{U_2}$	$\phi_2 < 0,5$ (Baskharone, 2006) $0,25 < \phi_2 < 0,38$ (Chen e Baines, 1994)
Razão de velocidades relativas	$\frac{w_{3av}}{w_2}$	$\frac{w_{3av}}{w_2} \approx 2$ (Dixon, 1998)
Razão de velocidades meridionais	$\frac{C_{m3}}{C_{m2}}$	$1,0 \leq \frac{C_{m2}}{C_{m3}} \leq 1,3$ (Gopal e Chandra, 2011)
		$1,0 \leq \frac{C_{m3}}{C_{m2}} \leq 1,5$ (Wood, 1963)

Tabela 26 – (Continuação)

Parâmetros de Controle		Limites de Operação
Razão de velocidades tangencial na entrada do rotor radial e isentrópica	$\frac{U_2}{C_o}$	$\frac{U_2}{C_o} = 0,65$ (Gopal e Chandra, 2011)
		$\frac{U_2}{C_o} = 0,7$ (Mclallin e Haas, 1980), (Rodgers e Geiser, 1987)
		$0,68 < \frac{U_2}{C_o} < 0,71$ (Gorla e Khan, 2003), (Dixon, 1998)
		$0,53 < \frac{U_2}{C_o} < 0,707$ (Rohlik, 1968)
		$0,55 < \frac{U_2}{C_o} < 0,78$ (Nishi e Sawada, 1969)
		$0,65 < \frac{U_2}{C_o} < 0,75$ (Rodgers, 2003)
		$0,6 < \frac{U_2}{C_o} < 0,65$ (Japikse, 2000)
Coeficiente de vazão na saída do rotor radial	$\phi_3 = \frac{C_{m3}}{U_2}$	$0,2 \leq \phi_3 \leq 0,3$ (Dixon, 1998), (Rodgers e Geiser, 1987), (Chen e Baines, 1994), (Moustapha et al., 2003)
		$0,2 \leq \phi_3 \leq 0,4$ (Balje, 1980)
		$0,2 \leq \phi_3 \leq 0,4$ (Aungier, 2006)
		$\phi_{2opt} \approx 0,25$ (Rodgers e Geiser, 1987)
Coeficiente de potência	$\psi = \frac{w_{esp}}{U_2^2}$	$\psi = 0,83$ (Mclallin e Haas, 1980) $\psi \cong 1,0$ (Baskharone, 2006)
Rotação específica	N_{SS}	$0,3 < N_{SS} < 1,1$ (Gorla e Khan, 2003)
Espessura da pá no bordo de fuga do rotor radial	t_{r3}	$t_{r3} > 0,508 \text{ mm}$ (Logan e Ramentra, 1995)
Razão de espessura da pá no bordo de ataque do rotor radial	$\frac{t_{r2}}{r_2}$	$\frac{t_{r2}}{r_2} = 0,04$ (Aungier, 2006)
Razão de espessura da pá no bordo de fuga do rotor radial	$\frac{t_{r3}}{r_2}$	$\frac{t_{r3}}{r_2} = 0,02$ (Aungier, 2006)
Razão de espessura da pá do rotor radial	$\frac{t_{r3}}{r_{3s} - r_{3h}}$	$\frac{t_{r3}}{r_{3s} - r_{3h}} = 0,04$ (Glassman, 1976)
Grau de reação da turbomáquina	D_{rt}	$0,45 \leq D_{rt} \leq 0,65$ (Watanabe et al., 1970)
Fator de difusão	D_{DF}	$D_{DFshroud} < 0,4$ (Boyce, 2006)
		$D_{DFhub} < 0,6$ (Boyce, 2006)

Tabela 26 – (Continuação)

Parâmetros de Controle		Limites de Operação
		Entrada (axial)
		$\frac{\delta_{axial}}{D_2} = 0,002$ (Rohlik, 1968)
		$\frac{\delta_{axial}}{b_2} = 0,037$ (McLallin e Haas, 1980)
		$\frac{\delta_{axial}}{b_2} = 0,022$ (Kofskey e Nusbaum, 1972)
		$0,01 \leq \frac{\delta_{axial}}{b_2} \leq 0,07$ (Futral e Holeski, 1970)
		$\delta_{axial} < 0,4 \text{ mm}$ (Dixon, 1998)
Folgas no rotor radial	δ	Saída (Radial)
		$\frac{\delta_{radial}}{D_{3s}} = 0,0025$ (Rohlik, 1968)
		$\frac{\delta_{radial}}{b_2} = 0,012$ (McLallin e Haas, 1980)
		$\frac{\delta_{radial}}{b_3} = 0,012$ (Kofskey e Nusbaum, 1972)
		$\frac{\delta_{radial}}{b_3} = 0,01$ (Futral e Holeski, 1970)
		$\delta_{radial} < 0,4 \text{ mm}$ (Dixon, 1998)
		$1,0 \leq \frac{\delta}{b} \leq 1,3$ (Rohlik, 1968)
Razão de folgas no rotor radial	$\frac{\delta}{b}$	$\frac{\delta_2}{D_2} = 0,002$ (Rohlik, 1968)
		$\frac{\delta_3}{D_{3s}} = 0,0025$ (Rohlik, 1968)
Número de Reynolds	Re_r	$10^5 \leq Re \leq 5 \times 10^5$ (Baskharone, 2006)
Rugosidade nas paredes de turbomáquinas	ε_{rr}	$0,05 \text{ mm} \leq \varepsilon_{rr} \leq 0,2 \text{ mm}$ (Suhrmann et al., 2010)
Coefficiente de perda de entalpia do rotor radial	ξ_r	$0,384 < \xi_r < 0,777$ se $\beta_2 = 90^\circ$ (Gorla e Khan, 2003) $0,38 < \xi_r < 1,04$ se $\beta_2 = 90^\circ$ (Dixon, 2010)
Coefficiente de velocidades relativas do rotor radial	$\phi_r = \frac{w_3}{w_{3iso}}$	$0,7 < \phi_r < 0,85$ se $\beta_2 = 90^\circ$ (Dixon, 1998), (Dixon, 2010)
Perda devido ao carregamento da pá	L_{blr}	$7\% \leq \frac{L_{blr}}{w_{esp}} \leq 12\%$ (Boyce, 2006)
Perdas por Atrito na Passagem	L_{fr}	$1\% \leq \frac{L_{fr}}{w_{esp}} \leq 2\%$ (Boyce, 2006)

Tabela 26 – (Continuação)

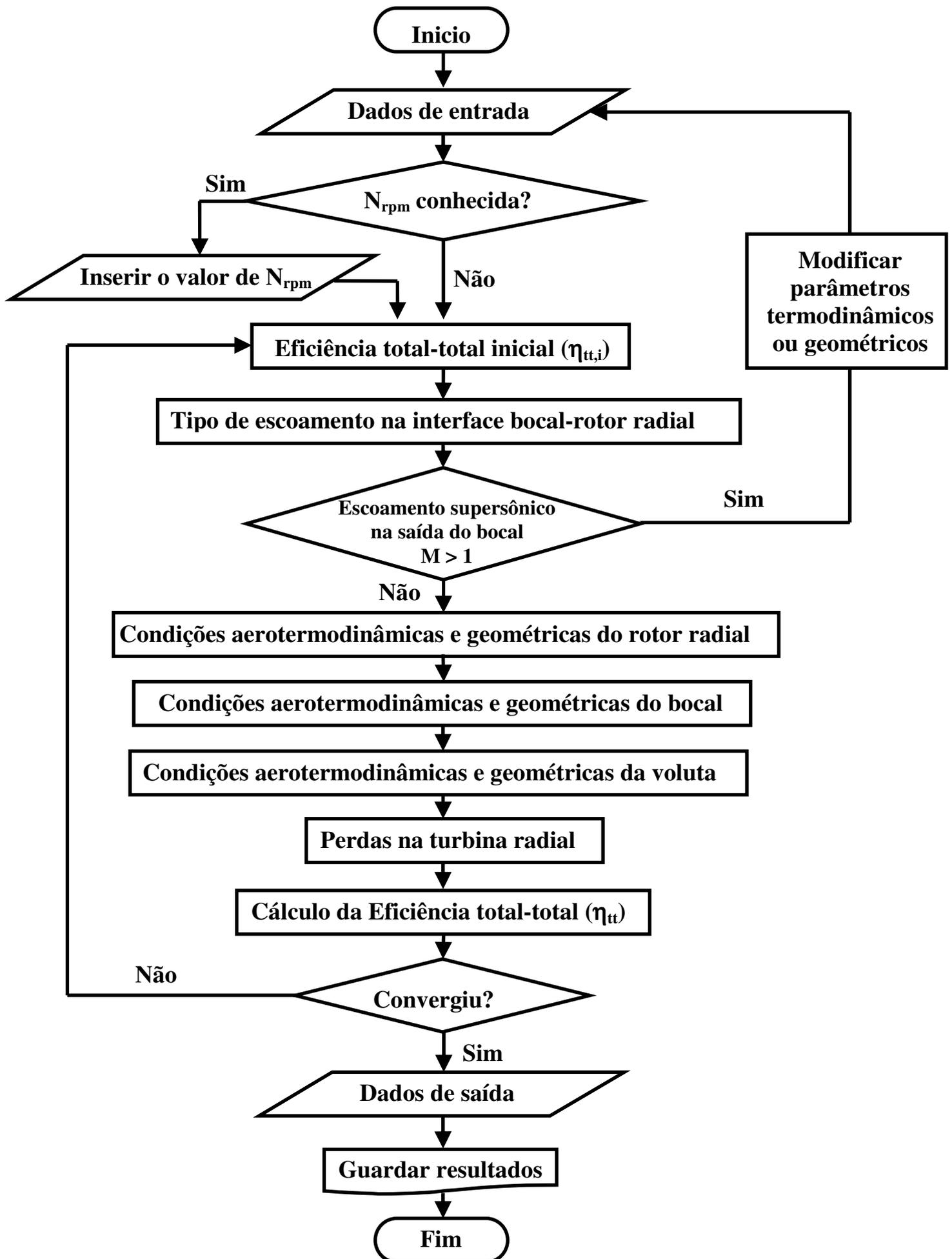
Parâmetros de Controle		Limites de Operação
Perda devido à folga de topo e radial	L_{clr}	$1\% \leq \frac{L_{clr}}{w_{esp}} \leq 2\%$ (Boyce, 2006)
Perdas por Incidência	L_{incr}	$0,5 \leq \frac{L_{incr}}{w_{esp}} \leq 1,5\%$ (Boyce, 2006)
Perda na saída do rotor radial	L_{exr}	$2\% \leq \frac{L_{exr}}{w_{esp}} \leq 5\%$ (Boyce, 2006)
Perda na placa traseira do rotor radial	L_{dflr}	$0 < L_{dflr} < 0,25$ (Benson, 1970) $\frac{L_{dflr}}{w_{esp}} \approx 0,5\%$ (Boyce, 2006)
Coefficiente de potência	S_w	$0 < S_w < 0,35$ (Whitfield e Baines, 1990)
Razão de largura da pá na entrada e o raio de entrada do rotor radial	$\frac{b_2}{r_2}$	$0 \leq \frac{b_2}{r_2} \leq 0,4$ (Whitfield e Baines, 1990)
Rotação específica dimensional	N_{SS}	$0,2 \leq N_{SS} \leq 1,4$ (Rohlik, 1968)
Diâmetro de entrada do rotor radial	D_2	$D_2 \leq 0,6 \text{ m}$ (Walsh e Fletcher, 2004)
Diâmetro do eixo do rotor radial	D_{eixo}	$D_{eixo} \leq \frac{D_{3h}}{1,6}$ (Benson, 1977)

Tabela 27 – Limites aerotermodinâmicos e construtivos de volutas.

Parâmetros de Controle		Limites de Operação
Condições aerotermodinâmicas na voluta		$h_{0fe} = h_{0sv}$
Queda de pressão na voluta	$\Delta P_v P_{0v}$	$1\% \leq \Delta P_v P_{0v} \leq 2\%$ (Walsh e Fletcher, 2004) $\Delta P_v P_{0v} = 100 \frac{\Delta P_{0ev-0sv}}{P_{0ev}}$
Número de Mach absoluto na entrada da voluta	M_{0ev}	$0,1 \leq M_{0ev} \leq 0,25$ (Walsh e Fletcher, 2004)
Razão de raios da voluta	$\frac{A_t}{r_{lv}}$	$1,39 < \frac{A_t}{r_{lv}} < 2,09$ (Simpson, 2009)
Coeficiente de velocidade da voluta	$S_v = \frac{C_{\theta v} r_v}{C_{\theta 0} r_0}$	$0,7 \leq S_v \leq 0,9$ (Baines, 1992)
		$0,85 \leq S_v \leq 0,95$ (Romagnoli e Martinez-Botas, 2011), (Moustapha et al., 2003) $0,9 \leq S_v \leq 0,95$ (Karassik et al., 2001) $0,85 \leq S_v \leq 0,9$ (Whitfield et al., 1994) $0,9 \leq S_v \leq 1$ (Whitfield e Mohd Noor, 1994)
Razão de raios na interface voluta-bocal	$\Delta r_{lv-b} = \frac{r_{lv}}{r_0}$	$\Delta r_{lv-b} = (0,04 \sim 0,15) r_2$ (Karassik, et. al., 2001) $\Delta r_{lv-b} = 1,07$ (Hassan, 2007) $\Delta r_{lv-b} = 1,05$ (Aungier, 2006)
Vazão mássica de recirculação	$\frac{\dot{m}_R}{\dot{m}}$	$\dot{m}_R = \dot{m} (0 \sim 0,05)$ (Whitfield e Mohd Noor, 1994)
Fator de bloqueio na voluta	$B_{fv} = 1 - B$	$0 \leq B_{fv} \leq 0,1$ (Moustapha et al., 2003) $B = 0,9$ (Romagnoli e Martinez-Botas, 2011)
Coeficiente de perda de pressão de estagnação da voluta	$Y_{vTPL} = \frac{P_{0ev} - P_{0sv}}{P_{0sv} - P_{sv}}$	$0,05 \leq Y_{vTPL} \leq 0,15$ (Moustapha et. al., 2003) $0,1 \leq Y_{vTPL} \leq 0,3$ (Romagnoli e Martinez-Botas, 2011) $0,5 \leq Y_{vTPL} \leq 1,0$ (Walsh e Fletcher, 2004)
Ângulo da lingüeta da voluta	λ_{lv}	$5^\circ < \lambda_{lv} < 30^\circ$ (Suhrmann et al., 2012)
Rugosidade na parede interna da voluta	ε_{rv}	$\varepsilon_{rv} = 6 Ra$ $12,5 \mu m \leq Ra \leq 50 \mu m$ (Li, 2012)
Porcentagem de queda de pressão de estagnação através da voluta	$\frac{\Delta P_v}{P_{0fe}} = 100 \frac{P_{0fe} - P_{0sv}}{P_{0fe}}$	$1\% \leq \frac{\Delta P_v}{P_{0fe}} \leq 2\%$ (Walsh e Fletcher, 2004)

Apêndice B

FLUXOGRAMA DO PROGRAMA DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL



Apêndice C

EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO

As equações de conservação são as representações matemáticas do escoamento utilizadas para a solução dos diversos problemas de engenharia, sendo estas, as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e de energia, portanto:

C.1 CONSERVAÇÃO DA MASSA

Em um sistema de partículas onde a massa não varia com o tempo, tem-se:

$$\frac{Dm}{Dt} = 0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV + \int_{sc} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (C1)$$

$$\frac{Dm}{Dt} \equiv \text{taxa de variação total da massa do sistema (volume de controle)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV = \frac{\partial m}{\partial t} \equiv \text{taxa de variação da massa dentro do volume de controle}$$

$$\int_{sc} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \equiv \text{fluxo líquido de massa saindo da superfície de controle}$$

A equação de conservação da massa na forma diferencial é:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \quad (C2)$$

A vazão mássica na entrada e na saída do volume de controle em regime permanente é:

$$\rho_1 A_1 C_1 \cos \alpha_1 = \dot{m}_1 = \dot{m} = \dot{m}_2 = \rho_2 A_2 C_2 \cos \alpha_2 \quad (C3)$$

$$\rho_1 A_1 C_{m1} = \dot{m} = \rho_2 A_2 C_{m2} \quad (C4)$$

C.2 CONSERVAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Da segunda Lei do Movimento de Newton para um fluido escoando através de um volume de controle, tem-se:

$$\vec{F} = m\vec{a} = m \frac{D\vec{C}}{Dt} = \frac{D(m\vec{C})}{Dt} \quad (C5)$$

$$\sum \vec{F}|_{sistema} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho \vec{V} dV + \int_{sc} \vec{V} (\rho \vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (C6)$$

Onde:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho \vec{V} dV \equiv \text{variação da qdm com o tempo no volume de controle}$$

$$\int_{sc} \vec{V} (\rho \vec{V} \cdot \vec{n}) dA \equiv \text{fluxos de entrada e saída de qdm através da superfície de controle}$$

$$\int_{sc} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \equiv \text{fluxo líquido de massa saindo da superfície de controle}$$

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

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (C7)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (C8)$$

$$\frac{\partial \rho w}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (C9)$$

O trabalho específico da turbina é:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(U_1 C_{\theta 1} - U_2 C_{\theta 2}) = \dot{m} \left[\underbrace{\frac{U_1^2 - U_2^2}{2}}_{\text{Variação da entalpia dinâmica}} - \underbrace{\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2}}_{\text{Variação da entalpia estática}} \right] \quad (C10)$$

Equação de Euler

C.3 CONSERVAÇÃO DA ENERGIA

Da primeira Lei da Termodinâmica e baseado nas hipóteses de escoamento compressível, permanente, adiabático e a variação da energia potencial desprezível, tem-se: a equação de conservação de energia na forma diferencial que é:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \right] = \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial(\rho u p)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho v p)}{\partial y} - \frac{\partial(\rho w p)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho u \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \tau_{zz})}{\partial z} \\ + \frac{\partial(\rho v \tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w \tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u \tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(\rho w \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \tau_{zy})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u \tau_{yx})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w \tau_{zy})}{\partial z} + \rho f \cdot V \end{aligned} \quad (C11)$$

$$\dot{Q}_T - \dot{W}_T = \dot{m} [(h_{02} - h_{01}) + g(z_2 - z_1)] \quad (\text{C12})$$

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = h_{02} - h_{01} = \left[(h_2 - h_1) + \frac{(C_2^2 - C_1^2)}{2} \right] \quad (\text{C13})$$

Apêndice D

MANUAL DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DE CÁLCULO UNIDIMENSIONAL PARA O PONTO DE PROJETO DE TURBINAS RADIAIS – “*TurbinaDP-RG*”

A área de trabalho desenvolvida para o programa tem como nome “*TurbinaDP-RG*” e é um programa desenvolvido em linguagem FORTRAN, para o projeto preliminar de turbinas radiais operadas com fluidos orgânicos para baixas potências.

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:

D.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 de estagnação na entrada:** pressão total (P_{0ev}), em (kPa) e temperatura total (T_{0ev}), em (K) na entrada da turbina ou da voluta.

- **Condições de estagnação na saída:** pressão total (P_{03}), em (kPa).
- **Eficiências:** eficiência total-total do bocal (η_b) e eficiência total-total do estágio (η_u), em (%).
- **Vazão mássica:** representa a vazão mássica de projeto (\dot{m}), em (kg/s).
- **Propriedades do fluido de trabalho:** são as propriedades físicas que caracterizam o fluido de trabalho.
- **Ângulo do escoamento relativo ou da pá na entrada do rotor:** (β_2) dos triângulos de velocidade em ($^\circ$).
- **Ângulo do escoamento relativo ou da pá na saída do rotor:** (β_{3s}) dos triângulos de velocidade em ($^\circ$) e apresenta variação desde a raiz até a ponta da pá do rotor.
- **Espessuras:** espessura da palheta do bocal (t_b), da pá do rotor (t_r) e da lingüeta 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.
- **Folgas 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 (Figura 85), como constante, 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).

Ponto de Projeto: rotina encarregada de realizar o cálculo e o dimensionamento dos componentes (voluta, 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 86). Esta opção também

mostra e permite salvar em um arquivo de texto, os resultados previamente calculados em a janela principal (Figura 87).

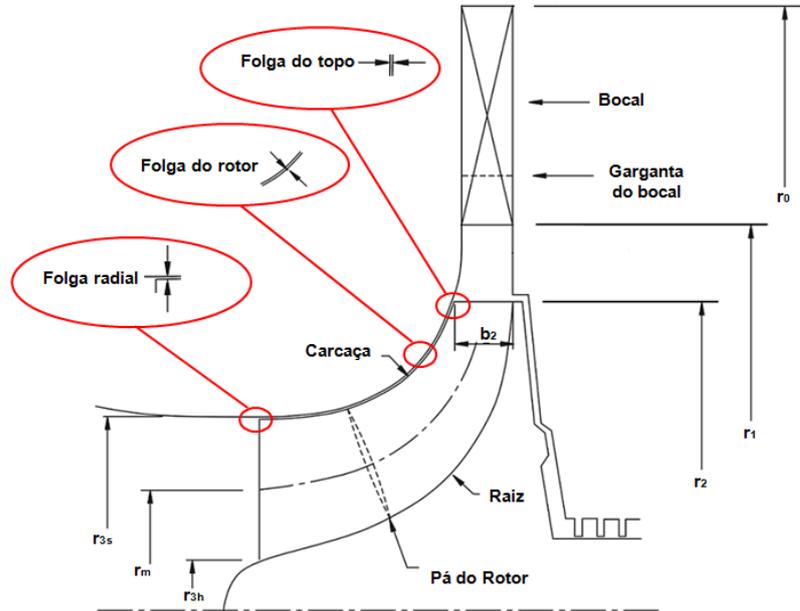


Figura 85 – Folga na ponta do rotor.

Projeto Aerodinâmico Preliminar da Turbina Radial: Dados de Entrada

Condições Termodinâmicas de Operação da Turbina Radial	
Temperatura de Estagnação na Entrada da Turbina Radial (Voluta)	[T0ev, K] 398.1500
Pressão de Estagnação na Entrada da Turbina Radial (Voluta)	[P0ev, kPa] 3000.000
Temperatura de Estagnação na Saída da Turbina Radial	<input type="checkbox"/> Inserir [T03, K] 352.8728
Pressão de Estagnação na Saída da Turbina Radial (Rotor Radial)	[P03, kPa] 1075.000
Vazão Mássica da Turbina Radial	[Mmass, kg/s] 10.00000
Eficiência Isentrópica Total-Total do Bocal	[EFFB, %] 98.00000
Eficiência Isentrópica Total-Total do Estágio	[EFFTT, %] 85.00000
Queda de Pressão de Estagnação na Voluta	[PQPsv, %] 1.000000
Queda de Pressão de Estagnação na Interface Voluta-Bocal	[PQP00, %] 2.000000
Queda de Pressão de Estagnação no Bocal	[PQP01, %] 3.000000
Queda de Pressão de Estagnação na Interface Bocal-Rotor Radial	[PQP02, %] 4.000000

Parâmetros Construtivos da Turbina Radial	
Rotor Radial	
Ângulo Relativo da Pá na Entrada do Rotor Radial	[Beta 2, °] -25.0000
Ângulo Relativo da Pá na Saída do Rotor Radial	[Beta 3s, °] -60.0000
Espessura da Pá do Rotor Radial	[EPR, mm] 1.000000
Folga no Topo e Radial do Rotor Radial	[FRS, mm] 0.500000
Folga na Placa Traseira do Rotor Radial	[FPT, mm] 0.500000
Rugosidade na Parede do Rotor Radial	[Err, mm] 0.200000
Razão de Velocidades Relativas no Rotor Radial	[w/r] 3.283000
Razão de Raios na Ponta e Saída do Rotor Radial (Exducer)	[nusr] 0.239500
Bocal	
Espessura da Palheta do Bocal	[EPB, mm] 1.000000
Razão de Raios do Bocal	[R0/R1] 1.200000
Solidez do Bocal	[sigmaboc] 1.350000
Voluta	
Espessura da Língua da Voluta	[tlv, mm] 1.500000
Altura Média da Rugosidade na Parede da Voluta	[Ra, micras] 12.50000
Razão de Raios na Interface Voluta-Bocal	[Rsv/R0] 1.070000
Razão de Raios do Círculo Base da Voluta	[Rv/Rsv] 1.200000
Fator de Bloqueio da Voluta	[bfv] 0.100000

Propriedades do Fluido de Trabalho Orgânico - DWF	
Massa Molar do Gás	[Mmg, kg/kmol] 102.0320
Limites de Aplicabilidade	
Temperatura Mínima	[Tmin, K] 163.8500
Massa Específica Mínima	[Rrhin, kg/m3] 0.400000
Estado Crítico	
Temperatura Crítica	[Tcrit, K] 374.2100
Pressão Crítica	[Pcrit, kPa] 4059.300
Volume Crítico	[Vcrit, m3/kg] 0.001950
Coefficientes Capacidade Térmica Específica - Cp: Equação Polinomial	
Coefficiente Cp1R	[Cp1R] 3.064000
Coefficiente Cp2R	[Cp2R x 10E-3, K^-1] 25.42000
Coefficiente Cp3R	[Cp3R x 10E-5, K^-2] 0.586000
Coefficiente Cp4R	[Cp4R x 10E-8, K^-3] -3.33900
Coefficiente Cp5R	[Cp5R x 10E-11, K^-4] 1.716000

Ponto de Projeto: [] Rotação da Turbina Radial [RPM]: 10000.00 Inserir RPM

Fechar

Figura 86 – Janela do programa de cálculo unidimensional.

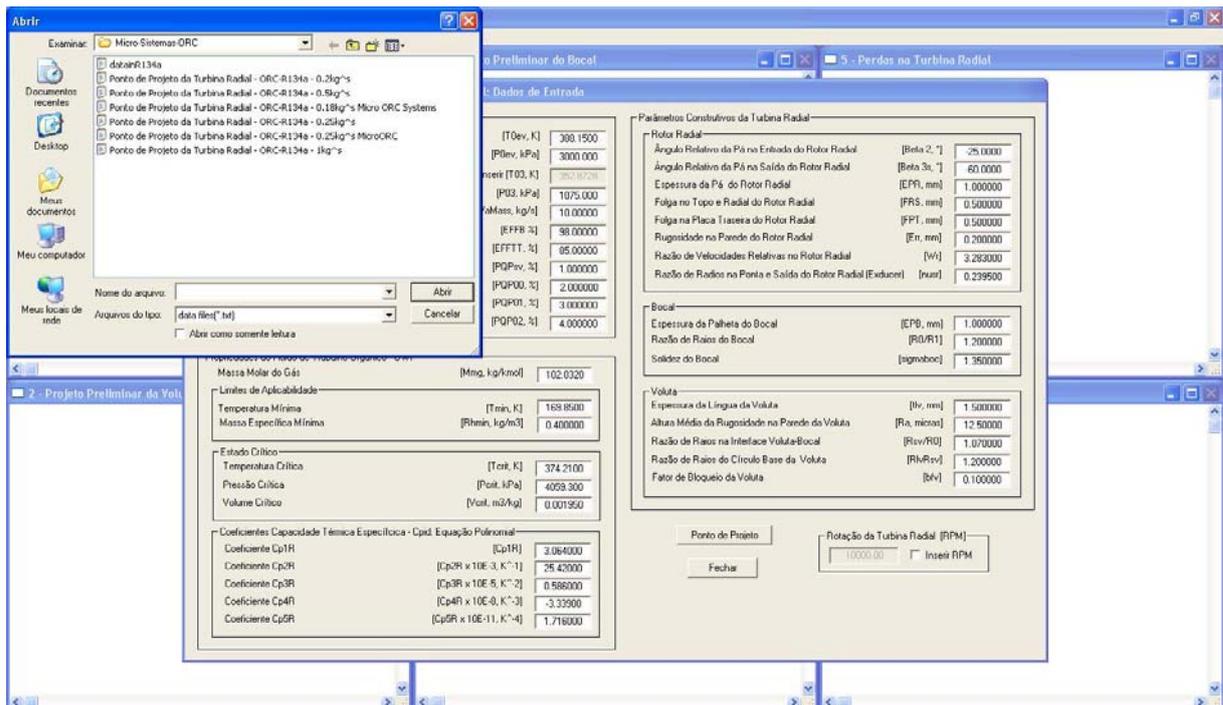


Figura 87 – Janela para salvar arquivos.

Está janela possui seis (6) sub-janelas, como é mostrada na Figura 88:

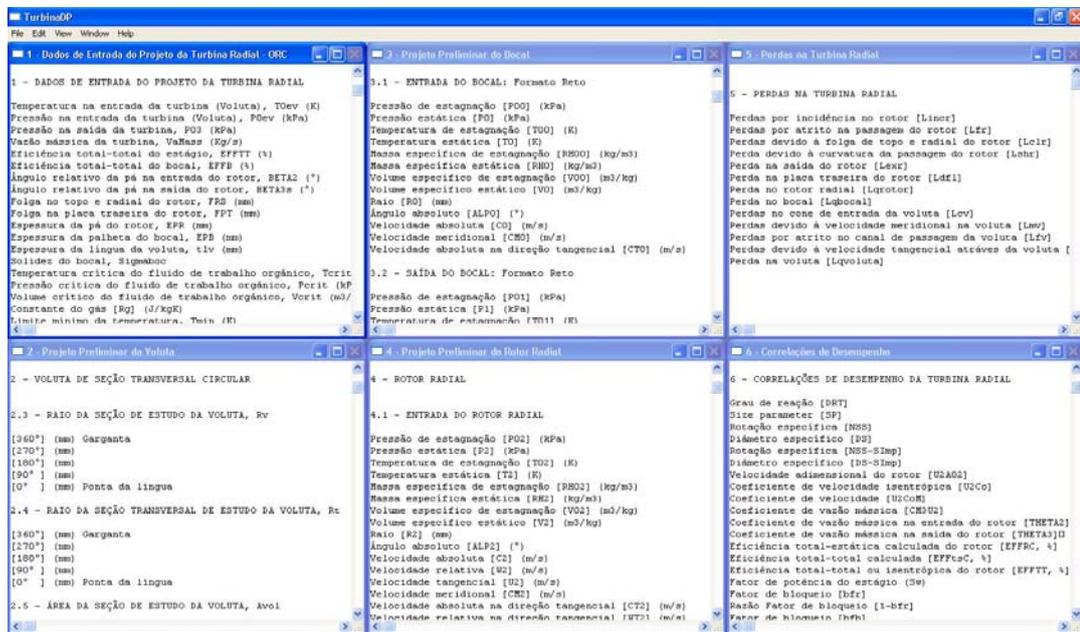


Figura 88 – Janela de resultados de cálculo pelo programa “TurbinaDP-RG”.

- **Dados de Entrada:** mostra os dados de entrada empregados para os cálculos realizados no ponto de projeto.
- **Projeto da Voluta:** mostra os resultados dos cálculos realizados pelo programa para a voluta no ponto de projeto.

- **Projeto do Bocal:** mostra os resultados dos cálculos realizados pelo programa para o bocal no ponto de projeto.
- **Projeto do Rotor Radial:** mostra os resultados dos cálculos realizados pelo programa para o rotor radial no ponto de projeto.
- **Perdas na Turbina Radial:** mostra as perdas em todos os componentes da turbina radial.
- **Correlações de desempenho:** mostra os valores das principais variáveis adimensionais para determinar as características de desempenho da turbina.
- **Inserir RPM:** rotina base para os cálculos das condições de operação da turbina no ponto de projeto quanto se deseja inserir o valor da rotação nominal da turbina.
- **Fechar:** esta opção finaliza a execução do programa.

Apêndice E

INFORMAÇÃO DOS FLUIDOS REFRIGERANTES

R123 - CHCl₂CF₃ - 2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroethane (CAS# 306-83-2)

Molar mass	Triple pt. temp.	Normal boiling pt.	Gas phase dipole at NBP
152,93 kg/kmol	166, K	300,97 K	1,356 debye

Critical Point			
Temperature	Pressure	Density	Acentric factor
456,83 K	3,6618 MPa	550, kg/m ³	0,28192

Range of applicability			
Minimum temp.	Maximum temp.	Maximum pressure	Maximum density
166, K	600, K	40, MPa	1774, kg/m ³

NIST Rec: BWR MBWR equation of state for R-123 of Younglove and McLinden (1994).

LITERATURE REFERENCE
 Younglove, B.A. and McLinden, M.D.,
 "An International Standard Equation of State for the Thermodynamic Properties of Refrigerant 123 (2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane),"
 J. Phys. Chem. Ref. Data, 23:731-779, 1994.

The uncertainties of the equation of state are 0.1% in density, 1.5% in heat capacity, and 2% in the speed of sound, except in the critical region. The uncertainty in vapor pressure is 0.1%. Uncertainties are greater below

Equation of State Viscosity Thermal Conductivity
 Surface tension Melting Line Sublimation Line

OK Cancel Print Copy Copy All

Figura 89 – Informação do fluido refrigerante R123.

Fonte: NIST

R134a - CF₃CH₂F - 1,1,1,2-tetrafluoroethane (CAS# 811-97-2)

Molar mass	Triple pt. temp.	Normal boiling pt.	Gas phase dipole at NBP
102,03 kg/kmol	169,85 K	247,08 K	2,058 debye

Critical Point			
Temperature	Pressure	Density	Acentric factor
374,21 K	4,0593 MPa	511,9 kg/m ³	0,32684

Range of applicability			
Minimum temp.	Maximum temp.	Maximum pressure	Maximum density
169,85 K	455, K	70, MPa	1591,7 kg/m ³

NIST Rec: FEQ Helmholtz equation of state for R-134a of Tillner-Roth & Baehr (1994).

LITERATURE REFERENCE
 Tillner-Roth, R. and Baehr, H.D.,
 "An international standard formulation of the thermodynamic properties of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K at pressures up to 70 MPa,"
 J. Phys. Chem. Ref. Data, 23:657-729, 1994.

Typical uncertainties are 0.05% for density, 0.02% for vapor pressure, 0.5-1% for heat capacity, 0.05% for vapor speed of sound.

Equation of State Viscosity Thermal Conductivity
 Surface tension Melting Line Sublimation Line

OK Cancel Print Copy Copy All

Figura 90 – Informação do fluido refrigerante R134a.

Fonte: NIST

R141b - CCl₂FCH₃ - 1,1-dichloro-1-fluoroethane (CAS# 1717-00-6)

Molar mass	Triple pt. temp.	Normal boiling pt.	Gas phase dipole at NBP
116,95 kg/kmol	169,68 K	305,2 K	2,014 debye

Critical Point			Acentric factor
Temperature	Pressure	Density	
477,5 K	4,212 MPa	458,56 kg/m ³	0,2195

Range of applicability			
Minimum temp.	Maximum temp.	Maximum pressure	Maximum density
169,68 K	500, K	400, MPa	1468,9 kg/m ³

NIST Rec: FEQ short Helmholtz equation of state for R-141b of Lemmon and Span (2006).
 LITERATURE REFERENCE
 Lemmon, E.W. and Span, R.,
 "Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids,"
 J. Chem. Eng. Data, 51:785-850, 2006.

The equation has uncertainties of 0.2% in density between 180 and 400 K at pressures to 100 MPa, and 0.5% in density at higher pressures. The uncertainty in density may be higher as temperatures approach 400 K. Vapor pressures are represented with an uncertainty of 0.2% from 270 to 400 K.

Equation of State Viscosity Thermal Conductivity
 Surface tension Melting Line Sublimation Line

OK Cancel Print Copy Copy All

Figura 91 – Informação do fluido refrigerante R141b.

Fonte: NIST

R152a - CHF₂CH₃ - 1,1-difluoroethane (CAS# 75-37-6)

Molar mass	Triple pt. temp.	Normal boiling pt.	Gas phase dipole at NBP
66,051 kg/kmol	154,56 K	249,13 K	2,262 debye

Critical Point			Acentric factor
Temperature	Pressure	Density	
386,41 K	4,5168 MPa	368, kg/m ³	0,27521

Range of applicability			
Minimum temp.	Maximum temp.	Maximum pressure	Maximum density
154,56 K	500, K	60, MPa	1193,5 kg/m ³

NIST Rec: BWR MBWR equation of state for R-152a of Outcalt and McLinden (1996).
 LITERATURE REFERENCE
 Outcalt, S.L. and McLinden, M.O.,
 "A modified Benedict-Webb-Rubin equation of state for the thermodynamic properties of R152a (1,1-difluoroethane)."
 J. Phys. Chem. Ref. Data, 25(2):605-636, 1996.

The uncertainties of the equation of state are 0.1% in density, 2% in heat capacity, and 005% in the vapor speed of sound, except in the critical region. The uncertainty in vapor pressure is 0.1%.

Equation of State Viscosity Thermal Conductivity
 Surface tension Melting Line Sublimation Line

OK Cancel Print Copy Copy All

Figura 92 – Informação do fluido refrigerante R152a.

Fonte: NIST