

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

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Predição Teórica das Características  
Hidrodinâmicas de Turbinas Francis**

Autora: **Ruth Katiuska Granja Jiménez**

Orientador: **Prof. Dr. Waldir de Oliveira**

Co-orientador: **Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho**

**Itajubá, setembro de 2004**  
**MG - Brasil**

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

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Predição Teórica das Características  
Hidrodinâmicas de Turbinas Francis**

Autora: **Ruth Katiuska Granja Jiménez**

Orientador: **Prof. Dr. Waldir de Oliveira**

Co-orientador: **Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho**

Curso: **Mestrado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Dinâmica dos Fluidos e Máquinas de Fluxo**

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

**Itajubá, setembro de 2004**  
**MG - Brasil**

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

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Predição Teórica das Características  
Hidrodinâmicas de Turbinas Francis**

Autora: **Ruth Katiuska Granja Jiménez**

Orientador: **Prof. Dr. Waldir de Oliveira**

Co-orientador: **Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho**

Membros da Banca Examinadora:

<b>Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho</b>	<b>ITA/CTA</b>
<b>Prof. Dr. José Eugênio Rios Ricci</b>	<b>IEM/UNIFEI</b>
<b>Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho (Co-orientador)</b>	<b>IEM/UNIFEI</b>
<b>Prof. Dr. Waldir de Oliveira (Orientador)</b>	<b>IEM/UNIFEI</b>

**Itajubá, setembro de 2004**  
**MG - Brasil**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –  
Bibliotecária Margareth Ribeiro- CRB\_6/1700

G759p

Granja Jiménez, Ruth Katuska

Predição teórica das características hidrodinâmicas de Turbinas Francis / Ruth Katuska Granja Jiménez. -- Itajubá (MG) : [s.n.], 2004.

163 p. : il.

Orientador: Prof. Dr. Waldir de Oliveira.

Co-orientador: Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Turbinas Francis. 2. Perdas. 3. Características hidrodinâmicas. 4. Predição teórica. I. Oliveira, Waldir de, orient. II. Manzanares Filho, Nelson, co-orient. III. Universidade Federal de Itajubá. IV. Título.

CDU 621.224(043)

## Dedicatória

A Deus e à Virgem Maria, que têm me guiado em todos os momentos da minha vida.

À minha família, de quem tive muitas saudades.

Aos amigos que encontrei longe da minha terra-natal e que proporcionaram e  
compartilharam momentos muito agradáveis comigo.

A todos os meus amigos compatriotas que sempre lembraram de mim.

## Agradecimentos

Por todo o apoio docente e pessoal que encontrei no meu orientador, o Professor Waldir de Oliveira e, ao meu co-orientador, o Professor Nelson Manzanares Filho, desejo expressar a minha gratidão e espero poder retribuí-los com o presente trabalho.

Agradeço também a todo o pessoal do Instituto de Engenharia Mecânica e da Universidade Federal de Itajubá, assim como aos colegas do Curso de Pós-graduação da UNIFEI pelos conhecimentos obtidos e intercambiados.

A todo o pessoal expatriado com quem compartilhei momentos muito agradáveis que fizeram mais amena minha estadia neste país.

## Resumo

**GRANJA JIMÉNEZ, R. K. (2004)**, *Predição Teórica das Características Hidrodinâmicas de Turbinas Francis*, Itajubá, 163 p., Dissertação (Mestrado em Dinâmica dos Fluidos e Máquinas de Fluxo) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho apresenta uma metodologia para a predição teórica das características hidrodinâmicas de turbinas Francis com base na linha de corrente média. A predição teórica considera apenas os parâmetros geométricos principais da turbina Francis bem como as correlações de perdas para cada componente hidromecânico principal da turbina. Não há necessidade de se considerar qualquer parâmetro de funcionamento no ponto de rendimento total máximo para realizar tal predição. A predição teórica é feita para uma ampla faixa de funcionamento normal da turbina Francis e não somente para o ponto de projeto.

Diversas correlações empíricas de perdas disponíveis na literatura técnica são apresentadas. A análise das perdas leva em consideração a rugosidade das superfícies da caixa espiral, pré-distribuidor, distribuidor, rotor, tubo de sucção, labirintos e recintos laterais entre o rotor e as partes fixas da turbina Francis. Algumas correlações empíricas apresentadas se referem a um mesmo tipo de perda que são testadas e avaliadas. Da comparação entre essas correlações, verifica-se que elas podem melhorar substancialmente os resultados obtidos da predição teórica, não só no ponto de projeto como fora do ponto de projeto. A metodologia também permite prever o efeito da rugosidade e do número de Reynolds sobre os diversos rendimentos da turbina Francis.

Uma rotina computacional foi desenvolvida por meio de módulos e funções permitindo a sua modificação e a inclusão de novas correlações de perdas. Nos cálculos iniciais, algumas grandezas de funcionamento não são conhecidas ou dependem de grandezas

que ainda devem ser calculadas em cálculos posteriores. Um procedimento é apresentado para ilustrar todas as seqüências de cálculos efetuados pela rotina computacional para obter o ponto de rendimento total máximo e todas as grandezas necessárias para a predição teórica em uma ampla faixa de funcionamento da turbina Francis.

Diversos resultados teóricos são apresentados para alguns modelos de perdas e para diferentes rugosidades dos componentes hidromecânicos da turbina Francis. Esses resultados permitem avaliar o ganho no rendimento total da turbina Francis quando a rugosidade da superfície é reduzida e em quais componentes da turbina os esforços devem ser concentrados para a melhoria do acabamento superficial. Esse efeito é esperado ser dependente da rotação específica da turbina Francis. Os resultados teóricos são comparados com os resultados experimentais obtidos para uma turbina Francis de  $n_{qA} = 266$ . Uma boa concordância foi observada entre os valores medidos e calculados, para uma ampla faixa de funcionamento da turbina Francis.

***Palavras-chave***

Turbina Francis, perdas, características hidrodinâmicas, predição teórica



## Abstract

**GRANJA JIMÉNEZ, R. K. (2004)**, *Theoretical Prediction of the Hydrodynamics Characteristics of Francis Turbines*, Itajubá, 163 p., MSc. Dissertation - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

This work presents a methodology for the performance prediction of Francis turbine based on mean streamline analysis. The performance prediction takes into account only the overall dimensions of the Francis turbine and also the losses correlations for each main component of the turbine. There is no necessity of take into account any operation parameter in the maximum efficiency point to accomplish such prediction. The performance prediction is realized for a wide range of normal operation of the Francis turbine and not only for the design point.

Various empirical losses correlations that are reported in the technical literature are presented. The analysis of the losses takes into account different roughnesses of spiral case, stay vane, wicket gate, runner, draft tube, labyrinths and side rooms between the runner and fixed components of the turbine. Some empirical correlations refer to a same type of loss, which are tested and evaluated. From the comparison among these correlations, it is verified that they can improve substantially the performance prediction, not only at the design point as at the off-design point. The methodology also allows predict the effect of the roughness as well as of the Reynolds number on the different efficiencies of the Francis turbine.

A computational routine was developed by means of modules and functions allowing its modification and the inclusion of new losses correlations. In the initial calculations, some operation parameters are not known or they depend on parameters that should still be calculated in posterior calculations. A procedure is presented to illustrate all sequences of calculations made by the computational routine to obtain the point of maximum efficiency

and all necessary parameters for the performance prediction in a wide range of Francis turbine operation.

Several theoretical results are presented for some models of losses and for different roughnesses of the Francis turbine components. These results allow evaluate the gain in the efficiency of the Francis turbine when the surface roughness is reduced and which components the efforts should be concentrated for the improvement of the superficial finish. This effect is expected to be dependent of the specific rotation of the Francis turbine. The theoretical results are compared with the experimental results obtained for a Francis turbine with  $n_{qA} = 266$ . A good agreement was observed between measured and calculated values for a wide range of Francis turbine operation.

***Keywords***

Francis turbine, losses, hydrodynamics characteristics, theoretical prediction

## Sumário

<b>Dedicatória</b> .....	i
<b>Agradecimentos</b> .....	ii
<b>Resumo</b> .....	iii
<b>Abstract</b> .....	v
<b>Sumário</b> .....	vii
<b>Índice de Figuras</b> .....	xii
<b>Índice de Tabelas</b> .....	xvi
<b>Simbologia</b> .....	xix
<b>Capítulo 1 INTRODUÇÃO</b> .....	1
<b>1.1 Algumas Considerações Sobre Turbinas Francis</b> .....	1
<b>1.2 Considerações sobre Predição de Características Hidrodinâmicas de Turbinas Francis</b> .....	6
<b>1.3 Revisão Bibliográfica</b> .....	9
<b>1.4 Motivações do Trabalho</b> .....	14
<b>1.5 Objetivos do Trabalho</b> .....	15
<b>1.6 Contribuições do Trabalho</b> .....	16
<b>1.7 Organização do Trabalho</b> .....	17
<b>Capítulo 2 PERDAS, TRABALHOS ESPECÍFICOS, POTÊNCIAS E RENDIMENTOS</b> .....	19
<b>2.1 Perdas</b> .....	19
2.1.1 Perdas Internas .....	20
2.1.2 Perdas Externas (Perdas Mecânicas) .....	35
2.1.3 Relações entre as Diversas Perdas .....	35
<b>2.2 Trabalhos Específicos</b> .....	36
2.2.1 Trabalho Específico Ideal do Rotor .....	36

2.2.2	Trabalho Específico Real do Rotor .....	36
2.2.3	Trabalho Específico da Turbina.....	38
2.2.4	Trabalho Específico Interno.....	38
2.2.5	Trabalho Específico de Eixo .....	38
<b>2.3</b>	<b>Potências .....</b>	<b>39</b>
2.3.1	Potência Hidráulica .....	40
2.3.2	Potência do Rotor.....	40
2.3.3	Potência Interna .....	40
<b>2.4</b>	<b>Rendimentos .....</b>	<b>40</b>
2.4.1	Rendimento Total da Turbina .....	40
2.4.2	Rendimento Hidráulico .....	41
2.4.3	Rendimento de Fuga .....	41
2.4.4	Rendimento de Atrito Lateral.....	41
2.4.5	Rendimento Interno .....	41
2.4.6	Rendimento Mecânico .....	41
2.4.7	Relações entre os Diversos Rendimentos.....	42
<b>Capítulo 3</b>	<b>METODOLOGIA PARA A PREDIÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>43</b>
<b>3.1</b>	<b>Hipóteses Utilizadas.....</b>	<b>44</b>
<b>3.2</b>	<b>Faixa de Validade da Predição Teórica .....</b>	<b>44</b>
<b>3.3</b>	<b>Determinação das Velocidades e Ângulos .....</b>	<b>45</b>
3.3.1	Caixa Espiral .....	46
3.3.2	Pré-distribuidor.....	48
3.3.3	Espaço Entre o Pré-distribuidor e o Distribuidor.....	52
3.3.4	Distribuidor.....	54
3.3.5	Espaço Entre o Distribuidor e o Rotor.....	58
3.3.6	Rotor.....	61
3.3.7	Tubo de Sucção .....	67
<b>3.4</b>	<b>Determinação das Perdas .....</b>	<b>70</b>
3.4.1	Perdas Hidráulicas na Caixa Espiral.....	70
3.4.2	Perdas Hidráulicas no Pré-distribuidor.....	72
3.4.3	Perdas Hidráulicas no Distribuidor.....	74
3.4.4	Perdas Hidráulicas no Rotor.....	76

3.4.5	Perdas Hidráulicas no Tubo de Sucção .....	77
3.4.6	Perdas por Fuga .....	80
3.4.7	Perda por Atrito Lateral .....	82
3.4.8	Perda por Atrito nas Superfícies Cilíndricas .....	85
3.4.9	Perdas Mecânicas .....	86
<b>3.5</b>	<b>Trabalhos Específicos (Alturas de Energia) .....</b>	<b>86</b>
3.5.1	Alturas de Energia .....	86
3.5.2	Grandezas Unitárias .....	86
<b>3.6</b>	<b>Potências .....</b>	<b>87</b>
3.6.1	Potência Hidráulica .....	87
3.6.2	Potência do Rotor .....	87
3.6.3	Potência Interna .....	88
<b>3.7</b>	<b>Rendimentos .....</b>	<b>88</b>
3.7.1	Rendimento Total da Turbina .....	88
3.7.2	Rendimento Hidráulico .....	88
3.7.3	Rendimento de Fuga .....	88
3.7.4	Rendimento de Atrito Lateral .....	89
3.7.5	Rendimento Interno .....	89
3.7.6	Rendimento Mecânico .....	89

## **Capítulo 4 PROCEDIMENTO PARA A OBTENÇÃO DAS**

	<b>CARACTERÍSTICAS HIDRODINÂMICAS .....</b>	<b>90</b>
<b>4.1</b>	<b>Dados de Entrada .....</b>	<b>91</b>
4.1.1	Dados Geométricos .....	91
4.1.2	Dados de Coeficientes Empíricos Constantes .....	91
4.1.3	Dados de Propriedades da Água em Escoamento .....	92
4.1.4	Dados de Variáveis de Controle .....	92
<b>4.2</b>	<b>Cálculo das Diversas Grandezas .....</b>	<b>93</b>
4.2.1	Primeira Seqüência de Cálculos .....	93
4.2.2	Segunda Seqüência de Cálculos .....	94
4.2.3	Terceira Seqüência de Cálculos .....	95
4.2.4	Quarta Seqüência de Cálculos .....	96
<b>4.3</b>	<b>Dados de Saída .....</b>	<b>96</b>

4.4	<b>Procedimento para a Obtenção das Diversas Grandezas de Interesse</b> .....	98
<b>Capítulo 5</b>	<b>APLICAÇÃO DA METODOLOGIA, RESULTADOS E ANÁLISES</b> .....	104
5.1	<b>Geometria da Turbina-modelo</b> .....	104
5.2	<b>Coefficientes de Perdas Utilizados</b> .....	107
5.3	<b>Rugosidades das Superfícies</b> .....	109
5.4	<b>Resultados e Análises</b> .....	110
5.4.1	Diagrama de Colina .....	111
5.4.2	Potência de Eixo .....	111
5.4.3	Rendimentos.....	113
5.4.4	Efeito da Rugosidade no Rendimento Total .....	114
5.4.5	Efeito do Modelo de Perda por Atrito Lateral .....	117
5.4.6	Efeito da Rugosidade no Modelo Proposto por Güllich .....	119
5.4.7	Características Hidrodinâmicas da Turbina-modelo para Diferentes Aberturas do Distribuidor .....	120
<b>Capítulo 6</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES</b> .....	123
6.1	<b>Conclusões</b> .....	123
6.1.1	Sobres Assuntos Abordados na Análise Teórica .....	123
6.1.2	Sobre os Resultados Teóricos e Experimentais .....	126
6.2	<b>Sugestões para Trabalhos Futuros</b> .....	127
<b>Apêndice A</b>	<b>PERDAS POR FUGA E POR ATRITO LATERAL</b> .....	129
A.1	<b>Perdas por Fuga</b> .....	119
A.2	<b>Perda por Atrito Lateral</b> .....	134
<b>Apêndice B</b>	<b>PALHETAS DIRETRIZES E ESCOAMENTO NÃO-GUIADO</b> .....	139
B.1	<b>Palhetas Diretrizes</b> .....	139
B.2	<b>Escoamento Não-guiado</b> .....	140

<b>Apêndice C RESULTADOS TEÓRICOS.....</b>	<b>144</b>
<b>C.1 Resultados em Função da Vazão para a Rotação Constante         de 1130 rpm .....</b>	<b>144</b>
<b>C.2 Resultados em Função da Rotação para a Abertura do         Distribuidor Constante de 31° .....</b>	<b>155</b>
<b>Referências Bibliográficas.....</b>	<b>158</b>

## Índice de Figuras

Figura 1.1	Esquema parcial da casa de máquinas da Central Hidroelectrica Marcel Laniado de Wind - HIDRONACION - Equador mostrando os componentes hidromecânicos principais da turbina Francis: 1 - Caixa espiral, 2 - Pré-distribuidor, 3 - Distribuidor, 4 - Rotor e 5 - Tubo de sucção .....	4
Figura 2.1	Representação da casa de máquinas da Central Hidroelectrica Marcel Laniado de Wind - HIDRONACION - Equador mostrando os componentes hidromecânicos principais da turbina Francis: 1 - Caixa espiral, 2 - Pré-distribuidor, 3 - Distribuidor, 4 - Rotor e 5 - Tubo de sucção .....	21
Figura 2.2	Seção meridional do pré-distribuidor, distribuidor e rotor mostrando as tampas inferior e superior da turbina, o recinto lateral e o recinto anular entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina .....	26
Figura 2.3	Representação parcial da seção meridional da caixa espiral, do pré-distribuidor, do distribuidor e do rotor mostrando os labirintos A e B .....	30
Figura 2.4	Labirinto A (Detalhe A) entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina e do labirinto B (Detalhe B) entre o cubo do rotor e a tampa superior da turbina .....	30
Figura 3.1	Caixa espiral com pré-distribuidor de uma turbina Francis de eixo vertical. ....	46
Figura 3.2	Caixa espiral de uma turbina Francis e grandezas geométricas principais. ....	47
Figura 3.3	Pré-distribuidor e distribuidor de turbina Francis e grandezas geométricas principais. ....	49
Figura 3.4	Representação parcial de um pré-distribuidor e de um distribuidor	



	de turbina Francis e seus diagramas de velocidades para a entrada e saída do escoamento no pré-distribuidor . . . . .	49
Figura 3.5	Representação parcial de um pré-distribuidor e de um distribuidor indicando as suas grandezas geométricas principais e também a variação dos diâmetros de entrada e de saída quando a abertura do distribuidor é modificada. . . . .	55
Figura 3.6	Ilustração de um arranjo típico de palhetas diretrizes de distribuidor de turbina Francis. . . . .	55
Figura 3.7	Representação parcial de um distribuidor e de seus diagramas de velocidades para e entrada e saída. . . . .	57
Figura 3.8	Seção meridional de um rotor de turbina Francis, juntamente com o pré-distribuidor e distribuidor, indicando as suas grandezas geométricas principais. . . . .	62
Figura 3.9	Representação parcial de uma seção transversal de rotor de turbina Francis, juntamente com o pré-distribuidor e o distribuidor, indicando as suas grandezas geométricas principais. . . . .	62
Figura 3.10	Ilustração de rotores de turbinas Francis: (a) rotor isolado, (b) rotor e distribuidor . . . . .	63
Figura 3.11	Representação parcial de uma seção meridional de rotor de turbina Francis e seus diagramas (triângulos) de velocidades para e entrada e saída . . . . .	63
Figura 3.12	Representação de um tubo de sucção de turbina Francis de eixo horizontal, juntamente com os demais componentes hidromecânicos da turbina Francis, indicando as suas grandezas geométricas principais. . . . .	68
Figura 4.1	Fluxograma para o cálculo das diversas características hidrodinâmicas. . . . .	97
Figura 4.2	Ilustração de matriz multidimensional representando as diversas grandezas de interesse. . . . .	99
Figura 4.3	Altura de queda líquida, $H$ , em função da vazão, $Q$ , para diversas rotações, $n$ , com abertura do distribuidor, $a$ , constante. Obtenção das vazões correspondentes para altura de queda líquida, $H$ , constante . . . . .	100

Figura 4.4	Rendimento total, $\eta$ , em função da vazão, $Q$ , para diversas rotações, $n$ , com abertura do distribuidor, $a$ , constante. Obtenção dos valores da grandeza, $G$ , de interesse para altura de queda líquida, $H$ , especificada. . . . .	101
Figura 4.5	Altura de queda líquida, $H$ , em função da vazão, $Q$ , para diversas aberturas do distribuidor, $a$ , com rotação, $n$ , constante. Obtenção das vazões correspondentes para altura de queda líquida, $H$ , constante . . . . .	102
Figura 4.6	Grandeza de interesse, $G \equiv \eta$ , em função da vazão, $Q$ , para diversas aberturas do distribuidor, $a$ , com rotação, $n$ , constante. Obtenção da grandeza, $G$ , de interesse . . . . .	102
Figura 4.7	Perdas nos diversos componentes hidromecânicos da turbina Francis em função da rotação, $n$ , para abertura do distribuidor, $a$ , fixa e altura de queda líquida, $H$ , constante. . . . .	103
Figura 5.1	Diagrama de colina da turbina-modelo do tipo Francis de $n_{qA} = 266$ obtido da predição teórica para $H = 12,64$ m . . . . .	112
Figura 5.2	Potência de eixo em função da vazão da turbina-modelo obtida da predição teórica e resultados experimentais . . . . .	113
Figura 5.3	Rendimento de fuga, rendimento de atrito lateral, rendimento hidráulico, rendimento interno e rendimento total da turbina-modelo em função da vazão unitária, obtidos da predição teórica, e resultados experimentais do rendimento total. . . . .	114
Figura 5.4	Rendimento total da turbina-modelo em função da vazão unitária obtido da predição teórica, quando se aumenta a rugosidade de todos os componentes hidromecânicos principais em 2 vezes o seu valor original, e resultados experimentais. . . . .	115
Figura 5.5	Rendimento total da turbina-modelo em função da vazão unitária obtido da predição teórica, quando se aumenta a rugosidade apenas da caixa espiral em 4 vezes o seu valor original, e resultados experimentais. . . . .	116
Figura 5.6	Rendimento total da turbina-modelo em função da vazão unitária obtido da predição teórica, quando se aumenta a rugosidade apenas do rotor em 4 vezes o seu valor original, e resultados	

	experimentais. . . . .	117
Figura 5.7	Rendimento de atrito lateral e rendimento total da turbina-modelo em função da vazão unitária obtidos da predição teórica, para os modelos de perda por atrito lateral de Roelke (1973) e de Güllich (2003), e resultados experimentais do rendimento total . . . . .	118
Figura 5.8	Rendimento total da turbina-modelo em função da vazão unitária para o modelo de perda por atrito lateral de Güllich (2003) obtido da predição teórica, quando se aumenta a rugosidade das superfícies dos recintos anular e lateral em 3 vezes o seu valor original, e resultados experimentais . . . . .	119
Figura 5.9	Perdas nos diversos componentes e rendimento total da turbina-modelo em função da rotação unitária obtidos da predição teórica, para $H = 12,64$ m e abertura do distribuidor $a = 30^\circ$ ( $15,4825^\circ$ ), e resultados experimentais do rendimento total. . . . .	120
Figura 5.10	Perdas nos diversos componentes e rendimento total da turbina-modelo em função da rotação unitária obtidos da predição teórica, para $H = 12,64$ m e abertura do distribuidor $a = 28^\circ$ ( $13,2092^\circ$ ), e resultados experimentais do rendimento total. . . . .	121
Figura 5.11	Perdas nos diversos componentes e rendimento total da turbina-modelo em função da rotação unitária obtidos da predição teórica, para $H = 12,64$ m e abertura do distribuidor $a = 26^\circ$ ( $10,9640^\circ$ ), e resultados experimentais do rendimento total. . . . .	122
Figura 5.12	Perdas nos diversos componentes e rendimento total da turbina-modelo em função da rotação unitária obtidos da predição teórica, para $H = 12,64$ m e abertura do distribuidor $a = 25^\circ$ ( $9,8519^\circ$ ), e resultados experimentais do rendimento total. . . . .	122

## Índice de Tabelas

Tabela 2.1	Convenção de pontos para a entrada e saída dos componentes da turbina Francis. ....	23
Tabela 3.1	Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades e perdas na caixa espiral. ....	47
Tabela 3.2	Simbologia e descrição das velocidades na caixa espiral. ....	47
Tabela 3.3	Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades, ângulos e perdas no pré-distribuidor. ....	50
Tabela 3.4	Simbologia e descrição das velocidades, ângulos e outras grandezas no pré-distribuidor. ....	50
Tabela 3.5	Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades e ângulos no espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor. ....	52
Tabela 3.6	Simbologia e descrição das velocidades e ângulos no espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor. ....	53
Tabela 3.7	Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades, ângulos e perdas no distribuidor. ...	56
Tabela 3.8	Simbologia e descrição das velocidades, ângulos e outras grandezas no distribuidor. ....	56
Tabela 3.9	Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades e ângulos no espaço entre o distribuidor e o rotor. ....	59
Tabela 3.10	Simbologia e descrição das velocidades e ângulos no espaço entre o distribuidor e o rotor. ....	59
Tabela 3.11	Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades, ângulos e perdas no rotor. ....	64
Tabela 3.12	Simbologia e descrição das velocidades, ângulos e outras	

	grandezas no rotor. . . . .	64
Tabela 3.13	Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades e perdas no tubo de sucção. . . . .	69
Tabela 3.14	Simbologia e descrição das velocidades e outras grandezas no tubo de sucção . . . . .	69
Tabela 5.1	Simbologia, descrição e valor das grandezas geométricas principais da caixa espiral . . . . .	105
Tabela 5.2	Simbologia, descrição e valor das grandezas geométricas principais do pré-distribuidor . . . . .	105
Tabela 5.3	Simbologia, descrição e valor das grandezas geométricas principais do distribuidor. . . . .	106
Tabela 5.4	Simbologia, descrição e valor das grandezas geométricas principais do rotor . . . . .	106
Tabela 5.5	Simbologia, descrição e valor das grandezas geométricas principais do tubo de sucção . . . . .	107
Tabela 5.6	Simbologia, descrição e valor das grandezas geométricas dos labirintos e recinto lateral . . . . .	107
Tabela 5.7	Simbologia, descrição e valor dos coeficientes de perdas utilizados para a caixa espiral . . . . .	108
Tabela 5.8	Simbologia, descrição e valor dos coeficientes de perdas utilizados para o pré-distribuidor. . . . .	108
Tabela 5.9	Simbologia, descrição e valor dos coeficientes de perdas utilizados para o distribuidor . . . . .	108
Tabela 5.10	Simbologia, descrição e valor dos coeficientes de perdas utilizados para o rotor. . . . .	108
Tabela 5.11	Simbologia, descrição e valor dos coeficientes de perdas utilizados para o tubo de sucção. . . . .	109
Tabela 5.12	Simbologia, descrição e valor dos coeficientes de perdas utilizados para os labirintos, recinto lateral e recinto anular . . . . .	109
Tabela 5.13	Valores de rotação, vazão e altura de queda líquida para a primeira estimativa. . . . .	110
Tabela C.1	Valores de vazão e rendimentos . . . . .	144
Tabela C.2	Valores de vazão, altura de energia do rotor e potências . . . . .	145

Tabela C.3	Valores de ângulos e velocidades na entrada do rotor . . . . .	146
Tabela C.4	Valores de ângulo e velocidades na saída do rotor. . . . .	147
Tabela C.5	Valores de perdas no rotor e vazão unitária . . . . .	148
Tabela C.6	Valores de velocidades na caixa espiral . . . . .	149
Tabela C.7	Valores de ângulo e velocidades na entrada e na saída do pré-distribuidor. . . . .	150
Tabela C.8	Valores de ângulos, velocidades e outras grandezas na entrada do distribuidor. . . . .	151
Tabela C.9	Valores de ângulos, velocidades e outras grandezas na saída do distribuidor. . . . .	152
Tabela C.10	Valores de perdas na caixa espiral, no pré-distribuidor e distribuidor. . . . .	153
Tabela C.11	Valores de perdas no distribuidor, nos componentes do tubo de sucção e perda hidráulica total . . . . .	154
Tabela C.12	Valores de rendimentos acumulados . . . . .	155
Tabela C.13	Valores de rotação unitária e rendimentos . . . . .	156
Tabela C.14	Valores de rotação unitária, altura de energia do rotor, potência de eixo e rendimento total da turbina. . . . .	157

## Simbologia

### Letras Latinas

a	Abertura do distribuidor.
A	Área.
b	Largura da aleta ou da pá.
c	Velocidade do escoamento absoluto.
$c_m$	Componente meridional da velocidade do escoamento absoluto.
$c_u$	Componente circunferencial da velocidade do escoamento absoluto.
$C_f$	Coefficiente de atrito.
D	Diâmetro.
$D_h$	Diâmetro hidráulico.
e	Espessura da aleta ou da pá.
f	Fator de atrito de Darcy; comprimento da flecha de um arco de círculo.
$f_e$	Fator de estrangulamento geométrico da aleta ou da pá.
g	Aceleração da gravidade local.
G	Grandeza genérica.
H	Altura de queda líquida da turbina.
$H_{11}$	Altura de queda líquida unitária da turbina.
$H_{pá}$	Altura de queda real do rotor.
$H_{pá_\infty}$	Altura de queda ideal do rotor.
$k_{al}$	Coefficiente empírico para a determinação da perda por atrito lateral.
$k_o$	Coefficiente empírico.
$\ell$	Comprimento da corda do perfil da aleta ou da pá.
L	Comprimento; distância.
$L'$	Comprimento do labirinto axial.
$L''$	Comprimento do labirinto radial.
$\dot{m}$	Vazão em massa.

$n$	Rotação da turbina.
$n_{11}$	Rotação unitária da turbina.
$n_{qA}$	Rotação específica adimensional referente à vazão.
$n_s$	Rotação específica referente à potência.
$N_{pf}$	Número de palhetas fixas.
$N_{pd}$	Número de palhetas diretrizes.
$N_{pá}$	Número de pás.
$p$	Pressão estática; fator de correção segundo Pfleiderer.
$P$	Perímetro molhado de uma seção transversal do escoamento.
$P_{al}$	Potência perdida por atrito lateral.
$P_e$	Potência de eixo.
$P_{e11}$	Potência de eixo unitária da turbina.
$P_h$	Potência hidráulica.
$Q$	Vazão volumétrica da turbina.
$Q_{11}$	Vazão volumétrica unitária da turbina.
$Q_f$	Vazão de fuga (vazão total de fuga).
$Q_{fe}$	Vazão de fuga interna.
$Q_{fe}$	Vazão de fuga externa.
$r$	Raio polar.
$R$	Raio de curvatura.
$Re$	Número de Reynolds.
$s$	Largura do labirinto liso.
$s_{RC}$	Espaçamento entre o rotor e as partes fixas da turbina.
$s'$	Largura axial do labirinto.
$s''$	Largura radial do labirinto.
$S$	Momento estático da linha de corrente média meridional do rotor.
$t$	Passo.
$T$	Torque para o cálculo da perda por atrito lateral.
$u$	Velocidade circunferencial do rotor.
$w$	Velocidade do escoamento relativo.
$w_m$	Componente meridional da velocidade do escoamento relativo.



$w_u$	Componente circunferencial da velocidade do escoamento relativo.
$Y$	Trabalho específico da turbina.
$Y_{pá}$	Trabalho específico real do rotor.
$Y_{pá_\infty}$	Trabalho específico ideal do rotor.
$Z$	Perda.

## Letras Gregas

$\alpha$	Ângulo do escoamento absoluto medido em relação à direção circunferencial.
$\alpha^*$	Ângulo geométrico da palheta medido em relação à direção circunferencial.
$\beta$	Ângulo do escoamento relativo medido em relação à direção circunferencial.
$\beta^*$	Ângulo geométrico da pá medido em relação à direção circunferencial.
$\gamma$	Ângulo.
$\delta$	Ângulo.
$\Delta$	Ângulo.
$\Delta p$	Diferença de pressões estáticas.
$\varepsilon$	Rugosidade da superfície; ângulo.
$\zeta$	Coeficiente de perda.
$\eta$	Rendimento total da turbina.
$\eta_{al}$	Rendimento de atrito lateral.
$\eta_f$	Rendimento de fuga.
$\eta_h$	Rendimento hidráulico.
$\eta_m$	Rendimento mecânico.
$\theta$	Ângulo.
$\kappa$	Constante.
$\lambda$	Coeficiente de atrito; coeficiente empírico.
$\mu$	Coeficiente empírico para a determinação da vazão de fuga.
$\nu$	Viscosidade cinemática.
$\pi$	3,14159265...
$\rho$	Massa específica.

$\tau_L$	Coeficiente para o cálculo da vazão de fuga.
$\phi$	Coeficiente de vazão.
$\psi'_T$	Coeficiente empírico segundo Pfleiderer.
$\omega$	Velocidade angular do rotor.
$\omega_{fl}$	Velocidade angular do fluido no recinto lateral entre o rotor e as partes fixas.

## Subscritos

1	Referente às condições na entrada da caixa espiral, pré-distribuidor ou distribuidor.
2	Referente às condições na saída da caixa espiral, pré-distribuidor ou distribuidor.
3	Referente às condições na entrada da pá para número finito de pás.
4	Referente às condições na entrada da pá.
5	Referente às condições na saída da pá.
6	Referente às condições na saída da pá para número finito de pás.
7	Referente às condições na entrada do tubo de sucção.
8	Referente às condições na saída do tubo de sucção.
$\infty$	Referente à condição ideal de número infinito de pás de espessura desprezível.
al	Referente ao atrito lateral.
av	Referente ao atrito viscoso.
ch	Referente ao choque de entrada.
C	Referente à caixa espiral.
D	Referente ao distribuidor.
e	Referente a externo.
f	Referente à fuga de água nos labirintos entre o rotor e as partes fixas da turbina.
h	Referente a hidráulico.
i	Referente a interno.
L	Referente a labirinto.
m	Referente ao componente meridional; à linha média do escoamento ou a mecânico.
máx	Referente a máximo.
mec	Referente a mecânico.
ót	Referente às condições ótimas ou de projeto.

p	Referente ao diâmetro primitivo do distribuidor.
P	Referente ao pré-distribuidor.
pá	Referente à pá ou ao rotor.
r	Referente ao componente radial.
R	Referente ao rotor.
T	Referente ao tubo de sucção.
u	Referente ao componente circunferencial.

## Abreviaturas

C	Caixa espiral
D	Distribuidor
DR	Espaço entre o distribuidor e o rotor
P	Pré-distribuidor
PD	Espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor
Q3D	Quase tridimensional
R	Rotor
T	Tubo de sucção
1D	Unidimensional
3D	Tridimensional

## Siglas

CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
LHPCH	Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá

## Capítulo 1

# INTRODUÇÃO

## 1.1 ALGUMAS CONSIDERAÇÕES SOBRE TURBINAS FRANCIS

As turbinas Francis, que constituem um tipo de turbomáquinas hidráulicas de reação, são as mais utilizadas no mundo, e particularmente no Brasil, para a produção de energia elétrica. Essas turbinas alcançam as maiores potências de eixo e são utilizadas em uma ampla faixa de alturas de queda líquida. Tais características estão indicadas em dois trabalhos sobre turbinas Francis que foram projetadas até 1985: no primeiro, Kirchner *et al.* (1976) listam 104 turbinas de grande porte e, no segundo, Lugaresi e Massa (1987) listam 116 turbinas de pequeno, médio e grande porte. Desse total, apenas oito turbinas Francis estão relacionadas simultaneamente nos dois trabalhos. Portanto, da análise das 212 turbinas, observa-se que as alturas de queda líquida atingiam a ampla faixa de 20 a 625 m e as potências de eixo já alcançavam o valor de 797 MW por unidade.

Nas últimas décadas a faixa de aplicação das turbinas Francis tem sido ampliada cada vez mais. Por um lado, unidades convencionais de um estágio, ainda nos anos 70, já estavam previstas para operar até 800 m de altura de queda líquida, Grein e Hauser (1979). Se as turbinas Francis são de múltiplos estágios (turbinas-bombas), esses valores são ainda maiores. Esses altos valores de altura de queda líquida são típicos de turbinas Pelton. Por outro lado, as turbinas Francis também atingem valores tão baixos quanto 20 m, Lugaresi e Massa (1987), que são típicos de turbinas axiais (Kaplan e hélice). Na faixa de aplicação onde uma escolha do tipo de turbina (Pelton ou Francis e Francis ou Kaplan/hélice) pode ser feita, particular-

mente onde dois valores de altura de queda líquida estão superpostos para uma mesma rotação específica, o projetista tem que tomar uma decisão levando em consideração todas as condições envolvidas. Para essas situações, Schweiger e Gregori (1989), baseando-se em dados estatísticos de características ótimas de desempenho de centenas de turbinas construídas por diversos fabricantes, apresentaram valores de rotação específica onde cada tipo de turbina ainda pode apresentar boas características de desempenho hidrodinâmico.

Para alcançar esses limites, mantendo-se a necessária segurança, desempenho e confiabilidade, o projeto dessas turbinas vem exigindo cada vez mais o emprego de métodos numéricos, não só para o cálculo das suas características hidrodinâmicas como das suas características estruturais. Também, é de grande relevância os problemas de vibrações, tanto dos componentes hidromecânicos em contato com o escoamento de água como de todo o sistema de eixo da turbina. Extensos programas de ensaios em laboratórios hidromecânicos, pesquisas de novos materiais e técnicas modernas de fabricação tiveram que ser desenvolvidos. Como um resultado desses avanços, as vantagens principais das turbinas Francis, tais como baixo custo de manutenção e altos picos de rendimento total, comparadas com as das turbinas Pelton e Kaplan (ou hélice), podem ser mantidas ainda nos extremos da faixa de operação.

Em geral, as turbinas Francis apresentam o melhor desempenho na faixa de 40 a 450 m de alturas de queda líquida, segundo Lugaresi e Massa (1987). Aplicações fora desses limites devem ser cuidadosamente avaliadas, levando-se em consideração todos os parâmetros importantes envolvidos: custos, desempenho hidrodinâmico, condições em regime transitório, sensibilidade à erosão por cavitação, faixas de operação e a sua duração, entre outros. Ainda nessa faixa de alturas de queda líquida, onde as turbinas Francis apresentam o melhor desempenho, existe uma enorme gama de geometrias, particularmente a do rotor que é o seu componente mais importante. Basicamente, a geometria do rotor é estabelecida em função da altura de queda líquida,  $H$ , da vazão volumétrica,  $Q$ , e da rotação,  $n$ , da turbina. A rotação é definida pela posição da turbina em relação ao nível de jusante, que por sua vez leva em consideração a cavitação, o custo do gerador elétrico e, principalmente, o custo da obra civil.

Uma grandeza importante que caracteriza a geometria do rotor e, em conseqüência, a geometria da turbina é a chamada rotação específica. Essa grandeza pode ser definida em função da vazão volumétrica,  $Q$ , ou da potência de eixo,  $Pe$ . Existem várias definições tanto para a rotação específica referente à vazão,  $n_q$ , como para a rotação específica referente à potência,  $n_s$ , conforme Dandekar e Modi (1972). Também, existem diversos valores numéricos para  $H$ ,  $Q$  (ou  $Pe$ ) e  $n$ , que podem ser escolhidos para o cálculo da rotação específica. Na literatura sobre turbinas hidráulicas para o cálculo da rotação específica, esses valores numéricos

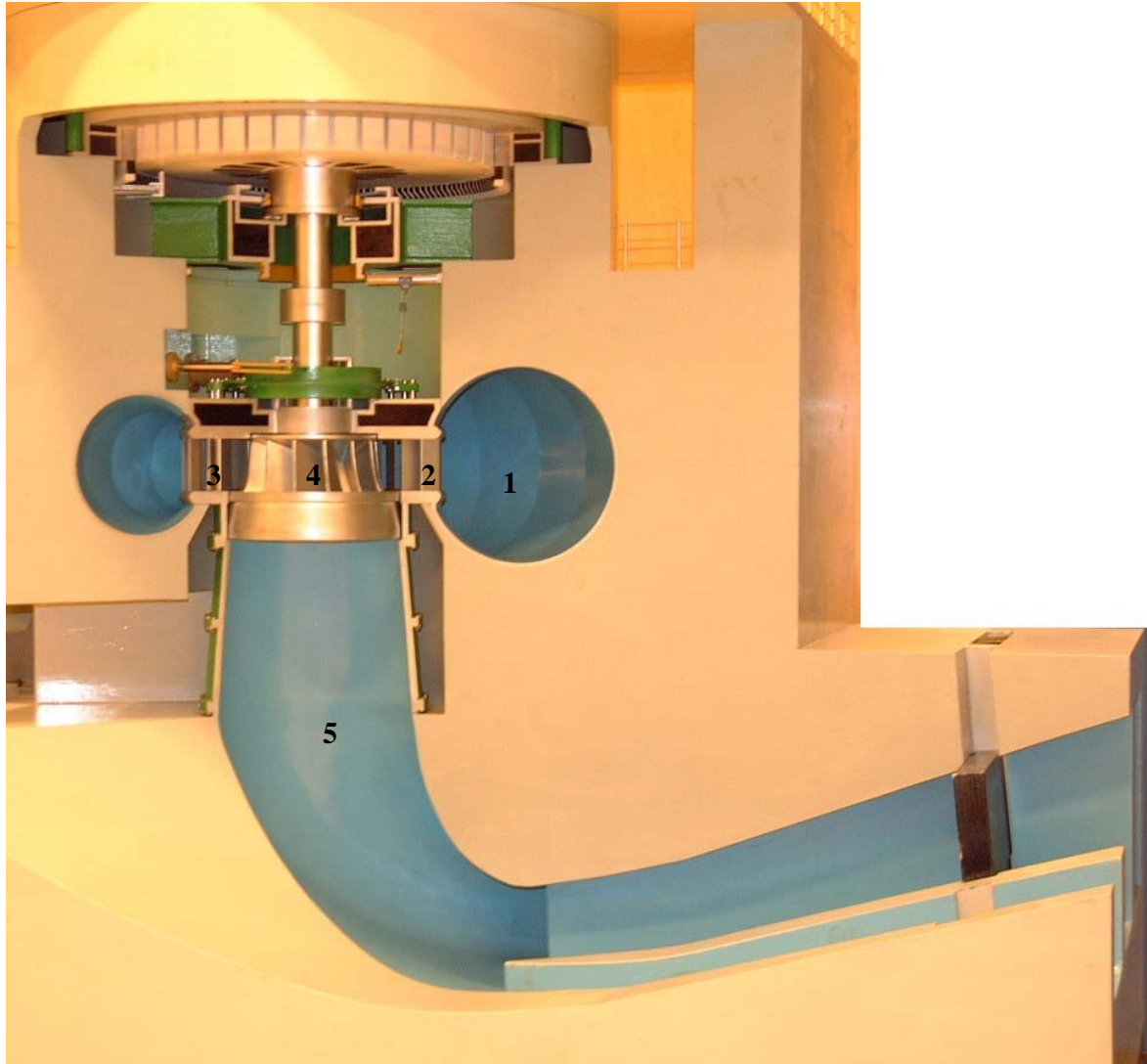
são tomados ou para o ponto de rendimento total máximo, ou para o ponto referente às condições nominais ou mesmo para o ponto referente à plena carga. No presente trabalho, as rotações específicas referentes à vazão e à potência serão calculadas tomando-se por base os valores de  $H$ ,  $Q$  (ou  $Pe$ ) e  $n$  referentes ao ponto de rendimento total máximo da turbina Francis.

Dependendo do valor da rotação específica, as turbinas Francis podem ser classificadas, quanto à configuração do escoamento no rotor, como turbinas Francis de baixa rotação específica (turbinas Francis lentas), de média rotação específica (turbinas Francis normais), e de alta rotação específica (turbinas Francis rápidas). Para cada uma dessas três classificações, existe ainda uma gama grande de geometrias, particularmente para o rotor de turbinas Francis de médias e de altas rotações específicas. O estabelecimento da geometria de uma turbina Francis pode ser feito em várias etapas. Uma primeira etapa consiste em determinar as dimensões principais da turbina com base na sua rotação específica. Nessa primeira etapa, não se pode esperar um projeto ótimo, mas pode-se esperar alguma solução razoavelmente próxima do ótimo que pode ser rapidamente refinada nas últimas etapas, através de técnicas numéricas de otimização e de ensaios em laboratório, com o objetivo de se obter a geometria definitiva da turbina para atender de forma eficiente a uma determinada aplicação.

As turbinas Francis também podem ser classificadas, quanto ao tipo de instalação, como fechadas (com caixa espiral) e abertas (sem caixa espiral) e, quanto ao número de fluxos, como duplas (um rotor duplo com tubo de sucção duplo) e simples (um rotor simples com tubo de sucção simples). No presente trabalho, somente as turbinas Francis fechadas, com rotor simples e que possuem pré-distribuidor serão consideradas. Este último componente geralmente não está presente em turbinas Francis de pequenas potências. Portanto, as turbinas Francis analisadas neste trabalho têm como componentes hidromecânicos principais a caixa espiral, o pré-distribuidor, o distribuidor, o rotor e o tubo de sucção (Figura 1.1). Além desses componentes, existem os espaços entre o pré-distribuidor e o distribuidor e entre o distribuidor e o rotor onde o escoamento é tratado como não-guiado, conforme Whitfield e Baines (1990). Os espaços entre o rotor e as partes fixas da turbina (labirintos), compõem os elementos hidromecânicos importantes para a predição das características hidrodinâmicas de turbinas Francis.

O escoamento de água, vindo da represa através do conduto forçado, entra na turbina Francis pela caixa espiral, Figura 1.1, que transforma o escoamento retilíneo na sua entrada em um escoamento espiralado no seu interior. Após sair da caixa espiral, o escoamento passa através do pré-distribuidor e, em seguida, pelo distribuidor que controla a vazão de água para o rotor. No rotor, a energia mecânica do escoamento de água (energia hidráulica) é convertida

em energia mecânica no eixo da turbina Francis. O escoamento deixa o rotor e entra no tubo de sucção que recupera grande parte da energia cinética que sai do rotor, transformando essa energia em energia de pressão. O escoamento de água é então desacelerado no tubo de sucção saindo da turbina Francis em direção ao canal de fuga.



**Figura 1.1** Esquema parcial da casa de máquinas da Central Hidroelectrica Marcel Laniado de Wind – HIDRONACION- Equador mostrando os componentes hidromecânicos principais da turbina Francis: 1 - Caixa espiral, 2 - Pré-distribuidor, 3 - Distribuidor, 4 - Rotor e 5 - Tubo de sucção

A finalidade da caixa espiral é distribuir uniformemente a água por toda a periferia externa do rotor através do pré-distribuidor e do distribuidor. A caixa espiral é projetada de tal forma que garanta vazões parciais iguais em todos os canais formados pelas palhetas diretrizes do distribuidor. Para isso, a sua seção transversal é gradativamente decrescente no sentido do escoamento. O projeto da caixa espiral está intimamente ligado com os do pré-distribuidor

e do distribuidor. O rendimento do distribuidor, de importância decisiva para o rendimento da turbina Francis, depende substancialmente da magnitude e da direção da velocidade da água proveniente da caixa espiral.

A finalidade principal do pré-distribuidor é contribuir para a integridade estrutural da turbina Francis. O pré-distribuidor, composto por um determinado número de palhetas fixas (aletas fixas), constitui uma estrutura complexa, altamente carregada que transmite à estrutura de concreto de turbinas de médias e grandes potências os esforços e vibrações da turbina e, além disso, serve de alojamento para as partes internas da turbina, de modo que as suas deformações devem ser consideradas no projeto desses componentes. Sobre o pré-distribuidor atuam esforços da ligação com a caixa espiral, da tampa da turbina e do aro de saída (aro da câmara do rotor), além dos esforços da pressão da água nas partes internas, e deve, portanto, ser dimensionado para suportar adequadamente todos os esforços, mantendo deformações dentro de limites aceitáveis. À elevada rigidez do pré-distribuidor, deve-se associar formas hidrodinâmicas adequadas, de modo que o rendimento hidráulico da turbina Francis não seja prejudicado. A largura do pré-distribuidor, especificamente das suas palhetas fixas, pode ser variável ou constante. Atualmente, são construídos pré-distribuidores com palhetas fixas de largura constante do tipo Piguet.

As finalidades do distribuidor são: (1) distribuir e direcionar o escoamento de água uniformemente para a periferia externa do rotor e (2) regular a vazão de água para o rotor e, em consequência, regular a potência hidráulica, portanto, o distribuidor regula a potência de eixo da turbina para atender a demanda de energia (elétrica para a geração de eletricidade ou mecânica para o bombeamento de água em usinas de acumulação) solicitada à turbina. O distribuidor é composto por um determinado número de palhetas diretrizes (aletas reguláveis) que têm, simultaneamente, um movimento de giro em torno do eixo de cada palheta diretriz, com o mesmo ângulo, possibilitando a passagem da vazão de água requerida ou interrompendo-a quando necessário. Ao se projetar o distribuidor, deve-se, inicialmente, observar que o número de palhetas diretrizes não seja igual ou múltiplo inteiro do número de pás do rotor, a fim de se evitar uma ressonância hidráulica no sistema.

O rotor inegavelmente é o principal componente de qualquer tipo de turbomáquina. A finalidade do rotor é transformar a energia hidráulica da água, proveniente do distribuidor, em energia mecânica no seu eixo. O rotor é composto por um determinado número de pás de geometria apropriada, fixadas ao cubo e à cinta. Na superfície cilíndrica externa da cinta, em geral, é fixado um anel de desgaste (anel de desgaste rotativo inferior) e, na superfície externa do cubo, também é fixado um anel de desgaste (anel de desgaste rotativo superior). Esses a-



néis são elementos substituíveis e fazem parte dos labirintos existentes entre o rotor e as partes fixas da turbina. Esses labirintos são componentes hidromecânicos importantes para a predição das características de desempenho da turbina, como será mostrado posteriormente.

A principal finalidade do tubo de sucção é converter grande parte da energia cinética da água na saída do rotor em energia de pressão e, em consequência, aumentar a diferença de pressões entre a entrada e a saída da turbina, resultando em um maior aproveitamento da altura de queda bruta disponível. Essa recuperação de energia pode representar uma parte significativa da energia total da turbina (altura de queda líquida), em particular para baixas alturas de queda bruta e, o projeto hidrodinâmico do tubo de sucção, desse ponto de vista, é um fator de qualidade importante para a turbina Francis. A parte principal da recuperação de energia é obtida logo após a saída do rotor, ou seja, na parte cônica superior do tubo de sucção. A conversão de energia cinética em energia de pressão no tubo de sucção está relacionada ao aumento da sua seção transversal na direção do escoamento. O ângulo do cone é limitado pela presença de separação da camada limite. Essa separação diminui a seção do escoamento e faz aumentar a velocidade do escoamento produzindo um decréscimo da recuperação de pressão.

## **1.2 CONSIDERAÇÕES SOBRE PREDIÇÃO DE CARACTERÍSTICAS HIDRODINÂMICAS DE TURBINAS FRANCIS**

Uma vez que se tenha estabelecido as dimensões principais dos diversos componentes hidromecânicos e ângulos das pás (rotor) e das aletas (palhetas fixas do pré-distribuidor e palhetas diretrizes do distribuidor), é importante para o projetista ser capaz de prever as características hidrodinâmicas de desempenho não só dos seus diversos componentes isoladamente como também da turbina Francis, de tal modo que projetos alternativos possíveis possam ser otimizados, comparados e avaliados. Dessa forma, as diversas características de desempenho, especificamente os vários rendimentos, podem ser calculadas a fim de verificar as considerações feitas inicialmente sobre cada componente e sobre a turbina Francis como um todo. Se as características de desempenho divergem significativamente daquelas assumidas previamente, o projeto preliminar deve ser modificado usando as características de desempenho revisadas.

Durante a sua longa história, iniciada em 1849 por J. B. Francis, a turbina Francis está em constante desenvolvimento, particularmente em relação ao melhoramento das suas caracte-

terísticas hidrodinâmicas, tanto no ponto de projeto como fora desse ponto, e melhoramentos visando não só a redução do seu tamanho bem como a ampliação das faixas de potências e de alturas de queda líquida exploradas. Recentemente, o uso de técnicas modernas, como a dinâmica dos fluidos computacional (CFD), para a predição das características do escoamento nesse tipo de turbina, tem trazido uma substancial melhoria no seu projeto hidrodinâmico, no entendimento detalhado do escoamento e a sua influência sobre as características de desempenho da turbina, e na predição e prevenção do início da cavitação. A aplicação eficiente de CFD avançada é de grande importância prática no campo das turbomáquinas, particularmente em turbinas hidráulicas onde o projeto é feito sob encomenda para cada caso específico.

Códigos computacionais baseados no escoamento potencial tridimensional (3D) têm sido usados por grandes fabricantes de turbinas hidráulicas por mais de vinte anos, segundo Drtina e Sallaberger (1999), mas a sua validade é limitada ao ponto de projeto e requer muita interpretação empírica. Códigos computacionais baseados na equação de Euler do escoamento (Euler 3D) descrevem o escoamento através da turbomáquina com todos os efeitos típicos da vorticidade, mas desprezam os efeitos da viscosidade e da turbulência. Os grandes fabricantes de turbomáquinas aplicam um código Euler 3D, em geral desenvolvido em parceria com institutos de pesquisas, para o projeto avançado de componentes, em particular para o rotor de turbinas hidráulicas. Para o escoamento acelerado dos rotores de turbinas, o código Euler 3D é muito mais rápido que um código computacional baseado na equação de Navier-Stokes (Navier-Stokes 3D) e suficientemente preciso, quando os efeitos viscosos são pequenos e confinados em camadas limites finas. Todavia a predição das características hidrodinâmicas de desempenho de rotores requer uma comparação entre os resultados obtidos do código Euler 3D e aqueles de projetos anteriores testados em laboratório ou em campo.

Recentemente, códigos Navier-Stokes 3D têm sido aplicados no projeto de componentes de turbomáquinas, especificamente em rotores de bombas, turbocompressores e turbinas. Códigos Navier-Stokes 3D, como os comerciais CFX-TASCflow e FLUENT, e outros desenvolvidos por universidades e centros de pesquisas, estão sendo usados para a determinação e análise de perdas dos diversos componentes de turbinas hidráulicas, segundo Mauri *et al.* (2002) e Souza *et al.* (2003). Esses códigos também estão sendo utilizados para a determinação do campo de funcionamento (diagrama de colina) da turbina hidráulica completa, desde a caixa espiral até o tubo de sucção, conforme Drtina e Sallaberger (1999), Massé (1999) e Ruprecht *et al.* (2000).

Apesar do crescente uso de CFD na última e na atual década, para o projeto e pesquisa de componentes isolados e de turbinas hidráulicas completas considerando o escoamento

permanente, muitos problemas aparecem ao analisar o escoamento não-permanente através de dois ou mais componentes (um móvel e os outros fixos) ou mesmo da turbina completa. Simulações do escoamento permanente somente podem ser aplicadas considerando-se um procedimento médio na passagem entre os componentes móvel e fixo da turbina. Devido à desigualdade entre os passos das pás do rotor e das palhetas diretrizes do distribuidor por problemas de fabricação, em geral, nenhuma periodicidade do escoamento na direção circunferencial pode ser assumida e, conseqüentemente, todas as passagens do escoamento têm que ser consideradas. Para turbinas Francis típicas, o número de canais do distribuidor está na faixa de 18 a 24 e o número de canais do rotor está entre 7 e 13. Todos esses canais de geometrias complexas têm que ser modelados, o que conduzem a malhas computacionais de vários milhões de nós. No caso de turbinas Francis, para as diversas aberturas do distribuidor, diferentes malhas devem ser geradas. Uma comparação entre os resultados numéricos e experimentais, quando se pretende obter o diagrama de colinas da turbina, só faz sentido se o número e a distribuição de pontos são idênticos. Portanto, essas simulações só podem ser realizadas através de computadores de alto desempenho ou por computação paralela, implicando em longo tempo e alto custo computacional. Também, o cálculo do escoamento não-permanente, especificamente o movimento de vórtices, exige modelos de turbulência mais precisos do que aqueles normalmente empregados em escoamentos permanentes como, por exemplo, o modelo  $\kappa$ - $\epsilon$ . Cada componente da turbina tem condições de escoamento específicas que são muito mais adaptáveis a diferentes alternativas de modelos de turbulência ( $\kappa$ - $\epsilon$ ,  $\kappa$ - $\omega$ , etc.) e condições de contorno (na entrada, leis de parede, etc.).

Para prever as características hidrodinâmicas de uma turbina Francis de um modo rápido e com um certo grau de exatidão, normalmente, se utiliza o cálculo do escoamento unidimensional, uma vez que procedimentos bi e tridimensionais exigem muito mais tempo computacional e não são apropriados para otimizar a geometria completa da turbina. Qualquer tentativa para descrever o escoamento real através de uma turbina Francis (que é totalmente tridimensional, com fenômenos de transição laminar/turbulenta e descolamentos associados ao desenvolvimento das camadas limites) por meio de um procedimento unidimensional, deve, pela sua própria natureza, conter modelos simplificados do escoamento e correlações empíricas de perdas. Um procedimento satisfatório de predição de desempenho requer a melhor informação possível sobre as irreversibilidades associadas com o processo do escoamento através da turbina. O empirismo envolvido representa o acúmulo de muitos anos de experiência adquiridos ou diretamente pelo fabricante, projetista ou analista, ou indiretamente por meio da literatura disponível. Não pode ser esperado que tais correlações empíricas sejam

completamente satisfatórias para uma grande gama de aplicações. Turbinas Francis diferentes, porém com as mesmas dimensões principais, não necessariamente terão características de desempenho idênticas e, portanto, um procedimento unidimensional de predição, que não descreve os detalhes da forma da passagem do escoamento, não pode distinguir tais casos.

### 1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A predição teórica das características de desempenho de qualquer turbomáquina, tanto no ponto de projeto quanto fora do ponto de projeto, sempre constituiu num desafio para os pesquisadores e analistas. Na literatura técnica, existem vários trabalhos sobre esse assunto relacionados a diversas modalidades (turbinas a gás, turbinas-bombas, bombas, ventiladores, turbocompressores, entre outras) e tipos de turbomáquinas (radiais, diagonais e axiais). Como será comentado posteriormente, no caso de turbinas hidráulicas, existem poucos trabalhos publicados, principalmente quando se trata de turbinas Francis. No que segue, serão comentados apenas os trabalhos referentes à predição teórica das características hidrodinâmicas de turbinas Francis baseada na sua linha de corrente média e nas correlações empíricas de perdas. Portanto, os trabalhos relacionados a técnicas numéricas modernas, como a dinâmica dos fluidos computacional (CFD), não serão abordados.

Em geral, os livros-textos específicos sobre turbinas hidráulicas tratam mais do projeto de alguns componentes, particularmente o rotor, do que nas características de desempenho hidrodinâmico da turbina, e se limitam a classificar as diversas perdas e rendimentos, como os livros do início do século 20 como os de Daugherty (1920), Escher (1921) e Belluzzo (1922).

Uma das primeiras contribuições para a predição teórica das características hidrodinâmicas de turbinas Francis foi dada por Tenot (1932). A predição aproximada apresentada trata apenas das perdas no rotor e, portanto, não considera de uma forma explícita as perdas nos demais componentes da turbina. Somente são consideradas as perdas por atrito e as perdas por choque na entrada do rotor, ambas variando com o quadrado da vazão. Com base na geometria do rotor, na equação de Euler das turbomáquinas, no ângulo de incidência do escoamento absoluto no rotor (referente à abertura do distribuidor), nas perdas por atrito e por choque, e na adoção de rendimentos de fuga e mecânico, Tenot apresentou as expressões aproximadas e as curvas para a altura de queda líquida da turbina em função da vazão, para algumas aberturas do distribuidor, mantendo a rotação constante. Seus resultados foram apresentados e

comparados com os resultados experimentais para duas turbinas Francis com  $n_s = 220$  e  $n_s = 400$ . Em geral, os resultados concordam bem entre si, pelo fato de Tenot ter adotado os valores de rendimentos com base nos resultados experimentais das duas turbinas.

Vivier (1966), apesar de ter apresentado expressões para o cálculo das perdas por fuga e perdas por atrito lateral, indicando inclusive os valores de seus respectivos coeficientes empíricos, não considerou essas perdas no cálculo do rendimento interno da turbina Francis. A predição teórica mostrada por Vivier foi exatamente àquela apresentada por Tenot (1932) de forma aproximada. Os resultados para a altura de queda líquida e de rendimento hidráulico foram apresentados para rotação constante e para três aberturas do distribuidor, sem mencionar a geometria, a rotação e as aberturas do distribuidor da turbina.

Mataix (1975) também apresentou expressões para calcular as perdas por fuga e as perdas por atrito lateral, mas se limitou apenas ao cálculo de algumas características hidrodinâmicas no ponto de projeto, visando, principalmente, o projeto (dimensionamento hidráulico preliminar) não só do rotor como dos demais componentes hidromecânicos principais da turbina Francis.

Ueda *et al.* (1980) desenvolveram um método para a predição teórica das características hidrodinâmicas de uma turbina-bomba funcionando no modo turbina, tendo uma rotação específica referente à vazão,  $n_{qA}$ , igual a 90 quando operando no modo bomba. Para efeito de cálculo das diversas perdas hidráulicas, a turbina-bomba foi dividida em cinco componentes: caixa espiral (C), pré-distribuidor (P), distribuidor (D), rotor (R) e tubo de sucção (T). Para a caixa espiral, foram consideradas as perdas por atrito viscoso e as perdas por curvatura. Para o pré-distribuidor, foram consideradas as perdas por choque na entrada, as perdas por atrito viscoso nas superfícies de pressão e de sucção das palhetas fixas, as perdas por atrito viscoso nas superfícies internas dos anéis inferior e superior do pré-distribuidor e as perdas de mistura após as palhetas fixas. Para o distribuidor, foram considerados os mesmos tipos de perdas do pré-distribuidor. No rotor, foram consideradas as perdas por choque na entrada, as perdas por atrito viscoso nas superfícies de pressão e de sucção das pás, as perdas por atrito viscoso nas superfícies internas do cubo e da cinta e as perdas de mistura após as pás. O rotor foi dividido em rotores parciais, de modo que as perdas por choque, por atrito e de mistura foram obtidas por meio de um processo de integração, para levar em consideração as diversas grandezas que variam ao longo dos canais entre o cubo e a cinta. No tubo de sucção, foram consideradas as perdas por turbilhonamento, as perdas por atrito viscoso e as perdas por curvatura. Todas as expressões para o cálculo das perdas hidráulicas nos cinco componentes da turbina-bomba

foram apresentadas. Com relação aos coeficientes empíricos e semi-empíricos envolvidos nessas expressões, Ueda *et al.* apresentaram somente os valores dos coeficientes de perdas por choque,  $\zeta_{ch}$ . Tanto para o pré-distribuidor quanto para o distribuidor, foi considerado  $\zeta_{chP} = \zeta_{chD} = 0,3$  pelo fato de as regiões próximas aos bordos de ataque das palhetas fixas e das palhetas diretrizes serem mais espessas e arredondadas. Para o rotor, foi considerado  $\zeta_{chR} = 2,5$  pelo fato de as pás serem relativamente mais finas nas regiões próximas aos seus bordos de ataque. Para o cálculo das perdas de mistura, por choque e por atrito no pré-distribuidor, distribuidor e rotor, os ângulos médios dos escoamentos (absoluto no pré-distribuidor e distribuidor, e relativo no rotor) foram determinados através do método das singularidades, segundo Senoo e Nakase (1971 e 1972), com vórtices distribuídos ao longo das linhas de arqueamento das palhetas diretrizes e também das pás. Esses ângulos, obtidos numericamente, resultaram em valores de até  $4^\circ$  maiores que os valores experimentais obtidos da própria turbina-bomba para as diversas aberturas do pré-distribuidor. Com o cálculo das perdas hidráulicas nos diversos componentes da turbina-bomba e com a altura de energia do rotor obtida pela equação de Euler das turbomáquinas, foi possível determinar os rendimentos de cada componente e também o rendimento hidráulico da turbina. Apesar de não terem mostrado as expressões para o cálculo das perdas por fuga e por atrito lateral, os autores apresentaram os resultados teóricos para o rendimento total (considerado igual ao rendimento interno), rendimento de cada um dos cinco componentes e vazão unitária da turbina,  $Q_{11}$ , em função da rotação unitária,  $n_{11}$ , para três aberturas do distribuidor, mantendo-se constante a altura de queda líquida da turbina. Da comparação entre os resultados teóricos e experimentais, observa-se que só não há uma boa concordância para a menor das três aberturas do distribuidor.

Ueda (1982) apresentou algumas sugestões para a melhoria do rendimento de turbinas hidráulicas (Francis, bulbo e tubular do tipo S) e também para a melhoria da predição teórica das curvas características hidrodinâmicas de turbinas Francis. Com relação à melhoria da predição teórica, Ueda propôs distribuir vórtices no contorno das palhetas fixas e das palhetas diretrizes e também no contorno pás, com o objetivo de melhorar a exatidão dos ângulos médios dos escoamentos (absoluto no pré-distribuidor e distribuidor, e relativo no rotor) e ainda considerar as perdas devidas ao escoamento secundário no pré-distribuidor, distribuidor e rotor, que não foram incluídas no trabalho de Ueda *et al.* (1980). Apesar dessa indicação, Ueda não apresentou e não indicou nenhuma referência para o cálculo das perdas devidas ao escoamento secundário. Os resultados das curvas características hidrodinâmicas apresentados são idênticos àqueles de Ueda *et al.* (1980).

Sigloch (1984) apresentou as expressões para o cálculo das perdas nos diversos componentes da turbina Francis, desde a caixa espiral até o tubo de sucção. Apresentou também uma expressão recomendada por Pfleiderer e Petermann (1972) para corrigir o vórtice-livre entre o pré-distribuidor e o distribuidor, e entre o distribuidor e o rotor. As perdas por atrito viscoso no pré-distribuidor, no distribuidor e no rotor foram apresentadas de duas formas: uma, considerando um coeficiente de perda multiplicando a energia cinética do escoamento (absoluto, para o pré-distribuidor e para o distribuidor, e relativo, para o rotor) na entrada de cada componente, e a outra, considerando a equação de Darcy-Weisbach, assemelhando os canais desses componentes como sendo tubos de seção retangular com valores médios para o comprimento, diâmetro característico e velocidade do escoamento. Sigloch, além de indicar todas as faixas de coeficientes de perdas, também apresentou expressões para o cálculo das perdas por choque, por fuga e por atrito lateral, mas não fez predição das características hidrodinâmicas de funcionamento de turbinas Francis. Suas aplicações se referem apenas ao ponto de projeto em exercícios propostos e posteriormente resolvidos no final do seu livro.

Raabe (1985), analisou vários mecanismos de perdas em componentes de turbomáquinas, entre eles a interação da camada limite com o escoamento principal, escoamento secundário em turbomáquinas axiais e escoamento em tubo de sucção, entre outros. Apresentou algumas expressões empíricas e semi-empíricas para o cálculo das perdas por atrito lateral, por choque e por fuga e dedicou um capítulo sobre predição do escoamento interno em grades e rotores, mas não fez predição das características hidrodinâmicas de nenhum tipo turbina.

Kubota *et al.* (1989) aplicaram o método das singularidades desenvolvido por Senoo e Nakase (1971 e 1972) para analisar o escoamento relativo quase tridimensional (Q3D) no rotor e também escoamento absoluto no pré-distribuidor e distribuidor. A seção meridional desses componentes foi dividida em oito canais (oito turbinas parciais), de modo que tanto o escoamento potencial como as perdas puderam ser calculados para cada um desses canais. A metodologia apresentada para a predição teórica das características hidrodinâmicas é bastante semelhante àquela de Ueda *et al.* (1980). Kubota *et al.* aplicaram tal metodologia em duas turbinas Francis, uma de  $n_{qA} = 81$  e a outra de  $n_{qA} = 219$ , mas apresentaram os resultados apenas para o ponto de rendimento total máximo e para o ponto de plena carga da turbina. As perdas calculadas pelo método Q3D foram comparadas com aquelas calculadas pelo método 1D (unidimensional). Os resultados mostram que a maior diferença nas perdas hidráulicas calculadas pelos métodos Q3D e 1D se refere ao rotor, tanto para a turbina de  $n_{qA} = 81$  como para a turbina de  $n_{qA} = 219$ .

Souza (1991) apresentou expressões para o cálculo das perdas nos diversos componentes da turbina Francis, desde a caixa espiral até o tubo de sucção. As perdas por atrito viscoso nos diversos componentes foram calculadas com base na equação de Darcy-Weisbach, assemelhando os canais desses componentes como sendo tubos de seção retangular com valores médios para o comprimento, diâmetro característico e velocidade do escoamento. Souza fez alguns comentários sobre o espaçamento (distância radial) entre o distribuidor e o rotor salientando que, quanto menor for esse espaçamento, maior será a perda por choque na entrada do rotor. Souza também indicou as faixas de coeficientes de perdas e apresentou expressões para o cálculo das perdas por choque, por fuga e por atrito lateral, mas não fez previsão das características hidrodinâmicas de funcionamento de turbinas Francis. Sua aplicação se refere apenas ao ponto de rendimento total máximo, visando o projeto (dimensionamento hidrodinâmico) dos componentes principais da turbina Francis.

Alencar (2000) adotou o mesmo procedimento de Tenot (1932), mas apresentou suas expressões em termo de trabalho específico ao invés de altura de queda líquida. As perdas por atrito viscoso foram consideradas de maneira aproximada, ou seja, essas perdas nos diversos componentes da turbina Francis foram reunidas numa única expressão proporcional ao quadrado da vazão. O valor do coeficiente de proporcionalidade não foi indicado e também não foi comentado se tal valor foi mantido constante ou se foi alterado para as diversas aberturas do distribuidor. As perdas por choque na entrada não foram consideradas para o pré-distribuidor; só foram consideradas para as entradas do distribuidor e do rotor. As perdas por fuga foram introduzidas por meio de um valor de rendimento de fuga, adotado igual para toda a faixa de funcionamento analisada. O escoamento nos espaços entre o pré-distribuidor e o distribuidor, e entre o distribuidor e o rotor foi tratado como vórtice-livre. A perda por atrito lateral foi desprezada na aplicação numérica por se tratar de uma turbina Francis normal. Segundo Alencar, essa perda só tem um valor significativo para turbinas Francis lentas. Com base no procedimento apresentado, Alencar desenvolveu uma rotina computacional escrita em linguagem FORTRAN com o objetivo de obter certos pares de pontos que serviram para o traçado do campo de funcionamento (diagrama de colinas) de uma turbina Francis com altura de queda líquida constante, utilizando a metodologia de redes neurais. Alencar apresentou os diagramas de colinas, obtidos teoricamente e experimentalmente pelo método convencional (manual) e pela metodologia de redes neurais, referentes a uma turbina-modelo que foi ensaiada no Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH) do Instituto de Engenharia Mecânica (IEM) da UNIFEI. Alencar concluiu que os resultados só concordam bem numa pequena região próxima ao ponto de rendimento total máximo da turbina.



Melo (2003), baseando-se em alguns parâmetros geométricos do rotor e também na rotação e vazão da turbina Francis, obteve, a partir de valores médios, uma expressão teórica para o cálculo do rendimento total da turbina em função da relação de velocidades na entrada do rotor,  $u_4/c_4$ , da relação de diâmetros do rotor,  $D_5/D_4$ , do ângulo de saída das pás,  $\beta_5^*$ , do ângulo de entrada do escoamento absoluto no rotor,  $\alpha_4$ , e do grau de reação teórico da turbina,  $\sigma_t$ . O modelo semi-empírico apresentado utiliza os resultados experimentais de rendimento total da turbina para a determinação dos parâmetros estabelecidos na expressão teórica para o cálculo do rendimento. Através do método dos mínimos quadrados, o rendimento obtido experimentalmente foi correlacionado em função de  $u_4/c_4$  por meio de uma expressão polinomial de grau 2. Os resultados do modelo semi-empírico e experimental foram apresentados para a turbina Francis da Unidade 8 da Usina Hidrelétrica de Itaipu. O rendimento da turbina foi apresentado em função de  $u_4/c_4$ , mostrando que, praticamente, não há diferença entre os resultados do modelo e experimental. Isso se deve ao fato de o rendimento obtido experimentalmente ter sido usado no modelo semi-empírico. A altura de queda líquida e a potência de eixo da turbina foram apresentadas em função da vazão. Os resultados do modelo semi-empírico, tanto da altura de queda líquida quanto da potência de eixo, estão razoavelmente abaixo daqueles obtidos experimentalmente em toda a faixa de vazões apresentada. Essa discrepância se deve às aproximações feitas no modelo semi-empírico para o cálculo da altura de queda líquida da turbina que influi no cálculo da potência de eixo.

## 1.4 MOTIVAÇÕES DO TRABALHO

1) Na literatura aberta, existem poucos trabalhos disponíveis sobre turbinas hidráulicas, em comparação com outros tipos de turbomáquinas (turbinas a gás, bombas, ventiladores e turbocompressores, entre outras). Segundo Oh e Kim (2001), esse motivo se deve ao grande interesse comercial e à competição entre os fabricantes de turbinas hidráulicas pela conquista de mercados para os seus produtos, particularmente no caso de turbinas Francis por ser a mais utilizada dentre as turbinas hidráulicas. Portanto, a publicação de novos trabalhos sobre turbinas Francis torna-se uma necessidade.

2) Conforme foi comentado no Item 1.2, vários pesquisadores atualmente desenvolvem métodos numéricos baseados nas equações de Navier-Stokes com modelos de turbulên-

cia para o projeto e análise de componentes e de turbomáquinas como um todo. Porém, o projeto de uma nova turbomáquina (que não tem similar homóloga ou quase homóloga) e a obtenção de suas características de desempenho, segundo Yoon *et al.* (1998), ainda dependem da análise da linha de corrente média usando correlações empíricas de perdas.

3) Modificações nas dimensões principais (incluindo os ângulos de entrada e de saída das palhetas e das pás) de um ou mais componentes da turbina Francis para a melhoria não só do rendimento total como de outras características de desempenho, tanto no ponto de projeto quanto fora do ponto de projeto, é de grande interesse na fase de desenvolvimento do projeto como também para a análise de alternativas para repotenciação da turbina.

4) O rendimento total de uma turbina Francis depende de vários parâmetros geométricos, de funcionamento e do fluido (água). Particularmente, o número de Reynolds,  $Re$ , e a rugosidade relativa da superfície,  $\varepsilon/D$ , de cada componente irão afetar o rendimento total da turbina Francis. Avaliar o rendimento total de uma turbina-protótipo,  $\eta_P = f(Re_P, \varepsilon_P / D_P)$ , sem que se recorra às formulas de transposição de rendimento medido da turbina-modelo,  $\eta_M = f(Re_M, \varepsilon_M / D_M)$ , para o rendimento calculado da turbina-protótipo, é de grande interesse prático.

5) Avaliar o ganho no rendimento total da turbina Francis quando a rugosidade da superfície,  $\varepsilon$ , é reduzida, e em quais componentes hidromecânicos os esforços devem ser concentrados para a melhoria do seu acabamento superficial, tendo em mente os custos extras envolvidos. Este efeito é esperado ser dependente da rotação específica da turbina,  $n_{qA}$  ou  $n_s$ . Por exemplo, em turbinas Francis lentas (baixos  $n_{qA}$ ) as rugosidades das superfícies externas tanto do cubo como da cinta do rotor têm uma influência muito grande no rendimento total da turbina Francis.

## 1.5 OBJETIVOS DO TRABALHO

1) Apresentar um procedimento que permita prever teoricamente as características hidrodinâmicas de turbinas Francis não só no ponto de projeto como também numa ampla faixa fora do ponto de projeto. Tal procedimento é baseado na linha de corrente média e leva em consideração diversas correlações de perdas empíricas e semi-empíricas disponíveis na literatura técnica.

2) Desenvolver uma rotina computacional para o cálculo das diversas grandezas de funcionamento de turbinas Francis em uma ampla faixa de rotações,  $n$ , de vazões,  $Q$ , de alturas de queda líquida,  $H$ , e de aberturas do distribuidor,  $a$ . A rotina computacional desenvolvida em linguagem MATLAB® permite obter o rendimento total máximo da turbina Francis,  $\eta_{\text{máx}}$ , por meio de interpolação.

3) Apresentar diversos resultados obtidos da rotina computacional para uma turbina Francis de  $n_{qA} = 266$ , e analisar a influência de algumas correlações de perdas e de alguns parâmetros geométricos importantes, particularmente a rugosidade da superfície dos seus componentes principais, no desempenho dessa turbina.

4) Comparar os resultados obtidos da rotina computacional com os resultados obtidos de ensaios em laboratório de uma turbina Francis (turbina-modelo) de  $n_{qA} = 266$ , com a finalidade de avaliar a qualidade da metodologia proposta neste trabalho para a predição das características hidrodinâmicas de turbinas Francis.

## 1.6 CONTRIBUIÇÕES DO TRABALHO

1) Desenvolvimento de uma rotina computacional em linguagem MATLAB® para o cálculo das diversas características hidrodinâmicas de turbinas Francis. Essa rotina, que foi elaborada através de módulos, permite inserir novas correlações de perdas para a melhoria da predição teórica, com o objetivo de cobrir toda a faixa de rotações específicas referentes a turbinas Francis.

2) Em geral, o escoamento é tratado como sendo potencial (vórtice-livre) nos espaços entre o pré-distribuidor e o distribuidor, e entre o distribuidor e o rotor, para efeito de cálculo dos ângulos do escoamento (absoluto) na saída de cada um desses dois espaços. Esses ângulos de saída são utilizados como ângulos de entrada do componente posterior da turbina Francis. No presente trabalho, é feita uma correção para se levar em conta o efeito da viscosidade no valor do ângulo de saída de cada um desses espaços.

3) Os ângulos médios do escoamento na saída do pré-distribuidor,  $\alpha_{2P}$ , e na saída do distribuidor,  $\alpha_{2D}$ , não são iguais aos seus respectivos ângulos da palheta fixa,  $\alpha_{2P}^*$ , e da palheta diretriz,  $\alpha_{2D}^*$ , (para turbinas Francis, esses ângulos são constantes ao longo da altura das palhetas). Também, o ângulo médio do escoamento relativo na saída do rotor,  $\beta_6$ , não é igual

ao ângulo da pá na linha de corrente média,  $\beta_{5m}^*$  (para turbinas Francis, o ângulo de saída da pá varia desde o cubo até a cinta). Esses desvios são considerados neste trabalho.

## 1.7 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

No Capítulo 1 – Introdução –, são apresentadas algumas considerações gerais sobre turbinas Francis e alguns comentários sobre predição teórica de desempenho hidrodinâmico de turbinas Francis. Uma revisão bibliográfica é feita sobre predição teórica das características hidrodinâmicas de turbinas Francis, com base na linha de corrente média e correlações empíricas de perdas. Alguns comentários são descritos sobre as motivações, os objetivos e a organização do trabalho.

No Capítulo 2 – Perdas, Trabalhos Específicos, Potências e Rendimentos –, são apresentadas as diversas perdas que ocorrem em turbinas Francis e algumas correlações empíricas para o cálculo dessas perdas. Para um determinado tipo de perda, são apresentadas algumas correlações propostas por diversos autores. Essas correlações são utilizadas neste trabalho com o objetivo de compará-las entre si e de melhorar a qualidade dos resultados obtidos da predição teórica. Trabalhos específicos e potências são descritos, com o intuito de relacioná-los com rendimentos e perdas.

No Capítulo 3 – Metodologia para a Predição Teórica –, são apresentadas as diversas fórmulas para o cálculo de velocidades e de perdas dos componentes hidromecânicos principais, com o objetivo de determinar os rendimentos e outras grandezas de interesse para a predição teórica das características hidrodinâmicas de turbinas Francis.

No Capítulo 4 – Procedimento para a Obtenção das Características Hidrodinâmicas –, é apresentada uma descrição sobre a seqüência de cálculos da rotina computacional desenvolvida neste trabalho. Os resultados obtidos da rotina computacional são devidamente tratados para se obter as características hidrodinâmicas não só no ponto de rendimento total máximo como também numa ampla faixa de operação da turbina Francis.

No Capítulo 5 – Aplicação da Metodologia, Resultados e Análises –, uma turbina-modelo do tipo Francis de  $n_{qA} = 266$ , ensaiada no Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH) do Instituto de Engenharia Mecânica (IEM) da UNIFEI, foi escolhida para a aplicação da metodologia desenvolvida no presente trabalho. Diversos resul-

tados teóricos são obtidos para alguns tipos de perdas calculadas com diferentes correlações. Com o intuito de verificar a influência da rugosidade no rendimento total da turbina, vários resultados teóricos são apresentados e comparados com os resultados experimentais. Diversas análises são feitas desses resultados.

No Capítulo 6 – Conclusões e Sugestões –, são apresentadas as principais conclusões extraídas do presente trabalho e também algumas sugestões para trabalhos futuros relacionadas aos assuntos abordados.

No Apêndice A – Perdas por Fuga e por Atrito Lateral –, é apresentado um procedimento para o cálculo da perda por fuga. Para a perda por atrito lateral, são apresentados dois modelos: um modelo não considera a vazão de fuga e o outro considera a vazão de fuga no recinto lateral. Diversas correlações de perda por atrito lateral para esses dois modelos são apresentadas.

No Apêndice B – Palhetas Diretrizes e Escoamento Não-guiado –, são apresentados alguns parâmetros que definem a geometria e a posição das palhetas diretrizes e, em consequência, os diâmetros e ângulos que variam conforme a abertura do distribuidor. Também, são apresentados três modelos para o cálculo do escoamento não-guiado em componentes fixos de turbinas Francis que são o espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor e o espaço entre o distribuidor e o rotor.

No Apêndice C – Resultados Teóricos –, são apresentados diversos resultados teóricos, para a turbina-modelo do tipo Francis de  $n_{qA} = 266$ , que foram obtidos da rotina computacional desenvolvida neste trabalho. Esses resultados podem ser utilizados para a verificação dos resultados da predição teórica das características hidrodinâmicas dessa turbina que estão apresentados no Capítulo 5.

## Capítulo 2

# PERDAS, TRABALHOS ESPECÍFICOS, POTÊNCIAS E RENDIMENTOS

Neste capítulo, alguns comentários são feitos sobre as perdas, com o objetivo de utilizar as suas diversas correlações para a predição teórica das características hidrodinâmicas de turbinas Francis. Nenhuma ênfase será dada no sentido de entender a origem física das diversas perdas que ocorrem em turbinas Francis. Descrições dos mecanismos físicos das perdas que ocorrem em turbomáquinas podem ser encontrados nos trabalhos de Denton (1993) e Lakshminarayana (1996). As perdas são definidas em termos de aumento de entropia e serão relacionadas com coeficientes de perdas em termos de grandezas médias. Várias correlações de perdas são apresentadas para os componentes hidromecânicos principais da turbina Francis, Figura 2.1. As perdas são classificadas em diversos tipos. São apresentados também os trabalhos específicos e as potências que, juntamente com as perdas, definem os vários rendimentos associados às respectivas perdas.

## 2.1 PERDAS

As turbinas Francis visam converter a energia disponível da água (ou potência hidráulica) em energia mecânica no seu eixo (ou potência de eixo), com o maior rendimento total possível ou com as melhores características de desempenho exigidas. A perda global é obtida pela diferença entre a potência hidráulica e a potência de eixo, ou seja,

$$P_p = P_h - P_e . \quad (2.1)$$

Em geral, a perda global,  $P_p$  (ou  $Z_p$  em termos de energia por unidade de peso do fluido (água) em escoamento), é dividida em perdas internas,  $Z_i$ , e perdas externas,  $Z_e$ . As perdas externas também são denominadas de perdas mecânicas,  $Z_m$ , portanto,

$$Z_p = Z_i + Z_e . \quad (2.2)$$

As perdas internas interferem na energia da água escoando através da turbina, causando uma diminuição na diferença de pressão total e um aumento de entropia relativamente às condições iniciais do escoamento. Ao contrário, as perdas externas (mecânicas) não interferem no escoamento da água operada pela turbina.

## 2.1.1 Perdas Internas

Apesar de o escoamento em um determinado componente influenciar no escoamento de outro componente da turbina Francis e, conseqüentemente, nas perdas associadas a esses escoamentos, torna-se necessário separar as perdas internas em outros tipos de perdas, para que se possa tratá-las de uma maneira conveniente. Em geral, as perdas internas são divididas em perdas hidráulicas (perdas de escoamento), perda por fuga (perda volumétrica) e perda por atrito lateral.

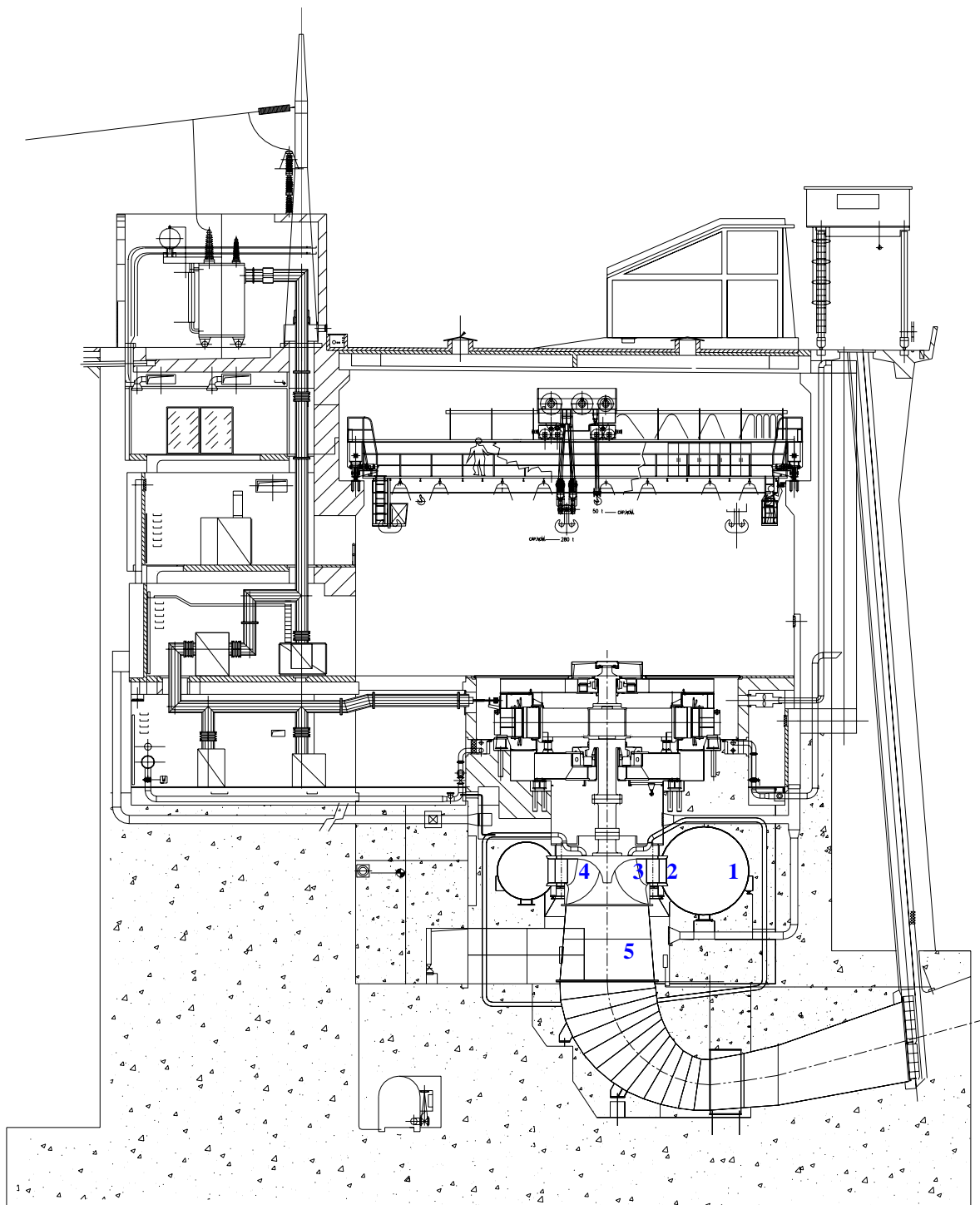
As perdas internas são responsáveis pelo rendimento interno da turbina, como será mostrado no Item 2.4.

### 2.1.1.1 Perdas Hidráulicas

As perdas hidráulicas ocorrem em diversos componentes hidromecânicos da turbina Francis, desde a sua entrada até a sua saída, ou seja, desde a entrada da caixa espiral até a saída do tubo de sucção, por onde escoam a água operada pela turbina. Normalmente, essas perdas são classificadas em perdas de origem viscosa e perdas por choque.

As perdas de origem viscosa podem ser divididas em vários tipos: perda por atrito viscoso, perda por descolamento da camada limite, perda de mistura, perda devida ao escoamento secundário, etc. Algumas dessas perdas, como a perda por descolamento da camada limite, são bem difíceis de serem quantificadas com uma certa exatidão. Em geral, as perdas

de origem viscosa, quando se trata de componentes como o rotor e o estator aletado de turbomáquinas térmicas, são tratadas como perda de perfil e perda devida às paredes laterais. As



**Figura 2.1** Representação da casa de máquinas da Central Hidroelectrica Marcel Laniado de Wind - HIDRONACION - Equador mostrando os componentes hidromecânicos principais da turbina Francis: 1 - Caixa espiral, 2 - Prê-distribuidor, 3 - Distribuidor, 4 - Rotor e 5 - Tubo de sucção



paredes laterais, juntamente com os perfis correspondentes, compõem os canais por onde escoo o fluido operado pela máquina. No presente trabalho, as perdas de origem viscosa são divididas em perda por atrito viscoso nos diversos canais por onde escoo a água,  $Z_{av}$ , e perda de mistura,  $Z_{mw}$ . São considerados ainda outros três tipos de perdas, ou seja, a perda devida à curvatura do canal, que ocorre no interior da caixa espiral e do tubo de sucção; a perda por turbilhonamento, que ocorre na entrada do tubo de sucção, e também a perda de saída no tubo de sucção.

As perdas por choque na entrada,  $Z_{ch}$ , são também denominadas de perdas de incidência. Essas perdas ocorrem na entrada de componentes que contêm palhetas fixas (pré-distribuidor), palhetas diretrizes (distribuidor) e pás (rotor), onde o ângulo do escoamento incidente (absoluto, para o pré-distribuidor e para o distribuidor, e relativo, para o rotor) não é igual ao ângulo de incidência ótimo.

As perdas hidráulicas são responsáveis pelo rendimento hidráulico da turbina, como será apresentado no Item 2.4.

No presente trabalho, é utilizada a convenção de pontos adotada na UNIFEI para a entrada e saída de cada componente hidromecânico da turbina Francis. Os índices 1 e 2 se referem, respectivamente, a um ponto na seção (ou aresta) de entrada e a um ponto na seção (ou aresta) de saída de componentes fixos da turbina. Os pontos 4 e 5 se referem, respectivamente, a um ponto na aresta de entrada e a um ponto na aresta de saída do rotor. Os pontos 7 e 8 se referem, respectivamente, a um ponto na seção de entrada e a um ponto na seção de saída do tubo de sucção. Neste trabalho, que tem como objetivo principal a predição teórica das características hidrodinâmicas de turbinas Francis baseada no cálculo unidimensional do escoamento, os pontos mencionados anteriormente se referem às linhas de corrente média do escoamento absoluto (para a caixa espiral (C), pré-distribuidor (P), distribuidor (D), espaço entre o pré-distribuidor e distribuidor, espaço entre o distribuidor e rotor, e, finalmente, o tubo de sucção) e do escoamento relativo (para o rotor) nos planos meridional e transversal. A Tabela 2.1 ilustra a convenção adotada.

Também, neste trabalho, são adotados os pontos 2P e 1D, respectivamente, para a entrada e saída do espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor, e, ainda, os pontos 2D e 4, respectivamente, para a entrada e saída do espaço entre o distribuidor e o rotor. Como será mencionado posteriormente, os pontos 3 (entrada do rotor) e 6 (saída do rotor) também serão utilizados para a determinação do trabalho específico do rotor, quando se considera escoamento real e número finito de pás.

**Tabela 2.1** Convenção de pontos para a entrada e saída dos componentes da turbina Francis

Componentes	Simbologia	Entrada	Saída
Caixa espiral	C	1C	2C
Pré-distribuidor	P	1P	2P
Espaço entre P e D	PD	2P	1D
Distribuidor	D	1D	2D
Espaço entre D e R	DR	2D	4
Rotor	R	4	5
Tubo de sucção	T	7	8

Para a predição teórica das características hidrodinâmicas de turbomáquinas, com base na linha de corrente média, as perdas hidráulicas são representadas em termos de coeficientes de perdas. Existem diferentes definições para o coeficiente de perdas que são usadas freqüentemente para componentes individuais de turbomáquinas. Talvez a definição mais comum seja a do coeficiente de perda de pressão total,  $\zeta$ , ou seja,

$$\zeta = \frac{p_{T_1} - p_{T_2}}{p_{T_2} - p_2} \quad (\text{para os componentes fixos}) \text{ e} \quad (2.3)$$

$$\zeta = \frac{p_{T_3} - p_{T_6}}{p_{T_6} - p_6} \quad (\text{para o rotor}). \quad (2.4)$$

Segundo Denton (1993), a razão para que essa definição seja a mais utilizada se justifica pelo fato de que o coeficiente de perda de pressão total é fácil de ser calculado dos resultados experimentais de grades e de componentes de turbomáquinas, e não por causa de que esse coeficiente seja mais conveniente para utilização em projeto.

Portanto, em (2.3) e (2.4),  $p_{T_1}$  e  $p_{T_2}$  representam, respectivamente, as pressões totais na entrada e na saída dos componentes fixos;  $p_{T_3}$  e  $p_{T_6}$  representam as pressões totais na entrada e na saída do rotor;  $p_2$  representa a pressão estática na saída dos componentes fixos e  $p_6$  representa a pressão estática na saída do rotor, tomadas em termos de grandezas médias em cada seção.

No que segue, são indicadas as diversas correlações de perdas hidráulicas que serão utilizadas na metodologia para a predição teórica do Capítulo 3.

### a) Perda por atrito viscoso em canais (tubos) retos

Para o cálculo da perda por atrito viscoso,  $Z_{av}$ , em canais (tubos) retos (incluindo também tubos cônicos, como a porção inicial de uma caixa espiral e a porção final de um tubo de sucção de turbina) de qualquer geometria de seção transversal abrangendo escoamentos laminares e turbulentos, é utilizada a equação de Darcy-Weisbach, ou seja,

$$Z_{av} = f \frac{L}{D_h} \frac{V_{ref}^2}{2g}, \quad (2.5)$$

onde  $L$  é comprimento do canal,  $D_h$  o diâmetro hidráulico,  $V_{ref}$  uma velocidade média de referência ( $V_{ref} \equiv c$  para o componentes fixos e  $V_{ref} \equiv w$  para o rotor),  $g$  a aceleração da gravidade local e  $f$  o fator de atrito (fator de atrito de Darcy), dado pelas seguintes expressões: Segundo Swamee e Jain (1976):

$$f = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon}{3,7D_h} \right) + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]^2}. \quad (2.6)$$

Segundo Haaland (1983):

$$f = \frac{0,30864}{\left\{ \log \left[ \frac{\varepsilon}{3,7D_h} + \frac{6,9}{Re} \right] \right\}^2}. \quad (2.7)$$

O fator de atrito em (2.6) e (2.7) pode ser utilizado para  $10^{-6} \leq \varepsilon/D_h \leq 10^{-2}$  e  $5000 \leq Re \leq 10^8$  resultando numa diferença de menos de 2% em relação a expressão elaborada por Colebrook (1939). Em (2.6) e (2.7),  $\varepsilon$  representa a rugosidade média da superfície do canal. O número de Reynolds,  $Re$ , e o diâmetro hidráulico,  $D_h$ , são dados por

$$Re = \frac{D_h V_{ref}}{\nu}, \quad (2.8)$$

onde  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido (água) em escoamento, e

$$D_h = \frac{4A}{P}, \quad (2.9)$$

onde  $A$  é a área da seção transversal do canal e  $P$  é o perímetro molhado.

No Capítulo 3 serão indicados os diâmetros hidráulicos para cada um dos componentes hidromecânicos da turbina Francis.

### b) Perda de mistura

A perda de mistura surge logo após os bordos de fuga das palhetas fixas, das palhetas diretrizes e das pás. Segundo Ueda (1980), para o pré-distribuidor e para o distribuidor, a perda de mistura,  $Z_{mw}$ , pode ser representada aproximadamente por

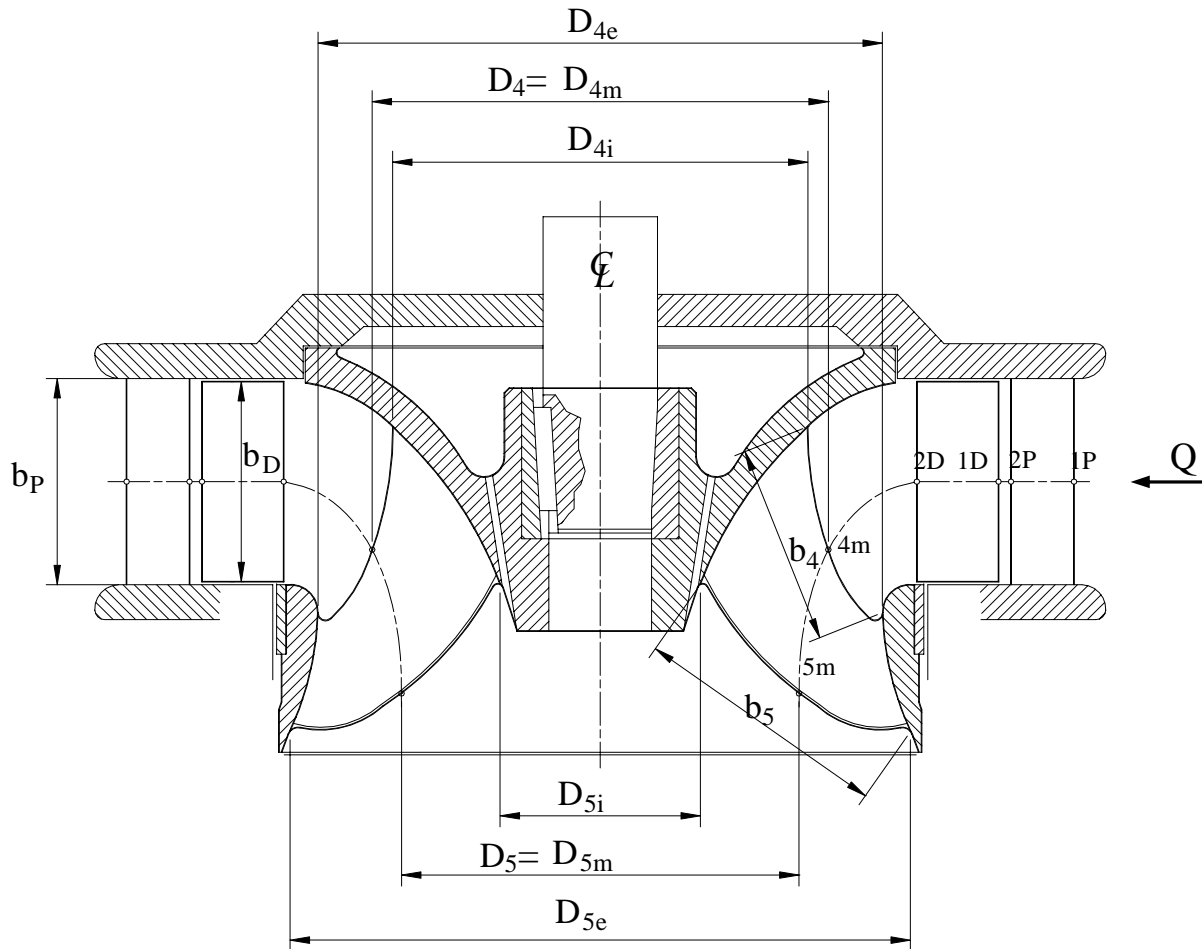
$$Z_{mw} = \zeta_{mw} \left[ \frac{e_2 N_{al}}{\pi D_2 \sin \alpha_2^*} \right]^2 \frac{c_2^2}{2g}, \quad (2.10)$$

onde  $\zeta_{mw}$  é um coeficiente empírico de perda de mistura,  $e_2$  a espessura na saída da palheta fixa (pré-distribuidor) ou da palheta diretriz (distribuidor),  $N_{al}$  o número de palhetas fixas ou o número de palhetas diretrizes,  $\alpha_2^*$  o ângulo de saída (ângulo geométrico) da palheta fixa ou da palheta diretriz medido em relação à direção circunferencial,  $c_2$  a velocidade média do escoamento absoluto na saída da palheta fixa ou da palheta diretriz e  $D_2$  é o diâmetro na saída da palheta fixa ou da palheta diretriz. No caso específico do distribuidor, como será apresentado no Capítulo 3, o diâmetro na saída da palheta diretriz,  $D_2$ , varia de acordo com a abertura do distribuidor.

Segundo Ueda (1980), para o rotor, a perda de mistura,  $Z_{mw}$ , pode ser representada aproximadamente por

$$Z_{mw} = \xi_{mw} \left[ \frac{e_5 N_{pá}}{\pi D_5 \sin \beta_5^*} \right]^2 \frac{w_6^2}{2g}. \quad (2.11)$$

onde  $\zeta_{mw}$  é um coeficiente empírico de perda de mistura,  $e_5$  é a espessura na saída da pá,  $N_{pá}$  é o número de pás,  $\beta_5^*$  é o ângulo de saída da pá medido em relação à direção circunferencial,  $w_6$  é a velocidade média do escoamento relativo na saída da pá e  $D_5 = D_{5m}$  (Figura 2.2) é o diâmetro na saída da pá tomado na linha de corrente média do escoamento relativo no plano meridional.



**Figura 2.2** Seção meridional do pré-distribuidor, distribuidor e rotor mostrando as tampas inferior e superior da turbina, o recinto lateral e o recinto anular entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina

### c) Perda devida à curvatura

No caso de canais curvados (tubos curvados), a curvatura sempre induz uma perda maior que a perda por atrito simples do tipo Moody, por causa da separação do escoamento nas paredes e de um escoamento secundário rotativo que surge da aceleração centrípeta. Segundo Ueda (1980), a perda devida a curvatura,  $Z_{cur}$ , pode ser representada por

$$Z_{cur} = K_{cur} \frac{c_u^2}{2g}, \quad (2.12)$$

onde  $K_{cur}$  é um coeficiente de perda devido à curvatura e  $c_u$  o componente circunferencial da velocidade absoluta média do fluido (água).

#### d) Perda por turbilhonamento

A perda por turbilhonamento, que ocorre na entrada do tubo de sucção (na entrada do cone do tubo de sucção), surge do escoamento absoluto na saída do rotor, quando esse escoamento tem um componente circunferencial,  $c_{u6}$ , não-nulo. Segundo Ueda (1980), essas perdas podem ser calculadas aproximadamente por

$$Z_{\text{tur}} = \zeta_{\text{tur}} \frac{\pi D_5 b_5 c_{m6} c_{u6}^2}{Q 2g}, \quad (2.13)$$

onde  $\zeta_{\text{tur}}$  é um coeficiente de perda por turbilhonamento.

#### e) Perda de saída no tubo de sucção

O tubo de sucção é tratado como um tubo com saída submersa onde o escoamento no seu interior simplesmente descarrega para dentro de um grande reservatório a jusante e perde toda a sua altura de velocidade pela ação da dissipação viscosa. Portanto, o coeficiente de perda localizada,  $K$ , para o cálculo da perda de saída no tubo de sucção é igual a 1, e a perda de saída é representada por

$$Z_{\text{saí}} = K_{\text{saí}} \frac{c_8^2}{2g} = \frac{c_8^2}{2g}, \quad (2.14)$$

onde  $c_8$  é a velocidade média do escoamento na saída do tubo de sucção.

#### f) Perda por choque na entrada (perda de incidência)

A perda por choque na entrada (perda de incidência) ocorre quando o fluido (água) entra nos canais do pré-distribuidor, do distribuidor e do rotor com um ângulo diferente do ângulo ótimo do respectivo escoamento. Para efeito de cálculo dessas perdas, em geral, o ângulo ótimo do escoamento absoluto incidente,  $\alpha_{1\text{ót}}$ , é considerado igual ao ângulo de entrada das palhetas (para o pré-distribuidor e para o distribuidor),  $\alpha_1^*$ , e o ângulo ótimo do escoamento relativo incidente,  $\beta_{3\text{ót}}$ , é considerado igual ao ângulo de entrada das pás (rotor),  $\beta_4^*$ . A perda por choque na entrada normalmente ocorre nas condições fora do ponto de projeto (condições diferentes do ponto de rendimento total máximo da turbina).

No que segue, são indicadas algumas correlações de perdas por choque na entrada que serão utilizadas na metodologia para a predição teórica do Capítulo 3.

Segundo Todd e Futral (1969):

$$Z_{ch} = \frac{\cos^2(\alpha_1 - \alpha_1^*)c_1^2}{2g} \quad (\text{para o pré-distribuidor e para o distribuidor}) \quad (2.15)$$

e

$$Z_{ch} = \frac{\cos^2(\beta_3 - \beta_4^*)w_3^2}{2g} \quad (\text{para o rotor}). \quad (2.16)$$

Em (2.15) e (2.16),  $c_1$  representa a velocidade do escoamento absoluto na entrada do pré-distribuidor e na entrada do distribuidor, e  $w_4$  a velocidade do escoamento relativo na entrada do rotor, respectivamente.

Segundo Roelke (1973) e Spence e Artt (1998):

$$Z_{ch} = \frac{\cos^m(\alpha_1 - \alpha_1^*)c_1^2}{2g} \quad (\text{para o pré-distribuidor e para o distribuidor}) \quad (2.17)$$

e

$$Z_{ch} = \frac{\cos^m(\beta_3 - \beta_4^*)w_3^2}{2g} \quad (\text{para o rotor}). \quad (2.18)$$

Segundo Roelke (1973), as perdas por choque na entrada, equações (2.17) e (2.18), são mais bem correlacionadas com os dados experimentais para incidência negativa (turbina operando com carga-parcial) se o expoente  $m=2$ , e para incidência positiva (turbina operando com sobre-carga) se  $m=3$ .

Segundo Ueda (1980):

$$Z_{ch} = \zeta_{ch} (\cotag \alpha_1 - \cotag \alpha_1^*)^2 \frac{c_{m1}^2}{2g}, \quad (\text{para o pré-distribuidor e para o distribuidor}) \quad (2.19)$$

e

$$Z_{ch} = \zeta_{ch} (\cotag \beta_3 - \cotag \beta_4^*)^2 \frac{w_{m3}^2}{2g}, \quad (\text{para o rotor}). \quad (2.20)$$

Em (2.19) e (2.20),  $\zeta_{ch}$  é um coeficiente de perda por choque na entrada,  $c_{m1}$  representa o componente meridional da velocidade do escoamento absoluto na entrada do pré-

distribuidor e na entrada do distribuidor, e  $w_{m3} \equiv c_{m3}$  é o componente da velocidade do escoamento relativo na entrada do rotor.

Segundo Raabe (1985), para o rotor:

$$Z_{ch} = \frac{\zeta_{ch}}{2g} \left[ u_4 - \frac{gH\eta_h}{u_4} - \frac{u_5^2}{u_4} - \frac{Q_R}{Q_{R\acute{o}t}} \left( u_{4\acute{o}t} - \frac{gH_{\acute{o}t}\eta_{h\acute{o}t}}{u_{4\acute{o}t}} - \frac{u_{5\acute{o}t}^2}{u_{4\acute{o}t}} \right) \right]^2, \quad (2.21)$$

onde  $u_4$  e  $u_5$  são, respectivamente, as velocidades circunferenciais (velocidades tangenciais) na entrada e na saída do rotor (pá) tomados na linha média do escoamento no plano meridional (com  $D_4 = D_{4m}$  e  $D_5 = D_{5m}$ , conforme a Figura 2.2),  $H$  é a altura de queda líquida da turbina,  $Q_R$  é a vazão do rotor e  $\eta_h$  é o rendimento hidráulico (definido no Item 2.4). Em (2.21), as demais grandezas com índice ót se referem à condição de rendimento total máximo da turbina,  $\eta_{m\acute{a}x}$ , definida como condição ótima. Como será comentado no Capítulo 3, as grandezas  $u_4$  e  $u_5$  variam com a rotação do rotor,  $n$ , portanto,  $u_{4\acute{o}t}$  e  $u_{5\acute{o}t}$  são calculados para a rotação referente ao rendimento total máximo da turbina ( $n = n_{\acute{o}t}$ ), ou seja,  $u_{4\acute{o}t} = \pi D_4 n_{\acute{o}t}$  e  $u_{5\acute{o}t} = \pi D_5 n_{\acute{o}t}$ .

### 2.1.1.2 Perda por Fuga

A perda por fuga, representada pela vazão volumétrica,  $Q_f$ , também denominada de perda volumétrica, ocorre nas folgas (labirintos) entre os componentes móvel e fixo da turbina Francis. Da vazão de água que entra na caixa espiral (vazão da turbina),  $Q$ , uma parte (vazão de fuga,  $Q_f$ ) não participa da transformação e da transferência de energia operada pelo rotor. Portanto, a vazão de fuga é dada por

$$Q_f = Q - Q_R, \quad (2.22)$$

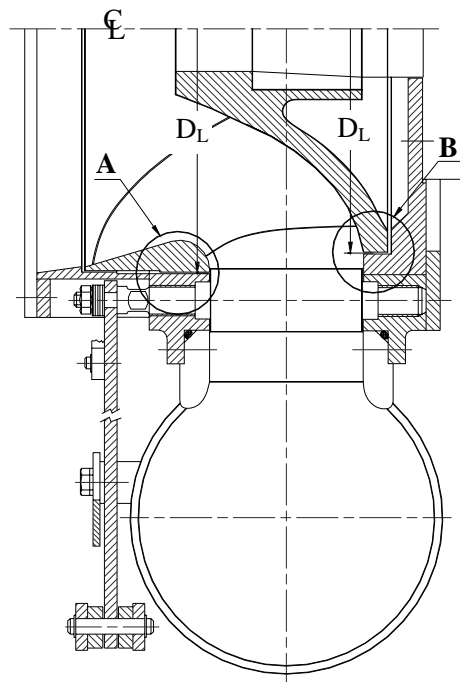
onde  $Q_R$  é a vazão que escoa através do rotor.

A vazão de fuga,  $Q_f$ , é composta pela vazão de fuga externa,  $Q_{fe}$ , e pela vazão de fuga interna,  $Q_{fi}$  (Figura 2.3), ou seja,

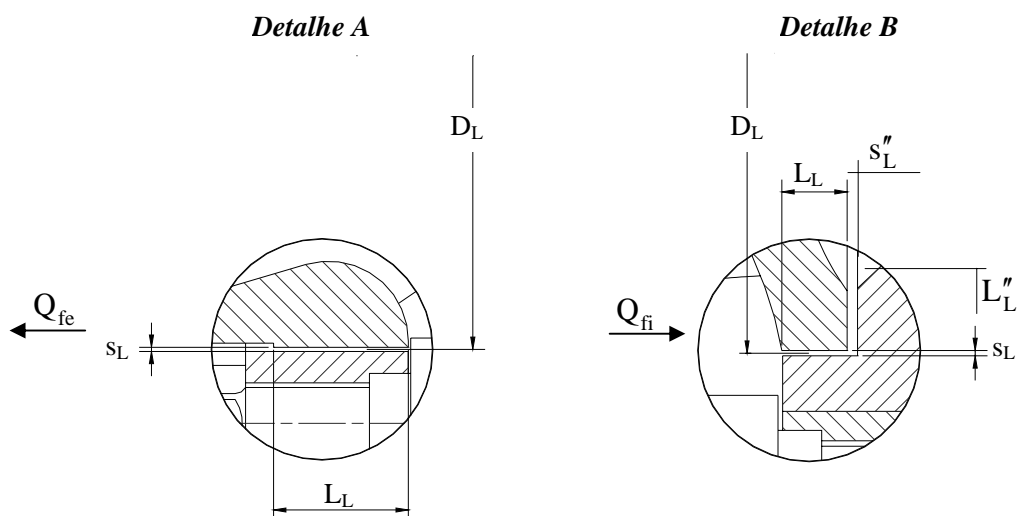
$$Q_f = Q_{fe} + Q_{fi}, \quad (2.23)$$



onde  $Q_{fe}$  é a vazão de água que escoa através do labirinto A localizado entre o anel inferior (solidário ao rotor) e a tampa inferior da turbina (Figura 2.4), e  $Q_{fi}$  é a vazão de água que escoa através do labirinto B localizado entre o anel superior (solidário ao rotor) e a tampa superior da turbina (Figura 2.4).



**Figura 2.3** Representação parcial da seção meridional da caixa espiral, do pré-distribuidor, do distribuidor e do rotor mostrando os labirintos A e B



**Figura 2.4** Labirinto A (Detalhe A) entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina e do labirinto B (Detalhe B) entre o cubo do rotor e a tampa superior da turbina

Conforme mostrado no Apêndice A, a vazão de fuga,  $Q_{fe}$  ou  $Q_{fi}$ , pode ser calculada pela expressão

$$Q_f = \mu A_L \sqrt{2\Delta p_L / \rho}, \quad (2.24)$$

onde  $\mu$  é um coeficiente que depende da geometria do labirinto, do fator de atrito e dos coeficientes de perdas localizadas na entrada (contração brusca) e na saída (expansão brusca),  $A_L$  é a área anular do escoamento através do labirinto,  $\Delta p_L$  é perda de pressão total através do labirinto e  $\rho$  é a massa específica da água.

A perda por fuga é responsável pelo rendimento de fuga da turbina, como será mostrado no Item 2.4.

### 2.1.1.3 Perda por Atrito Lateral

A perda por atrito lateral,  $P_{al}$ , que é representada em termos de potência perdida por atrito lateral, ocorre no recinto lateral (turbinas Francis lentas) entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina (recinto externo), e, também, no recinto lateral entre o cubo do rotor e a tampa superior da turbina (recinto interno), Figura 2.2. Existem na literatura diversas correlações empíricas para o cálculo da perda por atrito lateral. Em geral, a perda por atrito lateral (para cada recinto) é representada por

$$P_{al} = k_{al} \rho u_4^3 D_4^2, \quad (2.25)$$

onde o fator de atrito lateral,  $k_{al}$ , é adotado por diversos pesquisadores, Apêndice A, com um valor constante estimado no intervalo  $1,0 \leq k_{al} 10^3 \leq 1,2$ ,  $\rho$  é a massa específica do fluido (água),  $u_4$  é a velocidade circunferencial do rotor correspondente ao diâmetro  $D_4$ .

Na realidade, o fator de atrito lateral depende de vários parâmetros geométricos e de funcionamento da turbina, da vazão de fuga, da rotação do fluido no recinto lateral, da rugosidade das superfícies que formam o recinto lateral, do componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada do rotor e da viscosidade do fluido.

Conforme é mostrado no Apêndice A, a perda por atrito lateral pode ser estimada de dois modelos distintos: um modelo não leva em consideração a vazão de fuga através dos recintos laterais e só considera a circulação do fluido nesses recintos sendo denominado de

modelo sem vazão de fuga, o outro modelo considera a vazão de fuga através dos recintos laterais sendo denominado de modelo com vazão de fuga. A seguir, são indicadas as expressões para o cálculo do fator  $k_{al}$  que engloba não só os quatro regimes de escoamentos nos recintos laterais (2 laminares e dois turbulentos) estabelecidos por Daily e Nece (1960) como também a vazão de fuga:

Segundo Gülich (1999), os quatro regimes de escoamentos estabelecidos por Daily e Nece (1960) podem ser agrupados na seguinte expressão:

$$k_{al} = \frac{\pi}{2s_a^* Re} + \frac{0,02}{Re^{0,2}} \left( \frac{1+s_a^*}{1+0,5s_a^*} \right) k_{\varepsilon R} k_f. \quad (2.26.a)$$

Segundo Gülich (2003), para os quatro regimes de escoamentos estabelecidos por Daily e Nece (1960), e levando-se em consideração a influência da rotação do fluido (água) no recinto lateral para vazão de fuga igual a zero, tem-se a seguinte expressão:

$$k_{al} = \frac{\pi}{2s_a^* Re} + \frac{0,0625}{Re^{0,2}} (1-k_o)^{1,75} k_{\varepsilon R} k_f. \quad (2.26.b)$$

As expressões (2.25) e (2.26.a-b) são válidas para números de Reynolds,  $Re$ , maiores que 10, definido por

$$Re = \frac{\omega r_4^2}{\nu}, \quad (2.27)$$

onde  $\omega$  é a velocidade angular do rotor,  $r_4$  é o raio externo do rotor referente à linha média do escoamento no plano meridional e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido (água).

As demais grandezas em (2.26) e (2.27) são:

$$s_a^* = \frac{s_a}{r_4}, \quad (2.28)$$

onde  $s$  é o espaçamento no recito lateral.

$$k_o = \left[ 1 + \left( \frac{r_t}{r_4} \right)^2 \sqrt{\left( \frac{r_t}{r_4} + 5 \frac{s_b}{r_4} \right) \frac{c_{f_t}}{c_{f_R}}} \right]^{-1}, \quad (2.29)$$

onde  $k_o$  é o fator de rotação do fluido no recinto lateral com vazão de fuga nula,  $r_t$  é o raio externo do recinto lateral,  $s_a$  é a largura do labirinto,  $c_{f_t}$  é o coeficiente de atrito pelicular

para a superfície da tampa da turbina e  $c_{f_R}$  é o coeficiente de atrito pelicular para a superfície externa do rotor.  $c_{f_t}$  e  $c_{f_R}$  são calculados pela seguinte expressão:

$$c_f = \frac{0,136}{\left[ -\log\left( 0,2 \frac{\varepsilon}{r_4} + \frac{12,5}{Re} \right) \right]^{2,15}}, \quad (2.30)$$

onde  $\varepsilon = \varepsilon_t$  é a rugosidade da superfície da tampa e  $\varepsilon = \varepsilon_R$  é a rugosidade da superfície externa do rotor.

$$k_{\varepsilon_R} = \frac{\left[ \log\left( \frac{12,5}{Re} \right) \right]^{2,15}}{\left[ \log\left( 0,2 \frac{\varepsilon}{r_4} + \frac{12,5}{Re} \right) \right]^{2,15}}, \quad (2.31)$$

onde  $k_{\varepsilon_R}$  é um fator que leva em consideração o efeito da rugosidade da superfície.

$$k_f = \exp\left\{ -350 \varphi_f \left[ \left( \frac{r_4}{r_L} \right)^a - 1 \right] \right\}, \quad (2.32)$$

onde  $k_f$  é um fator que leva em consideração o efeito da vazão de fuga,  $r_L$  é o raio do labirinto,  $a=1$  e  $\varphi_f$  é o coeficiente de vazão de fuga dado por

$$\varphi_f = \frac{Q_f}{\pi r_4^2 u_4}. \quad (2.33)$$

Considerando as equações (2.26) até a (2.33), a potência perdida por atrito lateral, segundo Gülich (2003), é representada por

$$P_{al} = \frac{k_{al}}{\cos \delta} \rho \omega^3 r_4^5 \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_4} \right)^5 \right], \quad (2.34)$$

onde  $\delta$  é o ângulo médio de inclinação entre o cubo e a cinta do rotor e  $r_i$  é o raio inferior do recinto lateral.

Para rotores de turbinas Francis normais e rápidas, o recinto entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina não é mais um recinto lateral. Nesses casos, trata-se de um recinto

anular com um cilindro (cinta do rotor) girando dentro de uma carcaça fixa (tampa inferior da turbina). Para essa situação, Gülich (2003) apresentou a seguinte expressão:

$$P_{cil} = k_{cil} \rho \omega^3 R^4 L, \quad (2.35)$$

onde  $R$  é o raio externo da cinta do rotor e  $L$  é o seu comprimento.  $K_{cil}$  é um fator dado por

$$k_{cil} = \frac{2\pi R}{s Re} + \frac{0,075}{Re^{0,2}} \left( \frac{1 + \frac{s}{R}}{1 + \frac{s}{2R}} \right) k_{eR}, \quad (2.36)$$

onde  $s$  é o espaçamento entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina e  $k_{eR}$  é dado pela equação (2.31).

Portanto, no caso de turbinas Francis lentas, a potência perdida por atrito lateral é

$$P_{al} = P_{al_{cinta}} + P_{al_{cubo}}, \quad (2.37.a)$$

onde  $P_{al_{cinta}}$  é a potência perdida por atrito lateral no recinto entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina, e  $P_{al_{cubo}}$  é a potência perdida por atrito lateral no recinto entre o cubo do rotor e a tampa superior da turbina, ambas calculadas por meio da equação (2.34), com  $K_{al}$  obtido da equação (2.26.a) ou da equação (2.26.b).

No caso de turbinas Francis normais e rápidas, a potência perdida por atrito lateral é dada por

$$P_{al} = P_{cil_{cinta}} + P_{al_{cubo}}, \quad (2.37.b)$$

onde  $P_{cil_{cinta}}$  é a potência perdida por atrito anular no recinto entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina, calculada através da equação (2.35) com  $K_{cil}$  obtido da equação (2.36), e  $P_{al_{cubo}}$  é a potência perdida por atrito lateral no recinto entre o cubo do rotor e a tampa superior da turbina, calculada por meio da equação (2.34), com  $K_{al}$  obtido da equação (2.26.a) ou da equação (2.26.b).

A perda por atrito lateral é responsável pelo rendimento de atrito lateral da turbina, como será mostrado no Item 2.4.

## 2.1.2 Perdas Externas (Perdas Mecânicas)

As perdas externas ou perdas mecânicas são perdas que praticamente ocorrem em qualquer tipo de turbomáquina. Essas perdas não afetam o rendimento interno da turbomáquina. Em geral, as perdas mecânicas são divididas em: 1) perda no sistema de selagem do fluido operado (selos mecânicos, retentores, gaxetas, etc.), 2) perda nos mancais (mancais de rolamento e mancais de deslizamento), 3) perda na transmissão (transmissão redutora ou transmissão elevadora da velocidade de rotação da turbina, que ocorre somente em turbinas hidráulicas de baixa potência) e 4) perda no acionamento de órgãos auxiliares (órgãos de refrigeração, de medição e de controle, que derivam da potência de eixo da turbina, como bombas do sistema hidráulico, regulador de velocidade, etc.).

As diversas perdas mecânicas são praticamente impossíveis de serem quantificadas através de fórmulas universais que abrangem os diversos casos, principalmente as perdas listadas nos itens 1 e 4 acima, devido ao fato dos inúmeros fatores que afetam o seu cálculo. Em geral, as perdas mecânicas são quantificadas através do rendimento mecânico que é estimado em função da potência de eixo da turbina.

As perdas externas (perdas mecânicas) são responsáveis pelo rendimento mecânico da turbina, como será mostrado no Item 2.4.

## 2.1.2 Relações Entre as Diversas Perdas

Conforme o Item 2.1.1, as perdas internas,  $Z_i$ , foram divididas em perdas hidráulicas,  $Z_h$ , por fuga,  $Z_f$ , e por atrito lateral,  $Z_{al}$ , podendo escrever

$$Z_i = Z_h + Z_f + Z_{al}. \quad (2.38)$$

A perda global ou perda total em uma turbina Francis,  $Z_p$ , é dada pela equação (2.2). Uma vez que as perdas externas,  $Z_e$ , são denominadas de perdas mecânicas,  $Z_m$ , pode-se escrever (2.2) como

$$Z_p = Z_i + Z_m \quad (2.39)$$

ou

$$Z_p = Z_h + Z_f + Z_{al} + Z_m. \quad (2.40)$$

## 2.2 TRABALHOS ESPECÍFICOS

Neste item, diversos trabalhos específicos são apresentados, com o objetivo de definir os rendimentos correspondentes que estão associados às potências e às perdas.

### 2.2.1 Trabalho Específico Ideal do Rotor

No caso de escoamento relativo permanente no rotor, escoamento ideal (escoamento não-viscoso), escoamento uniforme nas seções de entrada e de saída do rotor, número infinito de pás e pás de espessura desprezível, o trabalho específico ideal do rotor,  $Y_{pá_\infty}$ , é representado, Vavra (1974), pela equação de Euler das turbomáquinas, ou seja,

$$Y_{pá_\infty} = u_4 c_{u4} - u_5 c_{u5}, \quad (2.41)$$

onde todas as grandezas do lado direito devem ser tratadas como grandezas médias.

### 2.2.2 Trabalho Específico Real do Rotor

No caso de escoamento relativo permanente no rotor, escoamento real (escoamento viscoso), escoamento uniforme nas seções de entrada e de saída do rotor, número finito de pás e pás de espessura finita, o trabalho específico real do rotor,  $Y_{pá}$ , é representado pela seguinte expressão clássica (veja, por exemplo, Bran e Souza, 1979)

$$Y_{pá} = u_4 c_{u3} - u_5 c_{u6}, \quad (2.42)$$

onde todas as grandezas do lado direito devem ser tratadas como grandezas médias.

Segundo Mataix (1975), ao contrário de turbomáquinas geradoras (bombas, ventiladores, sopradores e turbocompressores) onde  $Y_{pá} < Y_{pá_\infty}$ , em turbinas pode-se expressar a relação entre os trabalhos específicos real e ideal do rotor como sendo

$$Y_{pá} \cong Y_{pá_\infty}. \quad (2.43)$$

Porém, de acordo com Pfleiderer e Petermann (1979), a aproximação feita em (2.43) só é válida para turbinas Francis lentas, especificamente para turbinas com baixas rotações específicas ( $n_{qA} \leq 90$ ). No caso de turbinas Francis normais e rápidas, deve-se fazer uma correção para se levar em consideração os efeitos do espaçamento das pás (numero de pás) e da geometria do rotor, de forma análoga ao procedimento utilizado para turbomáquinas geradoras. Dessa forma, para  $n_{qA} > 90$ , a equação (2.43) pode ser escrita na seguinte forma:

$$Y_{pá} = \frac{Y_{pá\infty}}{1+p}. \quad (2.44)$$

O fator semi-empírico de Pfleiderer,  $p$ , é dado por

$$p = \frac{r_4^2 \psi'_T}{S N_{pá}}, \quad (2.45)$$

onde  $r_4 = D_4/2$  é o raio externo na aresta de entrada do rotor tomado na linha de corrente média no plano meridional,  $S$  é o momento estático da linha de corrente média no plano meridional,  $N_{pá}$  é o número de pás e  $\psi'_T$  é um coeficiente empírico (fator de deficiência de potência) estabelecido de uma forma diferente daquele utilizado em turbomáquinas geradoras, ou seja,

$$\psi'_T = 0,8(1 + \cos \beta_4) \left( 1 - \frac{180}{(n_{qA} + 90)} \right). \quad (2.46)$$

O momento estático da linha de corrente média no plano meridional,  $S$ , é dado por

$$S = \int_{r_4}^{r_5} r(\sigma) d\sigma. \quad (2.47)$$

Como aproximação para turbinas Francis normais e rápidas,  $S$ , em (2.47), pode ser representado por

$$S \cong \frac{1}{8} \frac{D_4^2 - D_5^2}{\sin \delta_m}, \quad (2.48)$$

onde  $\delta_m$  representa o ângulo médio da linha de corrente média no plano meridional.



### 2.2.3 Trabalho Específico da Turbina

O trabalho específico da turbina (diferença entre a energia mecânica total do escoamento na entrada e na saída da turbina) pode ser determinado pela soma do trabalho específico real do rotor,  $Y_{pá}$ , com as perdas hidráulicas,  $gZ_h$ . Neste trabalho, essas perdas hidráulicas são estabelecidas para cada componente hidromecânico da turbina, podendo escrever

$$Y = Y_{pá} + g(Z_{hC} + Z_{hp} + Z_{hD} + Z_{hR} + Z_{hT} + Z_{hPD} + Z_{hDR}), \quad (2.49)$$

onde  $Z_{hC}$ ,  $Z_{hp}$ ,  $Z_{hD}$ ,  $Z_{hR}$ ,  $Z_{hT}$ ,  $Z_{hPD}$  e  $Z_{hDR}$  representam, respectivamente, as perdas hidráulicas na caixa espiral, no pré-distribuidor, no distribuidor, no rotor, no tubo de sucção, no espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor, e no espaço entre o distribuidor e o rotor.

### 2.2.4 Trabalho Específico Interno

O trabalho específico interno da turbina pode ser determinado pela diferença entre o trabalho específico real do rotor,  $Y_{pá}$ , e a soma das perdas por fuga e por atrito lateral,  $Z_f + Z_{al}$ , ou seja,

$$Y_i = Y_{pá} - g(Z_f + Z_{al}). \quad (2.50)$$

### 2.2.5 Trabalho Específico de Eixo

O trabalho específico de eixo ou torque específico de eixo da turbina pode ser determinado pela diferença entre o trabalho específico interno da turbina,  $Y_i$ , e as perdas externas (perdas mecânicas),  $Z_m$ , ou seja,

$$T^* = Y_i - gZ_m. \quad (2.51)$$

Apesar de, no início dos anos 70, os grandes fabricantes de turbinas hidráulicas terem se comprometido utilizar parâmetros adimensionais (rotação específica, por exemplo) e traba-

lho específico (ao invés de altura de queda) ainda é comum o uso de parâmetros dimensionais e altura de queda entre esses fabricantes e muitos pesquisadores da área de turbinas hidráulicas e turbobombas. Portanto, neste trabalho será mantida a tradição de se utilizar a altura de queda ou altura de energia,  $H$ , ao invés de trabalho específico,  $Y$ .

A relação entre a altura de queda e o trabalho específico é

$$H = \frac{Y}{g}. \quad (2.52)$$

Desta forma, as equações (2.41), (2.42), (2.43), (2.44), (2.49) e (2.50) tornam-se em

$$H_{pá_\infty} = (u_4 c_{u4} - u_5 c_{u5}) / g, \quad (2.53)$$

$$H_{pá} = (u_4 c_{u3} - u_5 c_{u6}) / g, \quad (2.54)$$

$$H_{pá} \cong H_{pá_\infty} \quad (\text{relação aproximada}), \quad (2.55)$$

$$H_{pá} = \frac{H_{pá_\infty}}{1+p} \quad (\text{relação de acordo com Pfleiderer e Petermann, 1979}), \quad (2.56)$$

$$H = H_{pá} + (Z_{hC} + Z_{hp} + Z_{hD} + Z_{hR} + Z_{hT} + Z_{hPD} + Z_{hDR}) \quad (2.57)$$

e

$$H_i = H_{pá} - (Z_f + Z_{al}). \quad (2.58)$$

## 2.3 POTÊNCIAS

Uma vez que foram estabelecidos os diversos trabalhos específicos, pode-se determinar as potências correspondentes.

Sendo a vazão em massa,  $\dot{m}$ , representada por

$$\dot{m} = \rho Q \quad (2.59)$$

e a potência,  $P$ , dada por

$$P = \dot{m} Y = \dot{m} g H \quad (2.60)$$

ou

$$P = \omega T \quad (2.61)$$

onde  $\omega$  é a velocidade angular do rotor e  $T$  é o torque de eixo, pode-se definir diversas potências que são úteis para a predição teórica das características hidrodinâmicas de turbinas que são listadas a seguir.

### 2.3.1 Potência Hidráulica

$$P_h = \rho Q Y = \rho g Q H \quad (2.62)$$

### 2.3.2 Potência do Rotor

$$P_{pá} = \rho Q_R Y_{pá} = \rho g Q_R H_{pá} \quad (2.63)$$

### 2.3.3 Potência Interna

$$P_i = \rho Q Y_i = \rho g Q H_i \quad (2.64)$$

## 2.4 RENDIMENTOS

Com os trabalhos específicos e potências estabelecidos anteriormente, diversos rendimentos podem ser definidos.

### 2.4.1 Rendimento Total da Turbina

$$\eta = \frac{T^*}{Y} = \frac{Y - g Z_p}{Y} = \frac{Y - g(Z_h - Z_f - Z_{al} - Z_m)}{Y} = \frac{P_e}{P_h} \quad (2.64)$$

## 2.4.2 Rendimento Hidráulico

$$\eta_h = \frac{Y_{pá}}{Y} = \frac{Y - gZ_h}{Y} = \frac{P_{pá}}{\eta_f P_h} \quad (2.65)$$

onde  $\eta_f$  é o rendimento de fuga, definido em (2.66).

## 2.4.3 Rendimento de Fuga

$$\eta_f = \frac{Q_R}{Q_R + Q_f} = \frac{Q_R}{Q}, \quad (2.66)$$

onde  $Q_R$ ,  $Q$  e  $Q_f$  são, respectivamente, as vazões do rotor, da turbina e de vazão de fuga dada pela equação (2.23).

## 2.4.4 Rendimento de Atrito Lateral

$$\eta_{al} = \frac{P_i}{P_i + P_{al}}, \quad (2.67)$$

## 2.4.5 Rendimento Interno

$$\eta_i = \frac{Y_i}{Y} = \frac{Y - g(Z_h + Z_f + Z_{al})}{Y} = \frac{P_i}{P_h}, \quad (2.68)$$

## 2.4.6 Rendimento Mecânico

$$\eta_m = \frac{T^*}{Y_i} = \frac{Y_i - gZ_m}{Y_i} = \frac{P_e}{P_i}, \quad (2.69)$$

## 2.4.7 Relações Entre os Diversos Rendimentos

As relações entre os diversos rendimentos são dadas aproximadamente por:

$$\eta_i \cong \eta_h \eta_f \eta_{al}, \quad (2.70)$$

e

$$\eta = \eta_i \eta_m \cong \eta_h \eta_f \eta_{al} \eta_m. \quad (2.71)$$

## Capítulo 3

# METODOLOGIA PARA A PREDIÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo, é apresentada a metodologia para a predição teórica das características hidrodinâmicas de turbinas Francis. Tal predição considera apenas a geometria da turbina, por meio das suas dimensões principais, e os coeficientes de perdas. A rugosidade das superfícies em contato com a água em escoamento através da turbina é considerada. Como será comentado no Capítulo 4, não há necessidade de se fixar nenhuma grandeza de funcionamento como a vazão, a rotação ou a abertura do distribuidor, para se obter o ponto de rendimento máximo e as grandezas de interesse numa ampla faixa de operação da turbina.

A predição teórica das características hidrodinâmicas da turbina Francis envolve a análise do escoamento através de cada componente hidromecânico isoladamente. As condições do escoamento na saída de cada componente são calculadas das condições de entrada conhecidas do componente e da sua geometria. Então, as condições do escoamento na saída tornam-se condições de entrada conhecidas para o próximo componente da turbina. Dessa forma, o procedimento marcha através da turbina, na direção do escoamento, desde a entrada na caixa espiral até a saída na extremidade final do tubo de sucção.

Para o cálculo das diversas perdas, além da geometria e dos coeficientes de perdas, são apresentados diversos ângulos e velocidades do escoamento para cada componente. No Capítulo 2, foram apresentadas algumas correlações empíricas de perdas para um mesmo tipo de perda. Essas correlações são utilizadas neste capítulo e serão comparadas e analisadas no Capítulo 5, mostrando resultados interessantes quando se considera ou não os efeitos da rugosidade, da vazão de fuga no cálculo da perda por atrito lateral e da correção do vórtice-livre nos espaços entre o pré-distribuidor e o distribuidor, e entre o distribuidor e o rotor.

### 3.1 HIPÓTESES UTILIZADAS

Algumas hipóteses importantes para o cálculo dos trabalhos específicos ideal,  $Y_{pá_{\infty}}$ , e real,  $Y_{pá}$ , do rotor foram feitas no Capítulo 2. No que segue, são listadas as hipóteses para a predição teórica do presente capítulo.

- 1) Escoamento incompressível;
- 2) Escoamento absoluto permanente nos componentes hidromecânicos fixos em relação ao eixo da turbina Francis: caixa espiral, pré-distribuidor, distribuidor e tubo de sucção;
- 3) Escoamento relativo permanente no rotor;
- 4) Escoamento permanente no espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor, e no espaço entre o distribuidor e o rotor;
- 5) Escoamentos absoluto (componentes fixos) e relativo (rotor) realizados em superfícies de revolução, concêntricas com o eixo da turbina Francis;
- 6) Escoamentos absoluto (componentes fixos) e relativo (rotor) uniformes nas seções antes e após cada componente hidromecânico;
- 7) O domínio computacional no plano meridional, referente aos componentes hidromecânicos de revolução (pré-distribuidor, distribuidor e rotor), é a própria turbina (canal da turbina) caracterizada por esses componentes, ou seja, esses componentes não são divididos em turbinas elementares (canais elementares);
- 8) As diversas grandezas do escoamento são avaliadas nas superfícies de corrente médias (absoluta, para os componentes fixos e, relativa, para o rotor) no plano meridional para cada componente;
- 9) Os pontos na entrada e na saída da geratriz da superfície de corrente média (diâmetros de entrada e de saída) de cada componente hidromecânico no plano meridional é definido pela equação da continuidade.

### 3.2 FAIXA DE VALIDADE DA PREDIÇÃO TEÓRICA

A faixa de validade da predição teórica das características hidrodinâmicas apresentada neste trabalho se restringe a uma região relativamente próxima ao ponto de rendimento

total máximo da turbina Francis na faixa de operação em sobrecarga, e a uma região mais afastada do ponto de rendimento total máximo na faixa de operação em carga-parcial.

Nessa faixa de operação da turbina Francis apresentada neste trabalho (ou seja, da carga-parcial mínima até a sobrecarga máxima), considera-se que certos fenômenos importantes e inerentes a uma faixa mais ampla de operação (que não são previstos pela metodologia apresentada neste capítulo) não devem se manifestar. Em outras palavras, a faixa de validade da predição teórica exclui aquelas onde há cavitação nas pás do rotor, instabilidades do escoamento no pré-distribuidor, no distribuidor e no rotor, e *surge* no tubo de sucção, que via de régua ocorrem em condições de cargas-parciais e em sobrecargas, e que são previstos geralmente através de testes em modelos reduzidos.

No presente trabalho, a faixa de validade da predição teórica é limitada em função dos resultados experimentais obtidos da turbina Francis, realizados no laboratório LHPCH-IEM-UNIFEI, que, segundo Alencar (2000), os fenômenos descritos anteriormente não estão presentes na faixa de operação analisada.

### 3.3 DETERMINAÇÃO DAS VELOCIDADES E ÂNGULOS

Neste item, são apresentadas as velocidades e os ângulos para cada componente hidromecânico da turbina Francis que serão necessários para o cálculo das diversas perdas nesses componentes. Para um melhor entendimento, as grandezas geométricas da turbina que são necessárias para o cálculo das velocidades e dos ângulos do escoamento são apresentadas em tabelas que indicam a sua simbologia e descrição bem como a figura que estabelece essas grandezas.

As velocidades e os ângulos do escoamento também dependem de pelo menos uma das seguintes grandezas de funcionamento:  $n$  (rotação),  $Q$  (vazão da turbina),  $Q_R$  (vazão do rotor) e  $a$  (abertura do pré-distribuidor). Por exemplo, a velocidade circunferencial (tangencial) na entrada do rotor,  $u_4$ , depende de  $n$ , portanto, a dependência de  $u_4$  deve ser escrita com sendo  $u_4(n)$ . Outro exemplo, o componente meridional da velocidade absoluta na entrada do rotor,  $c_{m4}$ , depende de  $n$ ,  $Q_R$  e  $a$ , portanto, a dependência de  $c_{m4}$  deve ser escrita com sendo  $c_{m4}(n, Q_R, a)$ . Portanto, a dependência de cada grandeza é indicada em uma outra tabela para facilitar o entendimento do procedimento estabelecido no Capítulo 4.



### 3.3.1 Caixa Espiral

A Figura 3.1 ilustra uma caixa espiral típica de turbina Francis mostrando também uma parte do pré-distribuidor solidário à caixa espiral. A Figura 3.2 e a Tabela 3.1 indicam as grandezas geométricas principais de uma caixa espiral de turbina Francis que são necessárias para o cálculo de certas velocidades do escoamento no seu interior. Essas velocidades são listadas a seguir e também na Tabela 3.2.

#### 3.3.1.a Componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada da caixa espiral

$$c_{u_C} = \frac{4Q}{\pi D_{IC}^2}, \quad (3.1)$$



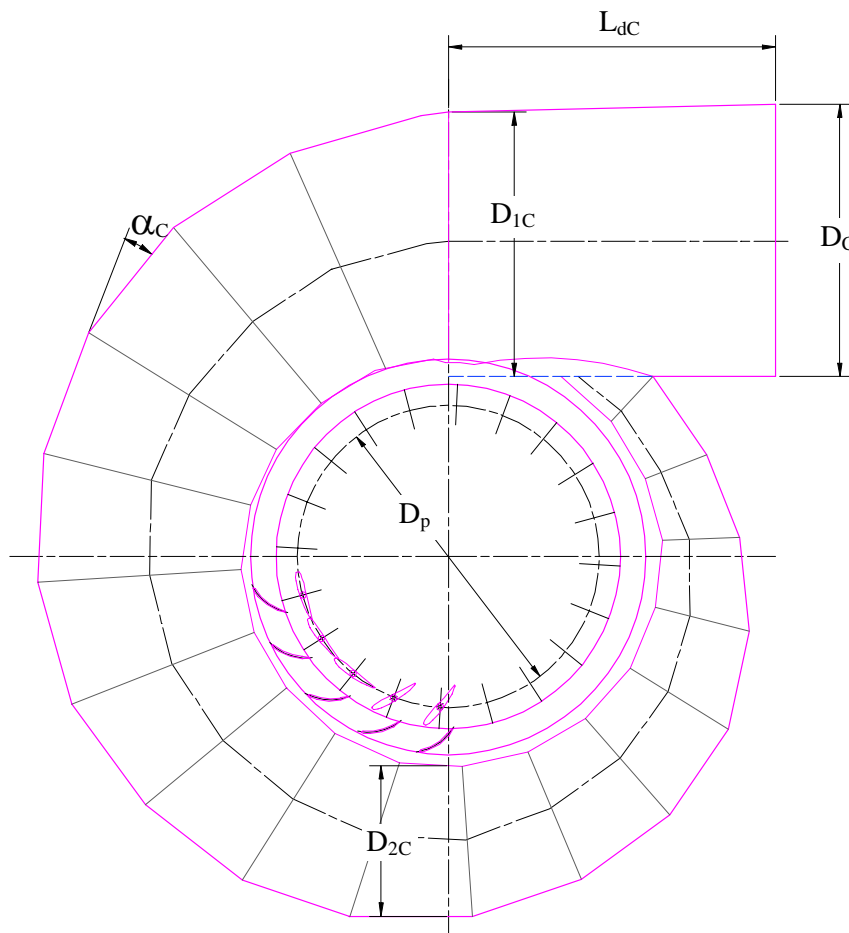
**Figura 3.1** Caixa espiral com pré-distribuidor de uma turbina Francis de eixo vertical

#### 3.3.1.b Componente meridional da velocidade absoluta

$$c_{m_C} = c_{u_C} \operatorname{tg} \alpha_C. \quad (3.2)$$

#### 3.3.1.c Velocidade absoluta

$$c_C = (c_{m_C}^2 + c_{u_C}^2)^{0,5}. \quad (3.3)$$



**Figura 3.2** Caixa espiral de uma turbina Francis e grandezas geométricas principais

**Tabela 3.1** Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades e perdas na caixa espiral.

Simbologia	Descrição	Figura
$D_{1C}$	Diâmetro de entrada da caixa espiral	3.2
$D_{2C}$	Diâmetro da caixa espiral a $180^\circ$	3.2
$L_C$	Comprimento desenvolvido da caixa espiral	3.2
$\alpha_C$	Ângulo da caixa espiral	3.2

**Tabela 3.2** Simbologia e descrição das velocidades na caixa espiral.

Simbologia	Descrição	Dependência
$c_{uC}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta	$c_{uC}(n, Q, a)$
$c_{mC}$	Componente meridional da velocidade absoluta	$C_{mC}(n, Q, a)$
$c_C$	Velocidade absoluta	$c_C(n, Q, a)$

### 3.3.2 Pré-distribuidor

A Figura 3.3 (veja também a Figura 3.5) e a Tabela 3.3 indicam as grandezas geométricas principais de um pré-distribuidor e de um distribuidor típicos de turbinas Francis que são necessárias para o cálculo de certas velocidades do escoamento no seu interior. Essas velocidades e outras grandezas de interesse são listadas a seguir e também na Tabela 3.4. A Figura 3.4 representa uma parte de um pré-distribuidor e os seus diagramas de velocidades para a entrada e saída do escoamento.

#### ENTRADA DO PRÉ-DISTRIBUIDOR:

##### 3.3.2.a Componente meridional da velocidade absoluta na entrada

$$c_{m1P} = \frac{Q}{\pi D_{1P} b_{1P} fe_{1P}}, \quad (3.4)$$

onde o fator de estrangulamento (bloqueio) geométrico na entrada,  $fe_{1P}$ , é

$$fe_{1P} = 1 - \frac{e_{u1P}}{t_{1P}}, \quad (3.5)$$

a espessura da palheta fixa na entrada na direção circunferencial,  $e_{u1P}$ , é

$$e_{u1P} = \frac{e_{1P}}{\text{sen } \alpha_{1P}^*}, \quad (3.6)$$

e o passo das palhetas fixas na entrada,  $t_{1P}$ , é

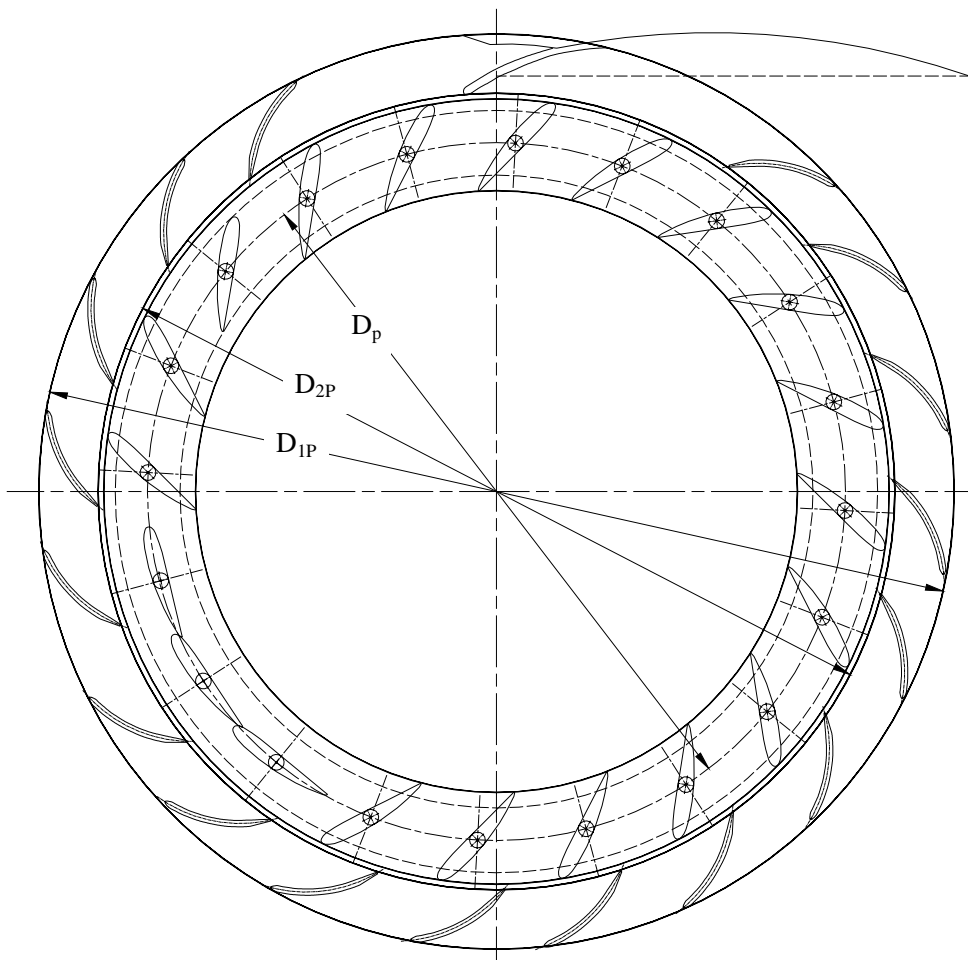
$$t_{1P} = \frac{\pi D_{1P}}{N_{pf}}. \quad (3.7)$$

##### 3.3.2.b Componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada

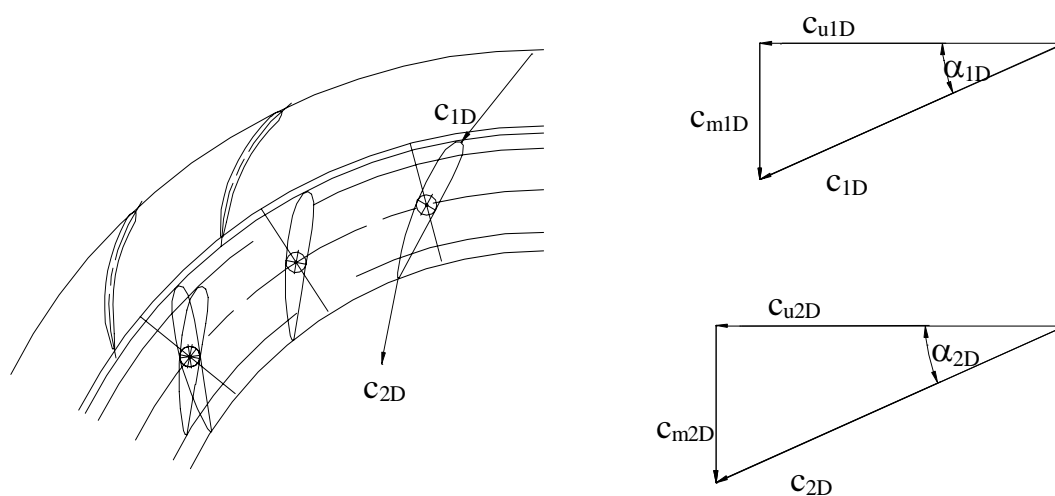
$$c_{u1P} = c_{uC} \frac{r_C}{r_{1P}}. \quad (3.8)$$

##### 3.3.2.c Velocidade absoluta na entrada

$$c_{1P} = (c_{m1P}^2 + c_{u1P}^2)^{0,5}. \quad (3.9)$$



**Figura 3.3** Pré-distribuidor e distribuidor de turbina Francis e grandezas geométricas principais



**Figura 3.4** Representação parcial de um pré-distribuidor e de um distribuidor de turbina Francis e seus diagramas de velocidades para a entrada e saída do escoamento no pré-distribuidor

**Tabela 3.3** Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades, ângulos e perdas no pré-distribuidor

Simbologia	Descrição	Figura
$N_{pf}$	Número de palhetas fixas	-
$D_{1P}$	Diâmetro de entrada do pré-distribuidor	3.3
$D_{2P}$	Diâmetro de saída do pré-distribuidor	3.3
$\ell_p$	Comprimento da corda da palheta fixa	3.5
$\alpha_{1P}^*$	Ângulo de entrada da palheta fixa	-
$\alpha_{2P}^*$	Ângulo de saída da palheta fixa	-
$b_{1P}$	Largura da palheta fixa na entrada	3.8
$b_{2P}$	Largura da palheta fixa na saída	3.8
$e_{1P}$	Espessura da palheta fixa na entrada	-
$e_{2P}$	Espessura da palheta fixa na saída	-

**Tabela 3.4** Simbologia e descrição das velocidades, ângulos e outras grandezas no pré-distribuidor

Simbologia	Descrição	Dependência
$c_{m1P}$	Componente meridional da velocidade absoluta na entrada	$c_{m1P}(n, Q, a)$
$fe_{1P}$	Fator de estrangulamento geométrico na entrada	-
$e_{u1P}$	Espessura da palheta fixa na entrada na direção circunferencial	-
$t_{1P}$	Passo das palhetas fixas na entrada	-
$c_{u1P}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada	$c_{u1P}(n, Q, a)$
$c_{1P}$	Velocidade absoluta na entrada	$c_{1P}(n, Q, a)$
$\alpha_{1P}$	Ângulo do escoamento absoluto na entrada	$\alpha_{1P}(n, Q, a)$
$c_{m2P}$	Componente meridional da velocidade absoluta na saída	$c_{m2P}(n, Q, a)$
$fe_{2P}$	Fator de estrangulamento geométrico na saída	-
$e_{u2P}$	Espessura da palheta fixa na saída na direção circunferencial	-
$t_{2P}$	Passo das palhetas fixas na saída	-
$c_{u2P}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída	$c_{u2P}(n, Q, a)$
$c_{2P}$	Velocidade absoluta na saída	$c_{2P}(n, Q, a)$
$\alpha_{2P}$	Ângulo do escoamento absoluto na saída	$\alpha_{2P}(n, Q, a)$

### 3.3.2.d Ângulo do escoamento absoluto na entrada

$$\alpha_{1P} = \text{tag}^{-1} \left( \frac{c_{m1P}}{c_{u1P}} \right). \quad (3.10)$$

## SAÍDA DO PRÉ-DISTRIBUIDOR:

### 3.3.2.e Componente meridional da velocidade absoluta na saída

$$c_{m2P} = \frac{Q}{\pi D_{2P} b_{2P} fe_{2P}}, \quad (3.11)$$

onde o fator de estrangulamento (bloqueio) geométrico na saída,  $fe_{2P}$ , é

$$fe_{2P} = 1 - \frac{e_{u2P}}{t_{2P}}, \quad (3.12)$$

a espessura da palheta fixa na saída na direção circunferencial,  $e_{u2P}$ , é

$$e_{u2P} = \frac{e_{2P}}{\text{sen} \alpha_{2P}^*}, \quad (3.13)$$

e o passo das palhetas fixas na saída,  $t_{2P}$ , é

$$t_{2P} = \frac{\pi D_{2P}}{N_{pf}}. \quad (3.14)$$

### 3.3.2.f Ângulo do escoamento absoluto na saída

A presente metodologia permite considerar o desvio do ângulo do escoamento absoluto na saída do pré-distribuidor,  $\Delta\alpha_{2P}$ , em relação ao ângulo de saída da palheta fixa,  $\alpha_{2P}^*$ . Esse desvio foi analisado por Toyokura *et al.* (1980). Portanto, o ângulo do escoamento absoluto na saída do pré-distribuidor,  $\alpha_{2P}$ , pode ser representado por

$$\alpha_{2P} = \alpha_{2P}^* + \Delta\alpha_{2P}. \quad (3.15)$$

### 3.3.2.g Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída

$$c_{u2P} = \frac{c_{u2P}}{\text{tg} \alpha_{2P}}. \quad (3.16)$$

### 3.3.2.h Velocidade absoluta na saída

$$c_{2P} = (c_{m2P}^2 + c_{u2P}^2)^{0,5}. \quad (3.17)$$

### 3.3.3 Espaço Entre o Pré-distribuidor e o Distribuidor

#### ENTRADA DO ESPAÇO ENTRE O PRÉ-DISTRIBUIDOR E O DISTRIBUIDOR:

As condições do escoamento absoluto na saída do pré-distribuidor,  $c_{m2P}$ ,  $\alpha_{2P}$ ,  $c_{u2P}$  e  $c_{2P}$ , são obtidas das equações (3.11), (3.15), (3.16) e (3.17), respectivamente. Essas condições são consideradas as condições de entrada para o espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor.

#### SAÍDA DO ESPAÇO ENTRE O PRÉ-DISTRIBUIDOR E O DISTRIBUIDOR:

O escoamento nesse espaço é denominado de escoamento não-guiado. Neste trabalho, para efeito de comparação e análise dos resultados, são considerados três modelos de escoamento não-guiado: 1) modelo com vórtice-livre (escoamento não-viscoso), 2) modelo com vórtice-livre corrigido e 3) modelo viscoso. Esses modelos possibilitam a determinação das condições do escoamento na saída do espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor. A convenção de pontos para a entrada e saída adotada no Capítulo 2 é utilizada a seguir, ou seja, o ponto 2P para a entrada (condições do escoamento conhecidas) e o ponto 1D para a saída (condições do escoamento calculadas).

**Tabela 3.5** Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades e ângulos no espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor

Simbologia	Descrição	Figura
$D_{2P}$	Diâmetro de entrada do espaço entre o P e o D	3.3
$D_{1D}$	Diâmetro de saída do espaço entre o P e o D	3.3
$b_{2P}$	Largura de entrada do espaço entre o P e o D	3.8
$b_{1D}$	Largura de saída do espaço entre o P e o D	3.8
$\alpha_{2P}^*$	Ângulo de entrada do espaço entre o P e o D	3.3

#### 3.3.3.a Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída

##### 1) Modelo com vórtice-livre (vórtice potencial):

$$c_{u1D} = \frac{D_{2P} c_{u2P}}{D_{1D}}. \quad (3.18)$$

**Tabela 3.6** Simbologia e descrição das velocidades e ângulos no espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor

Simbologia	Descrição	Dependência
$c_{m2P}$	Componente meridional da velocidade absoluta na entrada	$c_{m2P}(n, Q, a)$
$c_{u2P}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada	$c_{u2P}(n, Q, a)$
$c_{2P}$	Velocidade absoluta na entrada	$c_{2P}(n, Q, a)$
$\alpha_{2P}$	Ângulo do escoamento absoluto na entrada	$\alpha_{2P}(n, Q, a)$
$c_{m1D}$	Componente meridional da velocidade absoluta na saída	$c_{m1D}(n, Q, a)$
$c_{u1D}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída	$c_{u1D}(n, Q, a)$
$c_{1D}$	Velocidade absoluta na saída	$c_{1D}(n, Q, a)$
$\alpha_{1D}$	Ângulo do escoamento absoluto na saída	$\alpha_{1D}(n, Q, a)$

**2) Modelo com vórtice-livre corrigido, Pfleiderer e Petermann (1979):**

$$c_{u1D} = \frac{1}{\frac{D_{1D}}{D_{2P} c_{u2P}} - \frac{\lambda \pi D_{1D}}{8Q} (D_{2P} - D_{1D})}. \quad (3.19)$$

Segundo Pfleiderer e Petermann (1979), o valor do coeficiente de correção  $\lambda$  é considerado igual a 0,04.

**3) Modelo com vórtice-livre corrigido, Whitfield e Baines (1990):**

$$c_{u1D} = \frac{\left\{ \left( \frac{D_{1D}}{D_{2P}} \right)^2 + \left[ \frac{2 \pi f (D_{2P}^2 - D_{2P} D_{1D})}{Q} \right] c_{u2P} \right\}^{0,5} - \frac{D_{1D}}{D_{2P}}}{\frac{\pi f (D_{2D}^2 - D_{2P} D_{1D})}{Q}}, \quad (3.20)$$

onde  $f$  é o coeficiente de atrito, segundo Kastner e Bhinder (1975), dado por

$$f = \frac{0,0135}{Re^{0,25}}, \quad (3.21)$$

o número de Reynolds é definido por

$$Re = \frac{c_{2P} D_h}{\nu}, \quad (3.22)$$

e o diâmetro hidráulico é



$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{2\pi D_{2P} b_{2P}}{\pi D_{2P} + b_{2P}}. \quad (3.23)$$

### 3.3.3.b Componente meridional da velocidade absoluta na saída

$$c_{m1D} = \frac{Q}{\pi D_{1D} b_{1D}}, \quad (3.24)$$

### 3.3.3.c Velocidade absoluta na saída

$$c_{1D} = (c_{m1D}^2 + c_{u1D}^2)^{0,5}. \quad (3.25)$$

### 3.3.3.d Ângulo do escoamento absoluto na saída

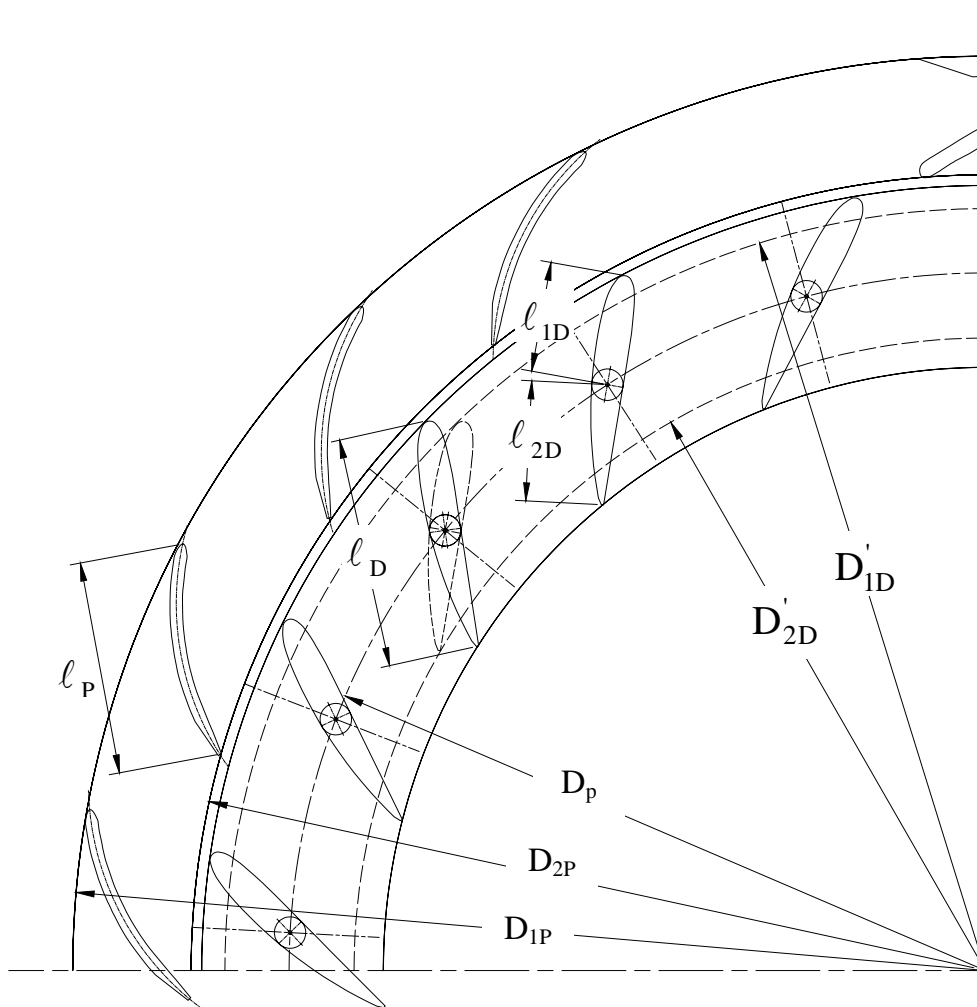
$$\alpha_{1D} = \text{tag}^{-1} \left( \frac{c_{m1D}}{c_{u1D}} \right), \quad (3.26)$$

## 3.3.4 Distribuidor

A Figura 3.5 (veja também a Figura 3.3) e a Tabela 3.7 indicam as grandezas geométricas principais de um pré-distribuidor e de um distribuidor típicos de turbinas Francis que são necessárias para o cálculo de certas velocidades do escoamento no seu interior. Essas velocidades e outras grandezas de interesse são listadas a seguir e também na Tabela 3.8. A Figura 3.6 é uma ilustração de um arranjo típico de palhetas diretrizes de distribuidor. Para o distribuidor, a única grandeza geométrica fixa (em termos de diâmetro) é o diâmetro primitivo das palhetas fixas,  $D_p$ , conforme mostra a Figura 3.5. Os diâmetros de entrada,  $D'_{1D}$ , e de saída,  $D'_{2D}$ , da palheta diretriz variam com a abertura do distribuidor e, em conseqüência, os seus ângulos de entrada,  $\alpha_{1D}^*$ , e de saída,  $\alpha_{2D}^*$  (ângulos de posição das palhetas diretrizes em relação à direção circunferencial), também variam.

### ENTRADA DO DISTRIBUIDOR:

As condições do escoamento absoluto na entrada do distribuidor,  $c_{u1D}$ ,  $c_{m1D}$ ,  $c_{1D}$  e  $\alpha_{1D}$  são obtidas das equações (3.18, 3.19 ou 3.20), (3.24), (3.25) e (3.26), respectivamente.



**Figura 3.5** Representação parcial de um pré-distribuidor e de um distribuidor indicando as suas grandezas geométricas principais e também a variação dos diâmetros de entrada e de saída quando a abertura do distribuidor é modificada



**Figura 3.6** Ilustração de um arranjo típico de palhetas diretrizes de distribuidor de turbina Francis

**Tabela 3.7** Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades, ângulos e perdas no distribuidor

Simbologia	Descrição	Figura
$N_{pd}$	Número de palhetas diretrizes	-
$D_{pD}$	Diâmetro primitivo do distribuidor	3.5
$D_{2D}$	Diâmetro de saída do pré-distribuidor	3.5
$\ell_D$	Comprimento da corda da palheta diretriz	3.5
$\alpha_{1D}^*$	Ângulo de entrada da palheta diretriz	-
$\alpha_{2D}^*$	Ângulo de saída da palheta diretriz	-
$b_{1D}$	Largura da palheta diretriz na entrada	3.8
$b_{2D}$	Largura da palheta diretriz na saída	3.8
$e_{1D}$	Espessura da palheta diretriz na entrada	-
$e_{2P}$	Espessura da palheta diretriz na saída	-

**Tabela 3.8** Simbologia e descrição das velocidades, ângulos e outras grandezas no distribuidor

Simbologia	Descrição	Dependência
$c_{m1D}$	Componente meridional da velocidade absoluta na entrada	$c_{m1D}(n, Q, a)$
$fe_{1D}$	Fator de estrangulamento geométrico na entrada	-
$e_{u1D}$	Espessura da palheta fixa na entrada na direção circunferencial	-
$t_{1D}$	Passo das palhetas fixas na entrada	-
$c_{u1D}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada	$c_{u1D}(n, Q, a)$
$c_{1D}$	Velocidade absoluta na entrada	$c_{1D}(n, Q, a)$
$\alpha_{1D}$	Ângulo do escoamento absoluto na entrada	$\alpha_{1D}(n, Q, a)$
$c_{m2D}$	Componente meridional da velocidade absoluta na saída	$c_{m2D}(n, Q, a)$
$fe_{2D}$	Fator de estrangulamento geométrico na saída	-
$e_{u2D}$	Espessura da palheta fixa na saída na direção circunferencial	-
$t_{2D}$	Passo das palhetas fixas na saída	-
$c_{u2D}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída	$c_{u2D}(n, Q, a)$
$c_{2D}$	Velocidade absoluta na saída	$c_{2D}(n, Q, a)$
$\alpha_{2D}$	Ângulo do escoamento absoluto na saída	$\alpha_{2D}(n, Q, a)$

A Figura 3.7 representa uma parte de um distribuidor e os seus diagramas de velocidades para a entrada e saída do escoamento.

## SAÍDA DO DISTRIBUIDOR:

### 3.3.4.a Componente meridional da velocidade absoluta na saída

$$c_{m2D} = \frac{Q}{\pi D_{2D} b_{2D} fe_{2D}}, \quad (3.27)$$

onde o fator de estrangulamento (bloqueio) geométrico na saída,  $fe_{2D}$ , é

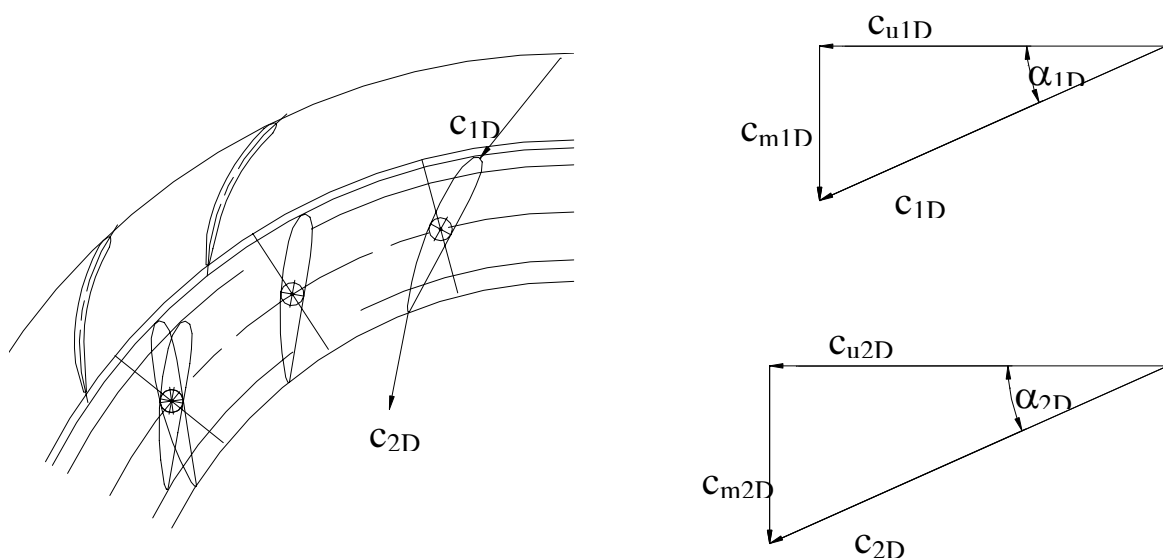
$$fe_{2D} = 1 - \frac{e_{u2D}}{t_{2D}}, \quad (3.28)$$

a espessura da palheta fixa na saída na direção circunferencial,  $e_{u2D}$ , é

$$e_{u2D} = \frac{e_{2D}}{\text{sen } \alpha_{2D}^*}, \quad (3.29)$$

e o passo das palhetas fixas na saída,  $t_{2D}$ , é

$$t_{2D} = \frac{\pi D_{2D}}{N_{pd}}. \quad (3.30)$$



**Figura 3.7** Representação parcial de um distribuidor e de seus diagramas de velocidades para a entrada e saída

### 3.3.4.b Ângulo do escoamento absoluto na saída

A presente metodologia permite considerar o desvio do ângulo do escoamento absoluto na saída do distribuidor,  $\Delta\alpha_{2D}$ , em relação ao ângulo de saída da palheta fica,  $\alpha_{2D}^*$ . Esse desvio foi analisado por Toyokura *et al.* (1980). Portanto, o ângulo do escoamento absoluto na saída do distribuidor,  $\alpha_{2D}$ , pode ser representado por

$$\alpha_{2D} = \alpha_{2D}^* + \Delta\alpha_{2D}. \quad (3.31)$$

### 3.3.4.c Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída

$$c_{u2D} = \frac{c_{u2D}}{\text{tg}\alpha_{2D}}. \quad (3.32)$$

### 3.3.4.d Velocidade absoluta na saída

$$c_{2D} = (c_{m2D}^2 + c_{u2D}^2)^{0,5}. \quad (3.33)$$

## 3.3.5 Espaço Entre o Distribuidor e o Rotor

### ENTRADA DO ESPAÇO DISTRIBUIDOR E O ROTOR:

As condições do escoamento absoluto na saída do distribuidor,  $c_{m2D}$ ,  $\alpha_{2D}$ ,  $c_{u2D}$  e  $c_{2D}$ , são obtidas das equações (3.27), (3.31), (3.32) e (3.33), respectivamente. Essas condições são consideradas as condições de entrada para o espaço entre o distribuidor e o rotor.

Ao variar a abertura do distribuidor, todas as grandezas do escoamento na saída do distribuidor variam, de acordo com o ângulo de montagem das suas palhetas diretrizes. Portanto, as condições de entrada do escoamento no espaço entre o distribuidor e o rotor também variam e foram devidamente consideradas na rotina computacional descrita no Capítulo 4.

### SAÍDA DO ESPAÇO ENTRE O DISTRIBUIDOR E O ROTOR:

O escoamento nesse espaço é denominado de escoamento não-guiado. Neste trabalho, para efeito de comparação e análise dos resultados, são considerados três modelos de escoamento

mento não-guiado, conforme foi feito para o espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor (Item 3.3.3), ou seja: 1) modelo com vórtice-livre (escoamento não-viscoso), 2) modelo com vórtice-livre corrigido e 3) modelo viscoso. Esses modelos possibilitam a determinação das condições do escoamento na saída do espaço entre o distribuidor e o rotor. A convenção de pontos para a entrada e saída adotada no Capítulo 2 é utilizada a seguir, ou seja, ponto 2D para a entrada (condições do escoamento conhecidas) e ponto 3 para a saída (condições do escoamento calculadas).

**Tabela 3.9** Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades e ângulos no espaço entre o distribuidor e o rotor

Simbologia	Descrição	Figura
$D_{2D}$	Diâmetro de entrada do espaço entre o D e o R	3.3
$D_{1D}$	Diâmetro de saída do espaço entre o D e o R	3.3
$b_{2D}$	Largura de entrada do espaço entre o D e o R	3.8
$b_4$	Largura de saída do espaço entre o D e o R	3.8
$\alpha_{2D}^*$	Ângulo de entrada do espaço entre o P e o D	3.3

**Tabela 3.10** Simbologia e descrição das velocidades e ângulos no espaço entre o distribuidor e o rotor

Simbologia	Descrição	Dependência
$C_{m2D}$	Componente meridional da velocidade absoluta na entrada	$c_{m2D}(n, Q, a)$
$C_{u2D}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada	$c_{u2D}(n, Q, a)$
$c_{2D}$	Velocidade absoluta na entrada	$c_{2D}(n, Q, a)$
$\alpha_{2D}$	Ângulo do escoamento absoluto na entrada	$\alpha_{2D}(n, Q, a)$
$c_{m4}$	Componente meridional da velocidade absoluta na saída	$c_{m4}(n, Q, a)$
$c_{u4}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída	$c_{u4}(n, Q, a)$
$c_4$	Velocidade absoluta na saída	$c_4(n, Q, a)$
$\alpha_4$	Ângulo do escoamento absoluto na saída	$\alpha_4(n, Q, a)$

### 3.3.5.a Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída

#### 1) Modelo com vórtice-livre (vórtice potencial):

$$c_{u4} = \frac{D_{2D} c_{u2D}}{D_4}. \quad (3.34)$$

**2) Modelo com vórtice-livre corrigido, Pfleiderer e Petermann (1979):**

$$c_{u4} = \frac{1}{\frac{D_4}{D_{2D} c_{u2D}} - \frac{\lambda \pi D_4}{8Q} (D_{2D} - D_4)}. \quad (3.35)$$

Segundo Pfleiderer e Petermann (1979), o valor do coeficiente de correção  $\lambda$  é considerado igual a 0,04.

**3) Modelo com vórtice-livre corrigido, Whitfield e Baines (1990):**

$$c_{u4} = \frac{\left\{ \left( \frac{D_4}{D_{2D}} \right)^2 + \left[ \frac{2 \pi f (D_{2D}^2 - D_{2D} D_4)}{Q} \right] c_{u2D} \right\}^{0,5} - \frac{D_4}{D_{2D}}}{\frac{\pi f (D_{2D}^2 - D_{2D} D_4)}{Q}}, \quad (3.36)$$

onde  $f$  é o coeficiente de atrito, segundo Kastner e Bhinder (1975), dado por

$$f = \frac{0,0135}{Re^{0,25}}, \quad (3.37)$$

o número de Reynolds é definido por

$$Re = \frac{c_{2D} D_h}{\nu}, \quad (3.38)$$

e o diâmetro hidráulico é

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{2 \pi D_{2D} b_{2D}}{\pi D_{2D} + b_{2D}}. \quad (3.39)$$

**3.3.5.b Componente meridional da velocidade absoluta na saída**

$$c_{m4} = \frac{Q}{\pi D_4 b_4}, \quad (3.40)$$

**3.3.5.c Velocidade absoluta na saída**

$$c_4 = (c_{m4}^2 + c_{u4}^2)^{0,5}. \quad (3.41)$$

### 3.3.5.d Ângulo do escoamento absoluto na saída

$$\alpha_4 = \text{tag}^{-1} \left( \frac{c_{m4}}{c_{u4}} \right), \quad (3.42)$$

## 3.3.6 Rotor

As condições do escoamento absoluto na saída do espaço entre o distribuidor e o rotor,  $c_{u4}$ ,  $c_{m4}$ ,  $c_4$  e  $\alpha_4$ , são obtidas das equações (3.34, 3.35 ou 3.36), (3.40), (3.41) e (3.42), respectivamente. Essas condições são consideradas as condições de entrada do escoamento absoluto no rotor. O escoamento relativo no rotor,  $\vec{w}$ , se compõe com o escoamento absoluto,  $\vec{c}$ , pela composição de velocidades para turbomáquinas estacionárias, ou seja,  $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$ , onde  $\vec{u}$  é a velocidade circunferencial do rotor (velocidade de condução do rotor).

Vale lembrar que o escoamento incidente no rotor (escoamento vindo do espaço entre o distribuidor e o rotor) tem um componente meridional obtido através da equação integral da continuidade calculado com a vazão da turbina,  $Q$ , sem, evidentemente, considerar a espessura das pás. Por outro lado, o componente meridional da velocidade (absoluta ou relativa) na entrada do rotor é calculado com a vazão do rotor,  $Q_R$ , considerando a espessura das pás. A convenção de pontos adotada no Capítulo 2 será usada com o índice 3 para as condições de entrada do rotor e o índice 6 para as condições de saída.

A Figura 3.8 representa uma seção meridional e a Figura 3.9 uma seção transversal parcial de um rotor de turbina Francis indicando as suas grandezas geométricas principais. A Figura 3.10 ilustra dois rotores de turbinas Francis e a Figura 3.11 representa uma parte de um rotor e os seus triângulos de velocidades para a entrada e saída do escoamento.

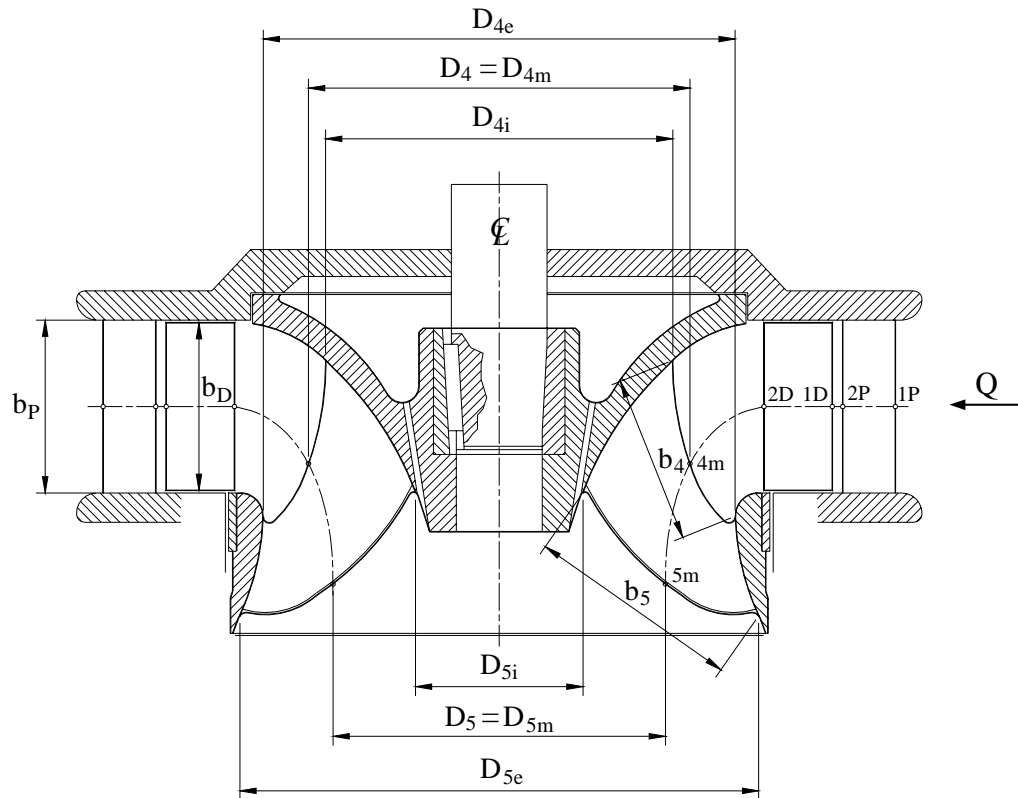
As grandezas geométricas para a determinação das velocidades estão indicadas na Tabela 3.11. As velocidades e outras grandezas de interesse são listadas a seguir e também na Tabela 3.12.

### ENTRADA DO ROTOR:

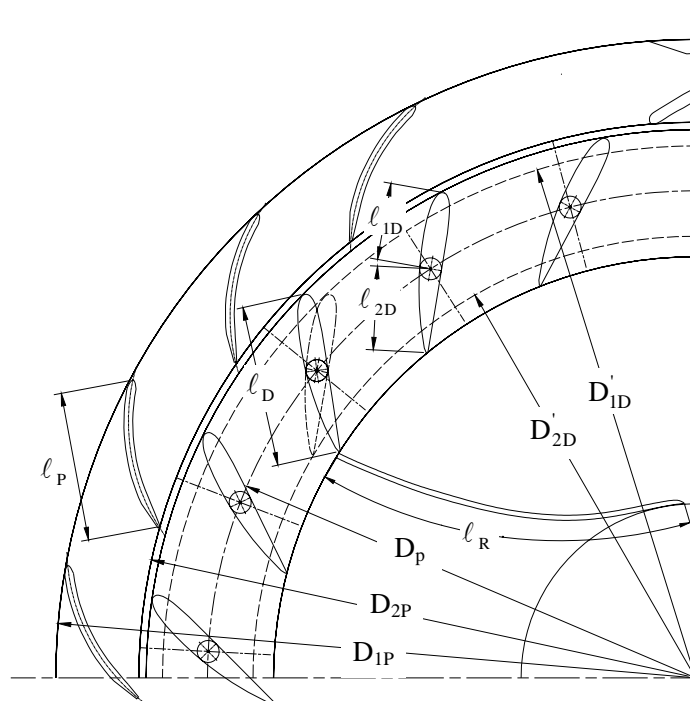
#### 3.3.6.a Componente meridional da velocidade absoluta na entrada

$$c_{m4} = \frac{Q_R}{\pi D_4 b_4 f e_4}, \quad (3.43)$$





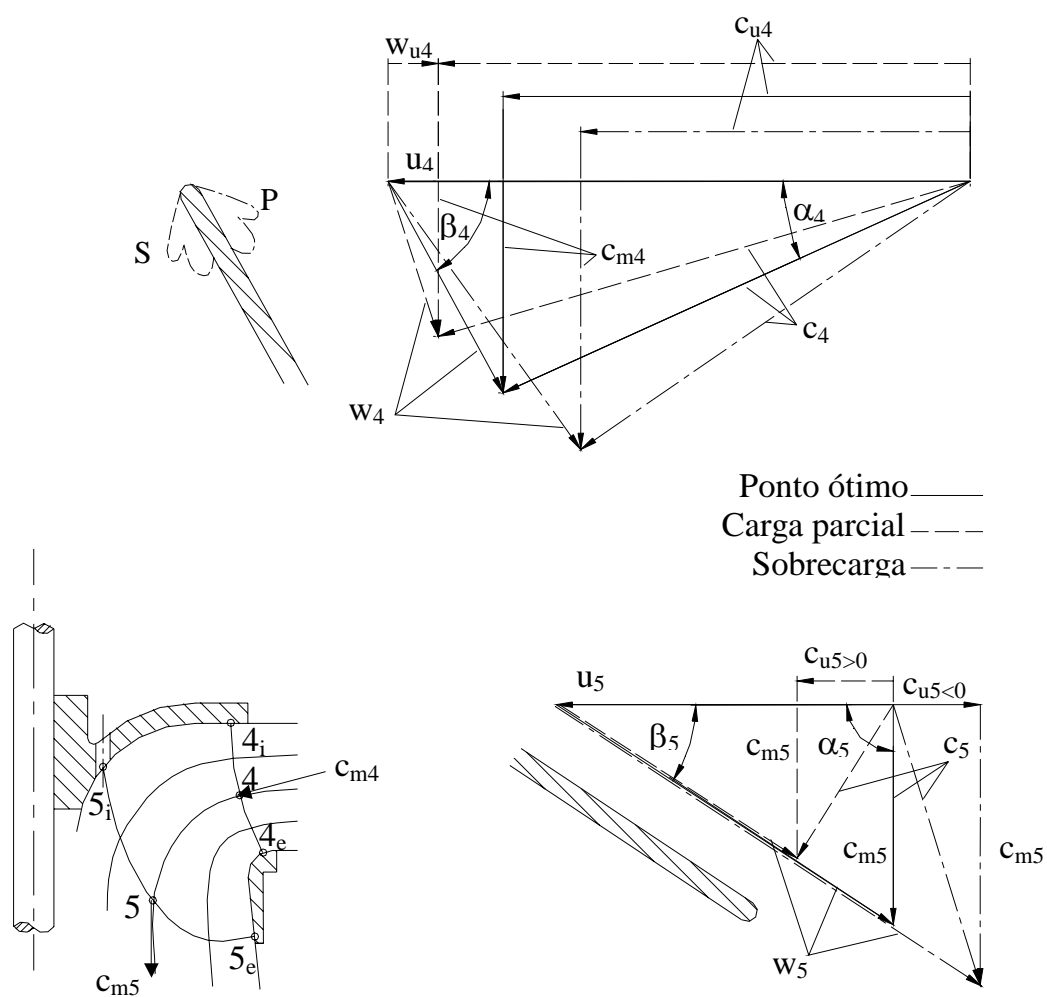
**Figura 3.8** Seção meridional de um rotor de turbina Francis, juntamente com o pré-distribuidor e distribuidor, indicando as suas grandezas geométricas principais



**Figura 3.9** Representação parcial de uma seção transversal de rotor de turbina Francis, juntamente com o pré-distribuidor e o distribuidor, indicando as suas grandezas geométricas principais



**Figura 3.10** Ilustração de rotores de turbinas Francis: (a) rotor isolado, (b) rotor e distribuidor



**Figura 3.11** Representação parcial de uma seção meridional de rotor de turbina Francis e seus diagramas (triângulos) de velocidades para e entrada e saída

**Tabela 3.11** Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades, ângulos e perdas no rotor

Simbologia	Descrição	Figura
$N_{pá}$	Número de pás	-
$D_4$	Diâmetro de entrada do rotor	3.3
$D_5$	Diâmetro de saída do rotor	3.3
$\ell_R$	Comprimento da pá	3.9
$\beta_4^*$	Ângulo de entrada da pá	-
$\beta_5^*$	Ângulo de saída da pá	-
$b_4$	Largura da pá na entrada	3.8
$b_5$	Largura da pá na saída	3.8
$e_4$	Espessura da pá na entrada	-
$e_5$	Espessura da pá na saída	-

**Tabela 3.12** Simbologia e descrição das velocidades, ângulos e outras grandezas no rotor

Simbologia	Descrição	Dependência
$c_{m3}$	Componente meridional da velocidade absoluta na entrada	$c_{m3}(n, Q, a)$
$fe_3$	Fator de estrangulamento geométrico na entrada	-
$e_{u4}$	Espessura da palheta fixa na entrada na direção circunferencial	-
$t_4$	Passo das palhetas fixas na entrada	-
$c_{u3}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada	$c_{u3}(n, Q, a)$
$c_3$	Velocidade absoluta na entrada	$c_3(n, Q, a)$
$\alpha_3$	Ângulo do escoamento absoluto na entrada	$\alpha_3(n, Q, a)$
$c_{m6}$	Componente meridional da velocidade absoluta na saída	$c_{m6}(n, Q, a)$
$fe_5$	Fator de estrangulamento geométrico na saída	-
$e_{u5}$	Espessura da palheta fixa na saída na direção circunferencial	-
$t_5$	Passo das palhetas fixas na saída	-
$c_{u6}$	Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída	$c_{u6}(n, Q, a)$
$c_6$	Velocidade absoluta na saída	$c_6(n, Q, a)$
$\alpha_6$	Ângulo do escoamento absoluto na saída	$\alpha_6(n, Q, a)$

onde  $Q_R$ , conforme a equação (2.22), é dado por  $Q_R = Q - Q_f$ , o fator de estrangulamento (bloqueio) geométrico na entrada,  $fe_4$ , é

$$fe_4 = 1 - \frac{e_{u4}}{t_4}, \quad (3.44)$$

a espessura da pá na entrada na direção circunferencial,  $e_{u4}$ , é

$$e_{u4} = \frac{e_4}{\text{sen}\beta_4^*}, \quad (3.45)$$

e o passo das pás na entrada,  $t_4$ , é

$$t_4 = \frac{\pi D_4}{N_{pá}}. \quad (3.46)$$

### 3.3.6.b Componente circunferencial da velocidade absoluta na entrada

O componente da velocidade absoluta na entrada do rotor,  $c_{u3}$ , é dado pela equação (3.34, 3.35 ou 3.36), fazendo  $c_{u3} = c_{u4}$ .

### 3.3.6.c Ângulo do escoamento absoluto na entrada

$$\alpha_3 = \text{tag}^{-1} \left( \frac{c_{m3}}{c_{u3}} \right). \quad (3.47)$$

### 3.3.6.d Velocidade absoluta na entrada

$$c_3 = (c_{m3}^2 + c_{u3}^2)^{0,5}. \quad (3.48)$$

### 3.3.6.e Velocidade relativa na entrada

$$w_3 = (u_3^2 + c_3^2 - 2u_3c_3 \cos\alpha_3)^{0,5}. \quad (3.49)$$

### 3.3.6.f Ângulo do escoamento relativo na entrada

$$\beta_3 = \cos^{-1} \left( \frac{u_3^2 + w_3^2 - c_3^2}{2u_3w_3} \right). \quad (3.50)$$

### 3.3.6.g Componente circunferencial da velocidade relativa

$$w_{u3} = c_{u3} - u_3. \quad (3.51)$$

**SAÍDA DO ROTOR:****3.3.6.h Componente meridional da velocidade absoluta na saída**

$$c_{m6} = \frac{Q_R}{\pi D_5 b_5 fe_5}, \quad (3.52)$$

onde o fator de estrangulamento (bloqueio) geométrico na entrada,  $fe_5$ , é

$$fe_5 = 1 - \frac{e_{u5}}{t_5}, \quad (3.53)$$

a espessura da pá na entrada na direção circunferencial,  $e_{u5}$ , é

$$e_{u5} = \frac{e_5}{\text{sen}\beta_5^*}, \quad (3.54)$$

e o passo das pás na entrada,  $t_5$ , é

$$t_5 = \frac{\pi D_5}{N_{pá}}. \quad (3.55)$$

**3.3.6.i Ângulo do escoamento relativo na saída**

Seguindo a mesma sistemática adotada para o ângulo do escoamento (absoluto) na saída do pré-distribuidor, equação (3.15), e na saída do distribuidor, equação (3.31), tem-se, para o ângulo do escoamento relativo no rotor (com um ângulo de desvio,  $\Delta\beta_6$ )

$$\beta_6 = \beta_6^* + \Delta\beta_6. \quad (3.56)$$

**3.3.6.j Velocidade relativa na saída**

$$w_6 = \frac{c_{m6}}{\text{sen}\beta_6}. \quad (3.57)$$

**3.3.6.k Velocidade absoluta na saída**

$$c_6 = (u_6^2 + w_6^2 - 2u_6w_6 \cos\beta_6)^{0,5}. \quad (3.58)$$

### 3.3.6.l Ângulo do escoamento absoluto na saída

$$\alpha_6 = \cos^{-1} \left( \frac{u_6^2 + c_6^2 - w_6^2}{2u_6c_6} \right). \quad (3.59)$$

### 3.3.6.m Componente circunferencial da velocidade absoluta na saída

$$c_{u6} = \frac{c_{m6}}{\operatorname{tg}\alpha_6}. \quad (3.60)$$

### 3.3.6.n Componente circunferencial da velocidade relativa na saída

$$w_{u6} = c_{u6} - u_6. \quad (3.61)$$

## 3.3.7 Tubo de Sucção

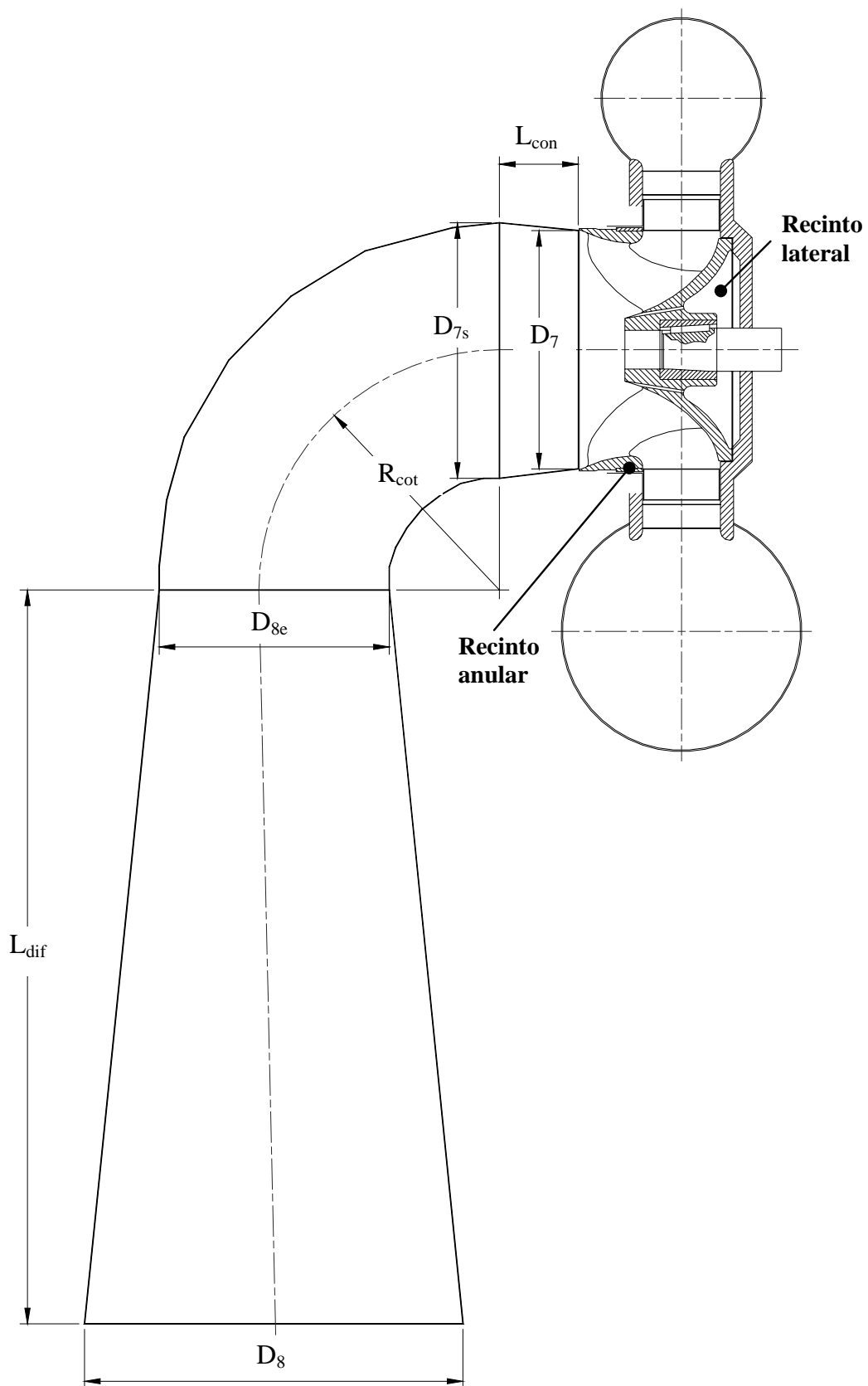
As condições do escoamento no tubo de sucção são calculadas com base na vazão que efetivamente passa no seu interior. Com base na equação (2.22), a vazão da turbina é  $Q = Q_R + Q_{fe} + Q_{fi}$ . Se  $Q_{fi}$  é totalmente desviada para fora da turbina, a vazão que passa pelo tubo de sucção é  $Q_T = Q_R + Q_{fe} = Q - Q_{fi}$ .

A Figura 3.12 e a Tabela 3.13 indicam as grandezas geométricas principais de um tubo de sucção de turbinas Francis de eixo horizontal que são necessárias para o cálculo de certas velocidades do escoamento no seu interior. Essas velocidades e outras grandezas de interesse são listadas a seguir e também na Tabela 3.14. No presente trabalho, o tubo de sucção analisado tem seção circular em toda a sua extensão e, portanto, não tem nenhum pilar no interior da região do difusor, como ocorre em tubos de sucção de turbinas Francis de eixo vertical de grande porte.

### ENTRADA DO TUBO DE SUCÇÃO:

#### 3.3.7.a Componente meridional da velocidade absoluta na entrada

$$c_{m7} = \frac{4Q_T}{\pi D_7^2}, \quad (3.62)$$



**Figura 3.12** Representação de um tubo de sucção de turbina Francis de eixo horizontal, juntamente com os demais componentes hidromecânicos da turbina Francis, indicando as suas grandezas geométricas principais

**Tabela 3.13** Simbologia e descrição das grandezas geométricas para a determinação das velocidades e perdas no tubo de sucção

Simbologia	Descrição	Figura
$D_7$	Diâmetro de entrada do tubo de sucção	3.12
$D_{7s}$	Diâmetro de saída do cone do T	3.12
$D_{8e}$	Diâmetro de saída da curva do T	3.12
$D_8$	Diâmetro de saída do tubo de sucção	3.12
$N_p$	Número de pilares divisores do T	-

**Tabela 3.14** Simbologia e descrição das velocidades e outras grandezas no tubo de sucção

Simbologia	Descrição	Dependência
$c_{m7}$	Componente meridional da velocidade na entrada	$c_{m7}(n, Q, a)$
$C_{m7s}$	Componente meridional da velocidade na entrada da curva	$c_{m7s}(n, Q, a)$
$C_{m8e}$	Componente meridional da velocidade na entrada do difusor	$c_{m8e}(n, Q, a)$
$c_{m8}$	Componente meridional da velocidade na saída	$c_{m8}(n, Q, a)$

#### ENTRADA DA CURVA:

##### 3.3.7.b Componente meridional da velocidade absoluta na entrada

$$c_{m7s} = \frac{4Q_T}{\pi D_{7s}^2}, \quad (3.63)$$

#### ENTRADA DO DIFUSOR:

##### 3.3.7.c Componente meridional da velocidade absoluta na entrada

$$c_{m8e} = \frac{4Q_T}{\pi D_{8e}^2}, \quad (3.64)$$

#### SAÍDA DO TUBO DE SUCÇÃO:

##### 3.3.7.d Componente meridional da velocidade absoluta na saída

$$c_{m8} = \frac{4Q_T}{\pi D_8^2} \quad (3.65)$$



## 3.4 DETERMINAÇÃO DAS PERDAS

Neste item, são apresentadas as perdas para cada componente hidromecânico da turbina Francis. Essas perdas inicialmente se referem às perdas hidráulicas em cada componente hidromecânico. Em seguida, são abordadas as perdas por fuga e por atrito lateral que dependem de alguns parâmetros do escoamento de certos componentes hidromecânicos. Como salientado no Capítulo 2, as perdas mecânicas, neste trabalho, são estimadas em termos do rendimento mecânico da turbina Francis. Todas as correlações de perdas apresentadas neste item estão indicadas ou no Capítulo 2 ou no Apêndice A. Para a obtenção dessas perdas, também são necessárias várias velocidades que foram apresentadas no Item 3.3.

### 3.4.1 Perdas Hidráulicas na Caixa Espiral

As perdas hidráulicas na caixa espiral,  $Z_{hC}$ , Figura 3.2, são compostas pela perda por atrito viscoso no injetor (trecho de entrada da caixa espiral),  $Z_{av_{inj}}$ , e no caracol,  $Z_{av_{car}}$ , e pela perda devida à curvatura do caracol,  $Z_{cur_{car}}$ , portanto,

$$Z_{hC} = Z_{av_{inj}} + Z_{av_{car}} + Z_{cur_{car}} . \quad (3.66)$$

#### 3.4.1.1 PERDA POR ATRITO VISCOSO NO INJETOR

A perda por atrito viscoso no injetor é obtida da equação (2.5), com  $L = L_{inj}$  (Figura 3.2) e fazendo  $V_{ref} = c_{l_{inj}}$ , ou seja,

$$Z_{av_{inj}} = f_{inj} \frac{L_{inj}}{D_{h_{inj}}} \frac{c_{l_{inj}}^2}{2g} , \quad (3.67)$$

onde o fator de atrito,  $f_{inj}$ , pode ser obtido da equação (2.6),

$$f_{inj} = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon_{inj}}{3,7D_{h_{inj}}} \right) + \frac{5,74}{Re_{inj}^{0,9}} \right]^2} \quad (3.68)$$

ou da equação (2.7),

$$f_{inj} = \frac{0,30864}{\left\{ \log \left[ \frac{\varepsilon_{inj}}{3,7D_{h_{inj}}} + \frac{6,9}{Re_{inj}} \right] \right\}^2}. \quad (3.69)$$

O diâmetro hidráulico,  $D_{h_{inj}}$ , é dado por

$$D_{h_{inj}} = \frac{4D_{1C}^4}{(D_C^2 + D_{1C}^2)(D_C + D_{1C})} \quad (3.70)$$

e o número de Reynolds é

$$Re_{inj} = \frac{D_{h_{inj}} c_{inj}}{\nu}. \quad (3.71)$$

A velocidade média,  $c_{inj}$ , é calculada pela equação integral da continuidade, ou seja,

$$c_{inj} = \frac{4Q}{\pi D_C^2}. \quad (3.72)$$

### 3.4.1.2 PERDA POR ATRITO VISCOSO NO CARACOL

A perda por atrito viscoso no caracol é obtida da equação (2.5), com  $L = L_{car}$  (Figura 3.2) e fazendo  $V_{ref} = c_{u_C}$ , ou seja,

$$Z_{av_{car}} = f_{car} \frac{L_{car}}{D_{h_{car}}} \frac{c_{l_{car}}^2}{2g}, \quad (3.73)$$

onde o fator de atrito,  $f_{car}$ , pode ser obtido da equação (2.6),

$$f_{car} = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon_{car}}{3,7D_{h_{car}}} \right) + \frac{5,74}{Re_{car}^{0,9}} \right]^2} \quad (3.74)$$

ou da equação (2.7),

$$f_{\text{car}} = \frac{0,30864}{\left\{ \log \left[ \frac{\varepsilon_{\text{car}}}{3,7D_{\text{hcar}}} + \frac{6,9}{\text{Re}_{\text{car}}} \right] \right\}^2}. \quad (3.75)$$

O diâmetro hidráulico,  $D_{\text{hcar}}$ , é dado por

$$D_{\text{hcar}} = D_{\text{C}} = \frac{D_{1\text{C}} + D_{2\text{C}}}{2} \quad (3.76)$$

e o número de Reynolds é

$$\text{Re}_{\text{car}} = \frac{D_{\text{hcar}} c_{\text{uC}}}{\nu}. \quad (3.77)$$

O comprimento  $L_{\text{car}}$  (comprimento desenvolvido da linha média do caracol, em formato de espiral logarítmica, no plano meridional) é dado por

$$L_{\text{car}} = \frac{D_{1\text{C}} - D_{1\text{P}}}{4 \text{sen } \alpha_{\text{C}}}. \quad (3.78)$$

A velocidade média,  $c_{\text{uC}}$ , é calculada pela equação (3.1).

### 3.4.1.3 PERDA DEVIDA À CURVATURA NO CARACOL

A perda devida à curvatura no caracol é obtida da equação (2.12), ou seja,

$$Z_{\text{curcar}} = K_{\text{curcar}} \frac{c_{\text{u}_{\text{car}}}^2}{2g}. \quad (3.79)$$

## 3.4.2 Perdas Hidráulicas no Pré-distribuidor

As perdas hidráulicas no pré-distribuidor,  $Z_{\text{hp}}$ , Figura 3.3, são compostas pela perda por choque na entrada,  $Z_{\text{chp}}$ , pela perda por atrito viscoso,  $Z_{\text{avp}}$ , e pela perda de mistura,  $Z_{\text{mwp}}$ , portanto,

$$Z_{\text{hp}} = Z_{\text{chp}} + Z_{\text{avp}} + Z_{\text{mwp}} \quad (3.80)$$

### 3.4.2.1 PERDA POR CHOQUE NA ENTRADA

A perda por choque na entrada do pré-distribuidor pode ser obtida da equação (2.15), da equação (2.17), ou da equação (2.19), ou seja,

$$Z_{\text{chp}} = \frac{\cos^2(\alpha_{1P} - \alpha_{1P}^*) c_{1P}^2}{2g}, \quad (3.81)$$

$$Z_{\text{chp}} = \frac{\cos^m(\alpha_{1P} - \alpha_{1P}^*) c_{1P}^2}{2g}, \quad (3.82)$$

onde  $m=2$  para incidência negativa (turbina operando com carga-parcial) e  $m=3$  para incidência positiva (turbina operando com sobre-carga), ou

$$Z_{\text{chp}} = \zeta_{\text{chp}} (\cotag \alpha_{1P} - \cotag \alpha_{1P}^*)^2 \frac{c_{m1P}^2}{2g}. \quad (3.83)$$

### 3.4.2.2 PERDA POR ATRITO VISCOSO

A perda por atrito viscoso no pré-distribuidor é obtida da equação (2.5), com  $L = \ell_p$  (Figura 3.5) e fazendo  $V_{\text{ref}} = c_{m1P}$ , ou seja,

$$Z_{\text{avp}} = f_p \frac{\ell_p}{D_{hp}} \frac{c_{m1P}^2}{2g}, \quad (3.84)$$

onde o fator de atrito,  $f_p$ , pode ser obtido da equação (2.6),

$$f_p = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon_p}{3,7D_{hp}} \right) + \frac{5,74}{\text{Re}_p^{0,9}} \right]^2} \quad (3.85)$$

ou da equação (2.7),

$$f_p = \frac{0,30864}{\left\{ \log \left[ \frac{\varepsilon_p}{3,7D_{hp}} + \frac{6,9}{\text{Re}_p} \right] \right\}^2}. \quad (3.86)$$

O diâmetro hidráulico,  $D_{hp}$ , é dado por

$$D_{hp} = \frac{2\pi D_{1P} b_{1P}}{N_{pf}(\pi D_{1P} + b_{1P})} \quad (3.87)$$

e o número de Reynolds é

$$Re_p = \frac{D_{hp} c_{m1P}}{\nu}. \quad (3.88)$$

### 3.4.2.3 PERDA DE MISTURA

A perda de mistura é obtida da equação (2.10) fazendo  $N_{al} = N_{pf}$ , ou seja,

$$Z_{mwp} = \zeta_{mwp} \left[ \frac{e_{2P} N_{pf}}{\pi D_{2P} \sin \alpha_{2P}^*} \right]^2 \frac{c_{2P}^2}{2g}. \quad (3.89)$$

## 3.4.3 Perdas Hidráulicas no Distribuidor

As perdas hidráulicas no distribuidor,  $Z_{hD}$ , Figura 3.5, são compostas pela perda por choque na entrada,  $Z_{chD}$ , pela perda por atrito viscoso,  $Z_{avD}$ , e pela perda de mistura,  $Z_{mwD}$ , portanto,

$$Z_{hD} = Z_{chD} + Z_{avD} + Z_{mwD} \quad (3.90)$$

### 3.4.3.1 PERDA POR CHOQUE NA ENTRADA

A perda por choque na entrada do pré-distribuidor pode ser obtida da equação (2.15), da equação (2.17), ou da equação (2.19), ou seja,

$$Z_{chD} = \frac{\cos^2(\alpha_{1D} - \alpha_{1D}^*) c_{1D}^2}{2g}, \quad (3.91)$$

$$Z_{chD} = \frac{\cos^m(\alpha_{1D} - \alpha_{1D}^*) c_{1D}^2}{2g}, \quad (3.92)$$

onde  $m=2$  para incidência negativa (turbina operando com carga-parcial) e  $m=3$  para incidência positiva (turbina operando com sobre-carga), ou

$$Z_{\text{chD}} = \zeta_{\text{chD}} (\cotag \alpha_{1D} - \cotag \alpha_{1D}^*)^2 \frac{c_{\text{m1D}}^2}{2g}. \quad (3.93)$$

### 3.4.3.2 PERDA POR ATRITO VISCOSO

A perda por atrito viscoso no pré-distribuidor é obtida da equação (2.5), com  $L = \ell_D$  (Figura 3.5) e fazendo  $V_{\text{ref}} = c_{\text{m1D}}$ , ou seja,

$$Z_{\text{avD}} = f_D \frac{\ell_D}{D_{\text{hD}}} \frac{c_{\text{m1D}}^2}{2g}, \quad (3.94)$$

onde o fator de atrito,  $f_D$ , pode ser obtido da equação (2.6),

$$f_D = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon_D}{3,7D_{\text{hD}}} \right) + \frac{5,74}{\text{Re}_D^{0,9}} \right]^2} \quad (3.95)$$

ou da equação (2.7),

$$f_D = \frac{0,30864}{\left\{ \log \left[ \frac{\varepsilon_D}{3,7D_{\text{hD}}} + \frac{6,9}{\text{Re}_D} \right] \right\}^2}. \quad (3.96)$$

O diâmetro hidráulico,  $D_{\text{hD}}$ , é dado por

$$D_{\text{hD}} = \frac{2\pi D_{1D} b_{1D}}{N_{\text{pd}}(\pi D_{1D} + b_{1D})} \quad (3.97)$$

e o número de Reynolds é

$$\text{Re}_D = \frac{D_{\text{hD}} c_{\text{m1D}}}{\nu}. \quad (3.98)$$

### 3.4.3.3 PERDA DE MISTURA

A perda de mistura é obtida da equação (2.10) fazendo  $N_{\text{al}} = N_{\text{pd}}$ , ou seja,

$$Z_{mwD} = \zeta_{mwD} \left[ \frac{e_{2D} N_{pd}}{\pi D_{2D} \sin \alpha_{2D}^*} \right]^2 \frac{c_{2D}^2}{2g}. \quad (3.99)$$

### 3.4.4 Perdas Hidráulicas no Rotor

As perdas hidráulicas no rotor,  $Z_{hR}$ , Figura 3.5, são compostas pela perda por choque na entrada,  $Z_{chR}$ , pela perda por atrito viscoso,  $Z_{avR}$ , e pela perda de mistura,  $Z_{mwR}$ , logo,

$$Z_{hR} = Z_{chR} + Z_{avR} + Z_{mwR} \quad (3.100)$$

#### 3.4.4.1 PERDA POR CHOQUE NA ENTRADA

A perda por choque na entrada do pré-distribuidor pode ser obtida da equação (2.16), da equação (2.18), da equação (2.20) ou da equação (2.21), ou seja,

$$Z_{chR} = \frac{\cos^2(\beta_3 - \beta_4^*) w_3^2}{2g}, \quad (3.101)$$

$$Z_{chR} = \frac{\cos^m(\beta_3 - \beta_4^*) w_3^2}{2g}, \quad (3.102)$$

onde  $m=2$  para incidência negativa (turbina operando com carga-parcial) e  $m=3$  para incidência positiva (turbina operando com sobre-carga). Segundo Ueda (1980),

$$Z_{chR} = \zeta_{chR} (\cotag \beta_3 - \cotag \beta_4^*)^2 \frac{w_{m3}^2}{2g} \quad (3.103)$$

ou, conforme Raabe (1985),

$$Z_{chR} = \frac{\zeta_{chR}}{2g} \left[ u_4 - \frac{gH\eta_h}{u_4} - \frac{u_5^2}{u_4} - \frac{Q_R}{Q_{R\acute{o}t}} \left( u_{4\acute{o}t} - \frac{gH_{\acute{o}t}\eta_{h\acute{o}t}}{u_{4\acute{o}t}} - \frac{u_{5\acute{o}t}^2}{u_{4\acute{o}t}} \right) \right]^2. \quad (3.104)$$

#### 3.4.4.2 PERDA POR ATRITO VISCOSO

A perda por atrito viscoso no pré-distribuidor é obtida da equação (2.5), com  $L = \ell_R$  (Figura 3.8) e fazendo  $V_{ref} = c_{m3}$ , ou seja,

$$Z_{avR} = f_R \frac{\ell_R}{D_{hR}} \frac{c_{m3}^2}{2g}, \quad (3.105)$$

onde o fator de atrito,  $f_R$ , pode ser obtido da equação (2.6),

$$f_R = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon_R}{3,7D_{hR}} \right) + \frac{5,74}{Re_R^{0,9}} \right]^2} \quad (3.106)$$

ou da equação (2.7),

$$f_R = \frac{0,30864}{\left\{ \log \left[ \frac{\varepsilon_R}{3,7D_{hR}} + \frac{6,9}{Re_R} \right] \right\}^2}. \quad (3.107)$$

O diâmetro hidráulico,  $D_{hR}$ , é dado por

$$D_{hR} = \frac{2\pi D_4 b_4}{N_{pá}(\pi D_4 + b_4)} \quad (3.108)$$

e o número de Reynolds é

$$Re_R = \frac{D_{hR} c_{m3}}{\nu}. \quad (3.109)$$

#### 3.4.4.3 PERDA DE MISTURA

A perda de mistura é obtida da equação (2.10) fazendo  $N_{al} = N_{pd}$ , ou seja,

$$Z_{mwR} = \xi_{mwR} \left[ \frac{e_5 N_{pá}}{\pi D_5 \sin \beta_5^*} \right]^2 \frac{w_6^2}{2g}. \quad (3.110)$$

### 3.4.5 Perdas Hidráulicas no Tubo de Sucção

As perdas hidráulicas no tubo de sucção,  $Z_{hT}$ , Figura 3.11, são compostas pela perda por turbilhonamento no cone,  $Z_{tur_{con}}$ , pela perda localizada no cone,  $Z_{av_{con}}$ , pela perda por



atrito viscoso no cotovelo,  $Z_{avcot}$ , pela perda devida à curvatura do cotovelo,  $Z_{curcot}$ , pela perda localizada no trecho final,  $Z_{avdif}$ , e pela perda de saída, portanto,

$$Z_{h_T} = Z_{turcon} + Z_{avcon} + Z_{avcot} + Z_{curcot} + Z_{avdif} + Z_{saidif}. \quad (3.111)$$

#### 3.4.5.1 PERDA POR TURBILHONAMENTO NO CONE

A perda por turbilhonamento no cone do tubo de sucção é obtida da equação (2.13), ou seja,

$$Z_{turcon} = \zeta_{turcon} \frac{\pi D_5 b_5 c_{m6} c_{u6}^2}{Q 2g}. \quad (3.112)$$

#### 3.4.5.2 PERDA NO CONE

A perda no cone do tubo de sucção é tratada como uma perda (perda localizada) devida a uma expansão gradual cônica (perda no difusor) é obtida por

$$Z_{avcon} = K_{con} \frac{c_{m7}^2}{2g}, \quad (3.113)$$

onde  $K_{con}$  é o coeficiente de perda localizada.

#### 3.4.5.3 PERDA POR ATRITO VISCOSO NO COTOVELO

A perda por atrito viscoso no cotovelo é obtida da equação (2.5), com  $L = L_{cot}$  e fazendo  $V_{ref} = c_{m7s}$ , ou seja,

$$Z_{avcot} = f_{cot} \frac{L_{cot} c_{m7s}^2}{D_{hcot} 2g}, \quad (3.114)$$

onde o fator de atrito,  $f_{cot}$ , pode ser obtido da equação (2.6),

$$f_{cot} = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon_{cot}}{3,7D_{hcot}} \right) + \frac{5,74}{Re_{cot}^{0,9}} \right]^2} \quad (3.115)$$

ou da equação (2.7),

$$f_{\text{cot}} = \frac{0,30864}{\left\{ \log \left[ \frac{\varepsilon_{\text{cot}}}{3,7D_{\text{hcot}}} + \frac{6,9}{\text{Re}_{\text{cot}}} \right] \right\}^2}. \quad (3.116)$$

O diâmetro hidráulico,  $D_{\text{hcot}}$ , é dado por

$$D_{\text{hcot}} = D_{\text{cot}} \quad (3.117)$$

e o número de Reynolds é

$$\text{Re}_{\text{cot}} = \frac{D_{\text{hcot}} c_{\text{cot}}}{\nu}. \quad (3.118)$$

A velocidade média,  $c_{m7s}$ , é calculada pela equação (3.63).

#### 3.4.5.4 PERDA DEVIDA À CURVATURA DO COTOVELO

A perda devida à curvatura do cotovelo é obtida da equação (2.12) fazendo  $V_{\text{ref}} = (c_{m7s} + c_{m8e})/2$ , ou seja,

$$Z_{\text{curcot}} = K_{\text{curcot}} \frac{(c_{m7s} + c_{m8e})^2}{8g} \quad (3.119)$$

onde  $K_{\text{cur}}$  é o coeficiente de perda localizada para uma curva com  $90^\circ$ .

#### 3.4.5.5 PERDA NO TRECHO FINAL

A perda no trecho final do tubo de sucção é tratada como uma perda (perda localizada) devida a uma expansão gradual cônica (perda no difusor) é obtida por

$$Z_{\text{avdif}} = K_{\text{dif}} \frac{c_{m8e}^2}{2g}, \quad (3.120)$$

onde  $K_{\text{dif}}$  é o coeficiente de perda localizada.

### 3.4.5.6 PERDA DE SAÍDA

A perda de saída do tubo de sucção é obtida da equação (2.14), ou seja,

$$Z_{\text{saídif}} = K_{\text{saídif}} \frac{c_{m8}^2}{2g} = \frac{c_{m8}^2}{2g}, \quad (3.121)$$

onde a velocidade média  $c_8$  é dada pela equação (3.65).

## 3.4.6 Perdas por Fuga

Conforme mencionado no Capítulo 2, a perda por fuga, representada pela vazão volumétrica,  $Q_f$ , é dada por

$$Q_f = Q - Q_R, \quad (3.122)$$

onde  $Q$  é a vazão da turbina e  $Q_R$  é a vazão que escoia através do rotor.

A vazão de fuga,  $Q_f$ , é composta pela vazão de fuga externa,  $Q_{fe}$ , e pela vazão de fuga interna,  $Q_{fi}$  (Figura 2.3), ou seja,

$$Q_f = Q_{fe} + Q_{fi}, \quad (3.123)$$

onde  $Q_{fe}$  é a vazão de água que escoia através do labirinto A localizado entre o anel inferior (solidário ao rotor) e a tampa inferior da turbina (Figura 2.4), e  $Q_{fi}$  é a vazão de água que escoia através do labirinto B localizado entre o anel superior (solidário ao rotor) e a tampa superior da turbina (Figura 2.4).

### 3.4.6.1 PERDA POR FUGA EXTERNA

A perda por fuga externa,  $Q_{fe}$ , é obtida da equação (2.24), ou seja,

$$Q_f = \mu A_L \sqrt{2\Delta p_L / \rho}, \quad (3.124)$$

onde o coeficiente  $\mu$  é obtido da equação (A.13) para labirintos lisos, ou seja,

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{f \frac{L_L}{2s_L} + (\zeta_E + \zeta_S)}} . \quad (3.125)$$

O fator de atrito de Darcy,  $f$ , pode ser obtido da equação (2.6),

$$f = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon}{3,7D_h} \right) + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]^2} \quad (3.126)$$

ou da equação (2.7),

$$f = \frac{0,30864}{\left\{ \log \left[ \frac{\varepsilon}{3,7D_h} + \frac{6,9}{Re} \right] \right\}^2} . \quad (3.127)$$

O número de Reynolds,  $Re$ , é dados por

$$Re = \frac{D_h c_L}{\nu} , \quad (3.128)$$

onde  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido (água) em escoamento, e o diâmetro hidráulico é

$$D_h = 2s_L , \quad (3.129)$$

onde  $s_L$  é a folga do labirinto (espaçamento entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina).

Em (3.125),  $L_L$  representa o comprimento do labirinto (Figura 2.4),  $\zeta_E$  é o coeficiente de perda de entrada (contração brusca) do labirinto e  $\zeta_S$  é o coeficiente de perda de saída (expansão brusca) do labirinto. Esses dois coeficientes são indicados no Apêndice A.

Em (3.124), a área anular do escoamento através do labirinto,  $A_L$ , é representada pela equação (A.16), ou seja,

$$A_L = \pi D_L s_L , \quad (3.130)$$

onde  $D_L$  é o diâmetro médio do labirinto (Figura 2.4).

A diferença de pressões estáticas entre a entrada e saída do labirinto,  $\Delta p_L$ , em (3.124), é obtida de forma aproximada por

$$\Delta p_L \cong p_3 - p_6. \quad (3.131)$$

Em (3.131),  $p_3 - p_6$  é determinada aproximadamente por

$$p_3 - p_6 \cong \rho \left( \frac{u_4^2 - r_5^2}{2} + \frac{w_6^2 - w_3^2}{2} + g Z_{hR} \right), \quad (3.132)$$

$\rho$  é a massa específica da água,  $u_4$  e  $u_5$  são as velocidades circunferenciais (velocidades tangenciais), respectivamente, na entrada e saída do rotor,  $w_3$  e  $w_6$  são as velocidades relativas, respectivamente, na entrada e saída do rotor, equações (3.49) e (3.57), e  $Z_{hR}$  são as perdas hidráulicas no rotor (equação 3.100).

#### 3.4.6.1 PERDA POR FUGA INTERNA

Um procedimento semelhante ao apresentado no Item 3.4.6.1 para a perda por fuga externa, pode ser aplicado para a determinação da perda por fuga interna,  $Q_{fi}$ . Nesse caso, a equação (3.125), usada para labirinto liso, deve ser substituída pela equação (A.15), usada para labirinto de canto (Figura 2.4), ou seja,

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + 0,02 \frac{L'_L}{s'_L} + 0,02 \frac{L''_L}{s''_L} \left( \frac{s'_L}{s''_L} \right)^2}}. \quad (3.133)$$

#### 3.4.7 Perda por Atrito Lateral

Conforme mencionado no Capítulo 2, a perda por atrito lateral,  $P_{al}$ , é representada em termos de potência perdida por atrito lateral. Em geral, a perda por atrito lateral (para cada recinto) é representada pela equação (2.25)

$$P_{al} = k_{al} \rho u_4^3 D_4^2. \quad (3.134)$$

Segundo Gülich (2003), a perda por atrito lateral (para cada recinto) é representada pela equação (2.34), ou seja,

$$P_{al} = \frac{k_{al}}{\cos \delta} \rho \omega^3 r_4^5 \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_4} \right)^5 \right], \quad (3.135)$$

Conforme é mostrado no Apêndice A, a perda por atrito lateral pode ser estimada de dois modelos distintos: um modelo não leva em consideração a vazão de fuga através dos recintos laterais e só considera a circulação do fluido nesses recintos sendo denominado de modelo sem vazão de fuga, o outro modelo considera a vazão de fuga através dos recintos laterais sendo denominado de modelo com vazão de fuga.

A seguir, são indicadas apenas as expressões para o cálculo do fator  $k_{al}$ , segundo Gülich (2003), que engloba não só os quatro regimes de escoamentos nos recintos laterais (2 laminares e dois turbulentos) como também a vazão de fuga:

Segundo Gülich (1999), os quatro regimes de escoamentos estabelecidos por Daily e Nece (1960) podem ser agrupados na seguinte expressão:

$$k_{al} = \frac{\pi}{2s_a^* Re} + \frac{0,02}{Re^{0,2}} \left( \frac{1+s_a^*}{1+0,5s_a^*} \right) k_{\varepsilon R} k_f. \quad (3.136.a)$$

Segundo Gülich (2003), para os quatro regimes de escoamentos estabelecidos por Daily e Nece (1960), e levando-se em consideração a influência da rotação do fluido (água) no recinto lateral para vazão de fuga igual a zero, tem-se a seguinte expressão:

$$k_{al} = \frac{\pi}{2s_a^* Re} + \frac{0,0625}{Re^{0,2}} (1-k_o)^{1,75} k_{\varepsilon R} k_f. \quad (3.136.b)$$

As expressões (3.135) e (3.136.a-b) são válidas para números de Reynolds,  $Re$ , maiores que 10, definido por

$$Re = \frac{\omega r_4^2}{\nu}, \quad (3.137)$$

onde  $\omega$  é a velocidade angular do rotor,  $r_4$  é o raio externo do rotor referente à linha média do escoamento no plano meridional e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido (água).

As demais grandezas em (3.136) e (3.137) são:

$$s_a^* = \frac{s_a}{r_4}, \quad (3.138)$$

onde  $s$  é o espaçamento no recito lateral.

$$k_o = \left[ 1 + \left( \frac{r_t}{r_4} \right)^2 \sqrt{\left( \frac{r_t}{r_4} + 5 \frac{s_b}{r_4} \right) \frac{c_{f_t}}{c_{f_R}}} \right]^{-1}, \quad (3.139)$$

onde  $k_o$  é o fator de rotação do fluido no recinto lateral com vazão de fuga nula,  $r_t$  é o raio externo do recinto lateral,  $s_a$  é a largura do labirinto,  $c_{f_t}$  é o coeficiente de atrito pelicular para a superfície da tampa da turbina e  $c_{f_R}$  é o coeficiente de atrito pelicular para a superfície externa do rotor.  $c_{f_t}$  e  $c_{f_R}$  são calculados pela seguinte expressão:

$$c_f = \frac{0,136}{\left[ -\log \left( 0,2 \frac{\varepsilon}{r_4} + \frac{12,5}{Re} \right) \right]^{2,15}}, \quad (3.140)$$

onde  $\varepsilon = \varepsilon_t$  é a rugosidade da superfície da tampa e  $\varepsilon = \varepsilon_R$  é a rugosidade da superfície externa do rotor.

$$k_{\varepsilon R} = \left[ \frac{\log \left( \frac{12,5}{Re} \right)}{\log \left( 0,2 \frac{\varepsilon}{r_4} + \frac{12,5}{Re} \right)} \right]^{2,15}, \quad (3.141)$$

onde  $k_{\varepsilon R}$  é um fator que leva em consideração o efeito da rugosidade da superfície.

$$k_f = \exp \left\{ -350 \varphi_f \left[ \left( \frac{r_4}{r_L} \right)^a - 1 \right] \right\}, \quad (3.142)$$

onde  $k_f$  é um fator que leva em consideração o efeito da vazão de fuga,  $r_L$  é o raio do labirinto,  $a=1$  e  $\varphi_f$  é o coeficiente de vazão de fuga dado por

$$\varphi_f = \frac{Q_f}{\pi r_4^2 u_4}. \quad (3.143)$$

Em (3.135),  $\delta$  representa o ângulo médio de inclinação entre o cubo e a cinta do rotor e  $r_i$  é o raio inferior do recinto lateral.

Para o caso de turbinas Francis lentas, a potência perdida por atrito lateral é

$$P_{al} = P_{al_{cinta}} + P_{al_{cubo}}, \quad (3.144)$$

onde  $P_{al_{cinta}}$  é a potência perdida por atrito lateral no recinto entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina, e  $P_{al_{cubo}}$  é a potência perdida por atrito lateral no recinto entre o cubo do rotor e a tampa superior da turbina, ambas calculadas por meio da equação (3.135), com  $K_{al}$  obtido da equação (3.136.a) ou da equação (3.136.b).

### 3.4.8 Perda por Atrito nas Superfícies Cilíndricas

Conforme mencionado no Capítulo 2, no caso de turbinas Francis normais e rápidas, a potência perdida por atrito lateral é aquela referente ao recinto entre o cubo do rotor e a tampa superior da turbina  $P_{al_{cubo}}$ . Nesse caso, a potência perdida por atrito entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina não se caracteriza como potência perdida por atrito lateral e deve ser determinada por um outro procedimento.

Segundo Güllich (2003), a potência perdida em superfícies cilíndricas é dada por

$$P_{cil} = k_{cil} \rho \omega^3 R^4 L, \quad (3.145)$$

onde  $R$  é o raio externo da cinta do rotor e  $L$  é o seu comprimento.  $K_{cil}$  é um fator representado por

$$k_{cil} = \frac{2\pi R}{s Re} + \frac{0,075}{Re^{0,2}} \left( \frac{1 + \frac{s}{R}}{1 + \frac{s}{2R}} \right) k_{\epsilon R}, \quad (3.146)$$

onde  $s$  é o espaçamento entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina e  $k_{\epsilon R}$  é dado pela equação (3.141).



### 3.4.9 Perdas Mecânicas

Conforme comentado no Capítulo 2, as perdas mecânicas são difíceis de ser determinadas com um certo grau de exatidão. No presente trabalho, essas perdas são quantificadas através do rendimento mecânico que é estimado em função da potência de eixo da turbina.

## 3.5 TRABALHOS ESPECÍFICOS (ALTURAS DE ENERGIA)

### 3.5.1 Alturas de Energia

No Capítulo 2, foram apresentados diversos trabalhos específicos. Para a predição teórica das características hidrodinâmicas de turbinas Francis do presente trabalho são utilizadas as alturas de energia (equações (2.53) até (2.58)), ao invés de trabalhos específicos, por ser ainda de utilização clássica na área de turbinas hidráulicas, ou seja,

$$H_{pá_\infty} = (u_4 c_{u4} - u_5 c_{u5}) / g, \quad (3.147)$$

$$H_{pá} = (u_4 c_{u3} - u_5 c_{u6}) / g, \quad (3.148)$$

$$H_{pá} \cong H_{pá_\infty}, \quad (\text{relação aproximada}), \quad (3.149)$$

$$H_{pá_\infty} = \frac{H_{pá}}{1 + p}, \quad (\text{relação de acordo com Pfleiderer, 1979}), \quad (3.150)$$

$$H = H_{pá} + (Z_{hC} + Z_{hP} + Z_{hD} + Z_{hR} + Z_{hT} + Z_{hPD} + Z_{hDR}) \quad (3.151)$$

e

$$H_i = H_{pá} - (Z_f + Z_{al}). \quad (3.152)$$

### 3.5.2 Grandezas Unitárias

Na área de turbomáquinas, especificamente na área de turbinas hidráulicas é comum o uso de grandezas unitárias. Essas grandezas são definidas para uma turbina denominada

unitária que tem um diâmetro de referência (em geral, o diâmetro  $D_{4e}$ ) igual a 1 (um), um trabalho específico (ou altura de queda líquida) igual a 1 (um) e uma massa específica do fluido (água) igual a 1 (um). Essas grandezas são simbolizadas pelo índice 11 (um-um). Das leis de afinidade de turbomáquinas, resultam as seguintes grandezas unitárias dimensionais:

**a) Rotação unitária**

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}}. \quad (3.153)$$

**b) Vazão unitária**

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}. \quad (3.154)$$

**c) Potência de eixo unitária**

$$P_{e11} = \frac{P_{e11}}{D^2 H^{3/2}}. \quad (3.155)$$

## 3.6 POTÊNCIAS

As seguintes potências são utilizadas no procedimento para a obtenção das características hidrodinâmicas do Capítulo 4.

### 3.6.1 Potência Hidráulica

$$P_h = \rho Q Y = \rho g Q H. \quad (3.156)$$

### 3.6.2 Potência do Rotor

$$P_{pá} = \rho Q_R Y_{pá} = \rho g Q_R H_{pá}. \quad (3.157)$$

### 3.6.3 Potência Interna

$$P_i = \rho Q Y_i = \rho g Q H_i. \quad (3.158)$$

A potência de eixo pode ser obtida da potência hidráulica,  $P_h$ , e do rendimento total,  $\eta$ , da turbina Francis, que será apresentado a seguir.

## 3.7 RENDIMENTOS

Os seguintes rendimentos são utilizados no procedimento para a obtenção das características hidrodinâmicas do Capítulo 4.

### 3.7.1 Rendimento Total da Turbina

$$\eta = \frac{H - (Z_h - Z_f - Z_{al} - Z_m)}{H} = \frac{P_e}{P_h} = \eta_i \eta_m \cong \eta_h \eta_f \eta_{al} \eta_m \quad (3.159)$$

### 3.7.2 Rendimento Hidráulico

$$\eta_h = \frac{H_{pá}}{H} = \frac{H - Z_h}{H} = \frac{P_{pá}}{\eta_f P_h} \quad (3.160)$$

onde  $\eta_f$  é o rendimento de fuga, definido em (3.161).

### 3.7.3 Rendimento de Fuga

$$\eta_f = \frac{Q_R}{Q_R + Q_f} = \frac{Q_R}{Q}, \quad (3.161)$$

onde  $Q_R$  é a vazão do rotor,  $Q$  é a vazão da turbina e  $Q_f$  é a vazão de fuga conforme a equação (2.23).

### 3.7.4 Rendimento de Atrito Lateral

$$\eta_{al} = \frac{P_i}{P_i + P_{al}}, \quad (3.162)$$

### 3.7.5 Rendimento Interno

$$\eta_i = \frac{H_i}{H} = \frac{H - (Z_h + Z_f + Z_{al})}{H} = \frac{P_i}{P_h} = \eta_h \eta_f \eta_{al}, \quad (3.163)$$

### 3.7.6 Rendimento Mecânico

$$\eta_m = \frac{H_i - Z_m}{H_i} = \frac{P_e}{P_i}, \quad (3.164)$$

## Capítulo 4

# PROCEDIMENTO PARA A OBTENÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS HIDRODINÂMICAS

A metodologia apresentada no Capítulo 3 permite obter teoricamente as características hidrodinâmicas de turbinas Francis numa ampla faixa de sua operação. Para um determinado tipo de perda, foram apresentadas no Capítulo 2 algumas correlações propostas por diversos autores. Essas correlações foram utilizadas neste trabalho com o objetivo de compará-las entre si e de melhorar a qualidade dos resultados obtidos da predição teórica. Também, foram consideradas algumas correlações para analisar o escoamento não-guiado através dos espaços entre o pré-distribuidor e o distribuidor e entre o distribuidor e o rotor. Essas correlações foram devidamente consideradas na rotina computacional escrita em linguagem MATLAB<sup>®</sup> que foi desenvolvida no presente trabalho.

Conforme foi comentado no Capítulo 3, a predição teórica das características hidrodinâmicas de turbina Francis envolve a análise do escoamento através de cada componente hidromecânico isoladamente. O procedimento marcha através da turbina, na direção do escoamento, desde a entrada na caixa espiral até a saída na extremidade final do tubo de sucção. Tal procedimento não deve ser feito diretamente nessa seqüência, por vários motivos, por exemplo: 1) a vazão através do rotor,  $Q_R$  (desconhecida, em princípio), não é igual à vazão da turbina,  $Q$  (a diferença entre  $Q$  e  $Q_R$  está relacionada ao rendimento de fuga, que por sua vez depende das características do escoamento no rotor); 2) a perda por choque na entrada do rotor, em uma das correlações apresentadas no Capítulo 2, depende não só de  $Q_R$  como da altura de queda líquida,  $H$ , e do rendimento hidráulico,  $\eta_h$ , ambos, em princípio, desconhecidos; 3) a perda por atrito lateral, em uma das correlações apresentadas no Capítulo 2, de-

pende da vazão de fuga (também, em princípio, desconhecida). Esses e outros detalhes são esclarecidos na seqüência para o desenvolvimento da rotina computacional.

## 4.1 DADOS DE ENTRADA

Os dados de entrada da rotina computacional estão relacionados às grandezas geométricas da turbina Francis, aos diversos coeficientes empíricos que são considerados constantes, às propriedades do fluido (água) operado pela turbina e às grandezas ou variáveis de controle. A seguir, um breve comentário será feito a respeito desses dados.

### 4.1.1 Dados Geométricos

Basicamente, a metodologia proposta neste trabalho para a predição teórica das características hidrodinâmicas de turbinas Francis leva em consideração somente a geometria da turbina definida pelas dimensões principais dos seus componentes hidromecânicos mais importantes. Todas as grandezas geométricas necessárias para a predição teórica foram colocadas em tabelas no Capítulo 3 para os diversos componentes da turbina Francis. No momento, recorda-se que essas grandezas geométricas são referentes aos seguintes componentes: 1) caixa espiral (C), 2) pré-distribuidor (P), 3) espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor (PD), 4) distribuidor (D), 5) espaço entre o distribuidor e o rotor (DR), 6) rotor (R), 7) tubo de sucção (T), 8) labirinto da cinta (folga entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina), 9) labirinto do cubo (folga entre o cubo do rotor e a tampa superior da turbina), 10) recinto lateral superior (recinto entre o cubo do rotor e a tampa superior da turbina) e 11) recinto lateral inferior ou recinto anular (recinto entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina).

### 4.1.2 Dados de Coeficientes Empíricos Constantes

Além das grandezas geométricas, alguns coeficientes empíricos, que são considerados constantes, compõem os dados de entrada: 1) coeficiente de perda devida à curvatura da caixa

espiral,  $\zeta_{\text{curC}}$ , 2) coeficiente de perda devida à curvatura do tubo de sucção,  $\zeta_{\text{curT}}$ , 3) coeficiente de perda por choque na entrada do pré-distribuidor,  $\zeta_{\text{chP}}$ , 4) coeficiente de perda por choque na entrada do distribuidor,  $\zeta_{\text{chD}}$ , 5) coeficiente de perda por choque na entrada do rotor,  $\zeta_{\text{chR}}$ , 6) coeficiente de perda de mistura na saída do pré-distribuidor,  $\zeta_{\text{mwP}}$ , 7) coeficiente de perda de mistura na saída do distribuidor,  $\zeta_{\text{mwD}}$ , 8) coeficiente de perda de mistura na saída do rotor,  $\zeta_{\text{mwR}}$ , 9) coeficiente de perda por turbilhonamento,  $\zeta_{\text{tur}}$ , 10) coeficiente de correção para o escoamento não-guiado entre o pré-distribuidor e o distribuidor no modelo com vórtice-livre corrigido,  $\lambda_{\text{PD}}$ , 11) coeficiente de correção para o escoamento não-guiado entre o distribuidor e o rotor no modelo com vórtice-livre corrigido,  $\lambda_{\text{DR}}$ , 12) coeficiente empírico para o cálculo do fator de deficiência de potência,  $\psi'$ , 13) coeficiente de perda localizada devida à contração brusca na entrada do labirinto liso,  $K_c$ , 14) coeficiente de perda localizada devida à expansão brusca na saída do labirinto liso,  $K_e$ , 15) coeficiente de perda por atrito lateral,  $k_{\text{al}}$ , no modelo onde a perda por atrito lateral é considerada constante.

### 4.1.3 Dados de Propriedades da Água em Escoamento

Os valores de massa específica,  $\rho$ , e de viscosidade absoluta,  $\mu$ , da água são considerados constantes e podem ser obtidos de tabelas disponíveis em qualquer livro de mecânica dos fluidos para uma certa temperatura e, portanto, podem ser colocados como dados de entrada. Na rotina computacional desenvolvida neste trabalho, apenas a temperatura da água foi considerada como dado de entrada. Os valores de  $\rho$  e de  $\mu$  foram calculados por meio de expressões empíricas, Potter e Wiggert. (1997), em função da temperatura da água.

### 4.1.4 Dados de Variáveis de Controle

As variáveis de controle consideradas neste trabalho são as várias rotações,  $n$ , as várias vazões,  $Q$ , e as várias aberturas do distribuidor,  $a$ , da turbina Francis. Essas variáveis são adotadas de um modo consistente, permitindo calcular as características hidrodinâmicas da turbina Francis dentro de certas faixas de valores compatíveis com o tipo de turbina. Essas

faixas de valores de  $n$ ,  $Q$  e  $a$ , e os incrementos correspondentes  $\Delta n$ ,  $\Delta Q$  e  $\Delta a$  para cada faixa, dependem muito do critério do analista da turbina.

Como foi salientado anteriormente, a metodologia do presente trabalho não exige a fixação de nenhuma dessas variáveis de controle como grandeza ótima de funcionamento (grandeza referente ao ponto de rendimento total máximo). A única exigência é no sentido de estabelecer limites apropriados (faixas apropriadas) de valores para  $n$ ,  $Q$  e  $a$ , como foi comentado acima. A rotina computacional desenvolvida trata de buscar convenientemente o ponto de rendimento total máximo da turbina Francis, ou seja, ela calcula os valores de  $n_{ót}$ ,  $Q_{ót}$  e  $a_{ót}$ . Esse procedimento é explicado no Item 4.4.

## 4.2 CÁLCULO DAS DIVERSAS GRANDEZAS

Neste item, são apresentadas as diversas seqüências de cálculos utilizadas na rotina computacional para a obtenção dos valores das grandezas de interesse. Numa primeira seqüência de cálculos, a rotina computacional realiza alguns cálculos preliminares e faz também os cálculos de velocidades na caixa espiral, pré-distribuidor, distribuidor e tubo de sucção. Numa segunda seqüência de cálculos, faz os cálculos de velocidades no rotor, os cálculos de todos os coeficientes de perdas por atrito viscoso e os cálculos das diversas perdas hidráulicas na caixa espiral, pré-distribuidor e distribuidor. Na terceira seqüência de cálculos, a rotina computacional faz os cálculos das diversas perdas hidráulicas no rotor e no tubo de sucção. Ainda nessa seqüência de cálculos, faz os cálculos das perdas por fuga e o cálculo da vazão através do rotor,  $Q_R$ . Na quarta seqüência de cálculos, a rotina computacional calcula a perda por atrito lateral e diversas características hidrodinâmicas da turbina Francis. Nessa seqüência de cálculos, e somente para a primeira vez que a rotina computacional faz esse cálculo, obtém-se, de modo aproximado, os valores de altura de queda líquida,  $H$ , e de rendimento hidráulico,  $\eta_h$ . Finalmente, os resultados obtidos da rotina computacional (dados de saída) são devidamente tratados e apresentados na forma de gráficos. No que segue, alguns comentários são feitos sobre essas seqüências de cálculos.

### 4.2.1 Primeira Seqüência de Cálculos



#### **4.2.1.1 CÁLCULOS PRELIMINARES**

Todos os cálculos de várias grandezas são realizados nessa etapa de cálculos, ou seja: passos das palhetas fixas, passo das pás, fatores de estrangulamento (bloqueio) geométrico na entrada e saída das palhetas fixas e das pás, algumas grandezas geométricas das palhetas fixas e das palhetas diretrizes, etc. Deve-se recordar que o passo das palhetas diretrizes, fatores de estrangulamento (bloqueio) na entrada e na saída das palhetas diretrizes e outras grandezas relacionadas às palhetas diretrizes dependem da abertura do distribuidor e, portanto, devem ser indexadas com  $a$  (abertura do distribuidor).

#### **4.2.1.2 CÁLCULOS DE VELOCIDADES NA CAIXA ESPIRAL, PRÉ-DISTRIBUIDOR, DISTRIBUIDOR E TUBO DE SUÇÃO**

Todas as velocidades do escoamento (módulos, componentes e ângulos) na entrada e na saída da caixa espiral, pré-distribuidor, distribuidor e tubo de sucção são calculadas nesta etapa. Todas as variáveis (velocidades) são indexadas com  $n$ ,  $Q$ ,  $a$ , conforme foi colocado em tabelas no Capítulo 3.

### **4.2.2 Segunda Seqüência de Cálculos**

#### **4.2.2.1 CÁLCULOS DE VELOCIDADES NO ROTOR**

Todas as velocidades do escoamento (módulos, componentes e ângulos) na entrada e na saída do rotor são calculadas nesta etapa. Todas as variáveis (velocidades) são indexadas com  $n$ ,  $Q_R$ ,  $a$ , conforme foi colocado em tabelas no Capítulo 3.

#### **4.2.2.2 CÁLCULOS DE COEFICIENTES DE PERDAS POR ATRITO VISCOSO**

Todos os coeficientes de perdas por atrito viscoso são calculados nesta etapa e são indexados com  $n$ ,  $Q$ ,  $a$ , conforme foi colocado em tabelas no Capítulo 3.

#### **4.2.2.3 CÁLCULOS DE PERDAS HIDRÁULICAS NA CAIXA ESPIRAL, PRÉ-DISTRIBUIDOR E DISTRIBUIDOR**

Todas as perdas hidráulicas (perdas por atrito viscoso, perda devida à curvatura, perdas por choque na entrada e perda de mistura) na caixa espiral, no pré-distribuidor e no

distribuidor são calculadas nesta etapa e são indexadas com  $n$ ,  $Q$ ,  $a$ , conforme foi colocado em tabelas no Capítulo 3.

#### 4.2.2.4 INCLUSÃO DE VARIÁVEIS INICIAIS

Esse passo não se aplica para a primeira vez que a rotina computacional faz o cálculo, na qual se utiliza o modelo de perda por choque na entrada do rotor, equação (3.103), de Ueda (1980). Na segunda vez que a rotina computacional faz esse cálculo, e uma vez obtidos os valores de altura de queda líquida, de rendimento hidráulico e de outros valores ótimos, se utiliza o modelo de perda por choque na entrada do rotor, equação (3.104), segundo Raabe (1985), que está em função desses termos. Novamente, a altura de queda líquida e o rendimento hidráulico devem ser indexados com  $n$ ,  $Q$ ,  $a$ .

### 4.2.3 Terceira Seqüência de Cálculos

#### 4.2.3.1 CÁLCULOS DE PERDAS HIDRÁULICAS NO ROTOR E NO TUBO DE SUÇÃO

Todas as perdas hidráulicas (perda por choque na entrada do rotor, perda de mistura no rotor, perda devida ao turbilhonamento no tubo de sucção, perda devida à curvatura do tubo de sucção, perda de saída no tubo de sucção e perdas por atrito viscoso no tubo de sucção e no rotor) são calculadas nesta etapa e são indexadas com  $n$ ,  $Q$ ,  $a$ , conforme foi colocado em tabelas no Capítulo 3.

#### 4.2.3.2 CÁLCULO DE PERDAS POR FUGA

A perda por fuga através do labirinto entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina,  $Q_{fe}$ , e a perda por fuga através do labirinto entre o cubo do rotor e a tampa superior da turbina,  $Q_{fi}$ , são calculadas nesta etapa e são indexadas com  $n$ ,  $Q$ ,  $a$ , conforme foi colocado em tabelas no Capítulo 3.

#### 4.2.3.3 CÁLCULO DA VAZÃO DO ROTOR

Uma vez que foram calculadas as perdas por fuga,  $Q_{fe}$  e  $Q_{fi}$ , determina-se a vazão através do rotor,  $Q_R$ , que também deve ser indexada com  $n$ ,  $Q$ ,  $a$ , conforme foi colocado

em tabelas no Capítulo 3. De posse de  $Q_R$ , a rotina computacional recomeça os cálculos a partir da segunda seqüência de cálculos, conforme o fluxograma apresentado na Figura 4.1.

## 4.2.4 Quarta Seqüência de Cálculos

### 4.2.4.1 CÁLCULOS DE PERDAS POR ATRITO LATERAL

As perdas por atrito lateral são calculadas considerando as diversas correlações apresentadas no Apêndice A. Essas perdas também devem ser indexadas com  $n$ ,  $Q$ ,  $a$ , conforme foi colocado em tabelas no Capítulo 3.

### 4.2.4.2 CÁLCULO DE DIVERSAS CARACTERÍSTICAS HIDRODINÂMICAS

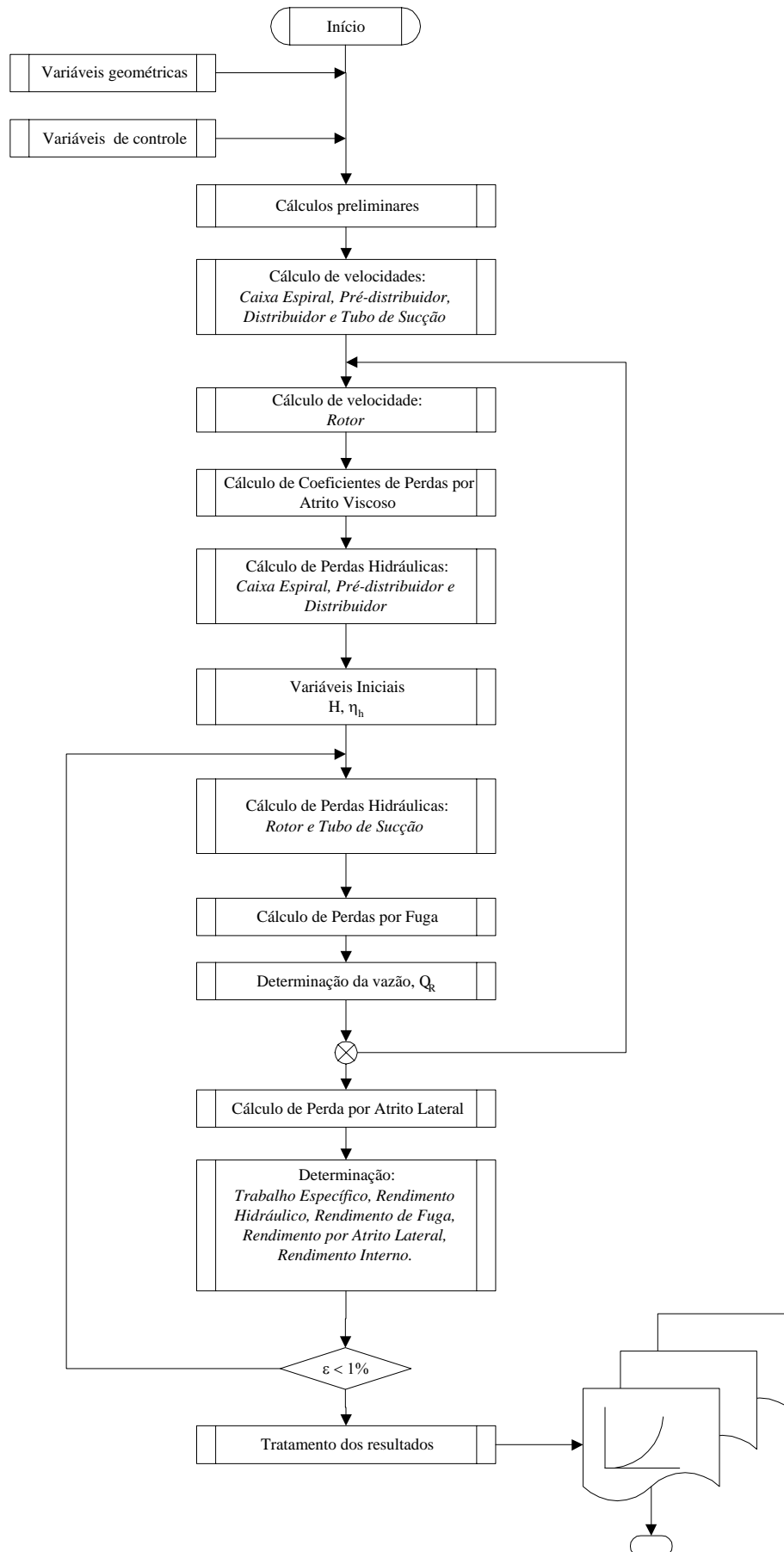
Nesta etapa, todas as grandezas de interesse são calculadas: altura de queda líquida, rendimento hidráulico, rendimento de fuga, rendimento de atrito lateral, rendimento interno, potência de eixo, etc. Essas grandezas também devem ser indexadas com  $n$ ,  $Q$ ,  $a$ , conforme as tabelas no Capítulo 3. Após essa etapa, a rotina computacional refina os cálculos a partir da terceira seqüência de cálculos, conforme o fluxograma apresentado na Figura 4.1.

## 4.3 DADOS DE SAÍDA

Após realizar todos os cálculos, os resultados são devidamente tratados e colocados na forma de gráficos utilizando os recursos do MATLAB®.

### **Algumas considerações sobre a rotina computacional:**

No primeiro cálculo realizado, a rotina computacional permite calcular o valor da vazão em torno da qual estaria o valor de vazão ótima e o valor de rotação ótima, assim como os valores de altura de queda líquida e rendimento hidráulico ótimos, utilizando correlações de perdas no rotor que não leva em consideração esses valores ótimos. Nessa primeira aproximação, não se leva em consideração a variação de rotação na perda hidráulica por choque na entrada do rotor. Uma vez estimados os valores ótimos, recalcula-se as perdas que ocorrem nos diversos componentes hidromecânicos da turbina Francis.



**Figura 4.1** Fluxograma para o cálculo das diversas características hidrodinâmicas

Para o caso da segunda barrida, no cálculo da perda por choque na entrada no rotor, se realiza uma iteração dos valores de altura de queda líquida,  $H$ , obtidos para todas as combinações de rotação,  $n$ , vazão,  $Q$ , e abertura do distribuidor,  $a$ , devido à utilização dessa grandeza nos cálculos de esta perda.

No modelo de perda por choque na entrada do rotor não se conhece, em princípio, o valor de altura de queda líquida,  $H$ , e o valor de rendimento hidráulico,  $\eta_h$ , para cada combinação de rotação, vazão, e abertura do distribuidor, que esta perda é calculada mediante tentativa e erro.

Devido ao fato de que a formulação para o cálculo da perda por fuga considerar o termo das perdas hidráulicas na turbina, o primeiro cálculo das velocidades no rotor é feito com o valor de vazão da turbina,  $Q$  (ao invés do valor de vazão do rotor,  $Q_R$ ), sem considerar a vazão de fuga através dos labirintos existentes entre o rotor e as partes fixas da turbina (tampas inferior e superior). Dessa forma, pode-se estimar as perdas hidráulicas nesse componente. Recalcula-se a vazão que vai atravessar efetivamente o rotor, assim como as perdas que ocorrem tanto no rotor como no tubo de sucção, já que neste último componente a perda por turbilhonamento está em função dos componentes meridional e circunferencial da velocidade absoluta na saída do rotor. A vazão de fuga pode ser calculada para labirintos cilíndricos do tipo liso ou do tipo ranhurado, que são as formas mais comuns em turbinas Francis.

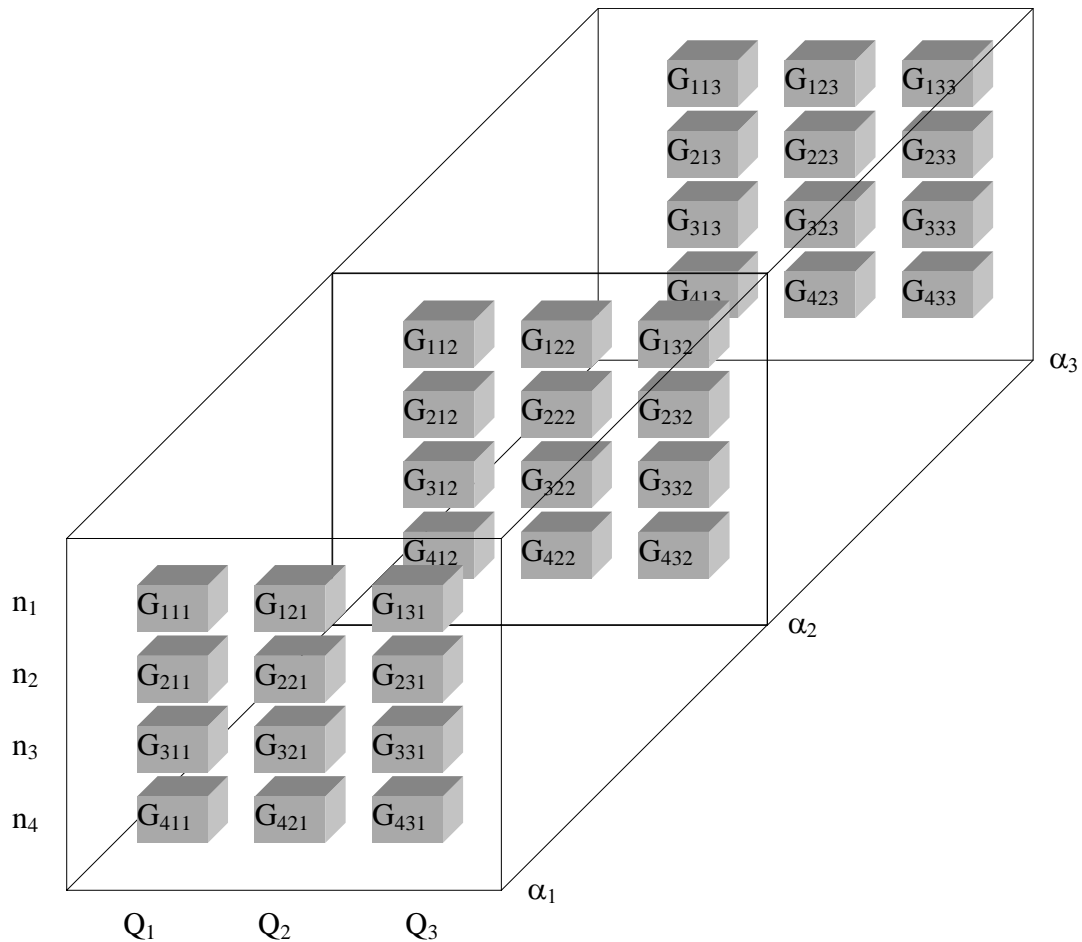
#### **4.4 PROCEDIMENTO PARA A OBTENÇÃO DAS DIVERSAS GRANDEZAS DE INTERESSE**

O fato de ter armazenado cada cálculo de velocidades e de perdas para todas as combinações possíveis das variáveis de controle (rotação, vazão e abertura), é um procedimento importante, porque até este momento foram obtidos valores de altura de queda líquida correspondentes a cada condição; então é preciso obter cada uma destas características para uma altura de queda líquida constante.

Esquemáticamente, todas as grandezas que foram calculadas formam uma matriz tridimensional, Figura 4.2, cuja dimensão depende do número de variáveis de controle utilizadas, que poderia ser uma matriz multidimensional sem representação gráfica.

Se for traçado um plano longitudinal imaginário nessa matriz, obtém-se as características hidrodinâmicas para uma rotação constante qualquer. Se for traçado um plano transver-

sal imaginário obtém-se as características hidrodinâmicas para uma abertura do distribuidor constante, em função da variação de rotação e vazão, obtendo-se, portanto, as características hidrodinâmicas para uma altura de queda líquida variável em ambos casos.

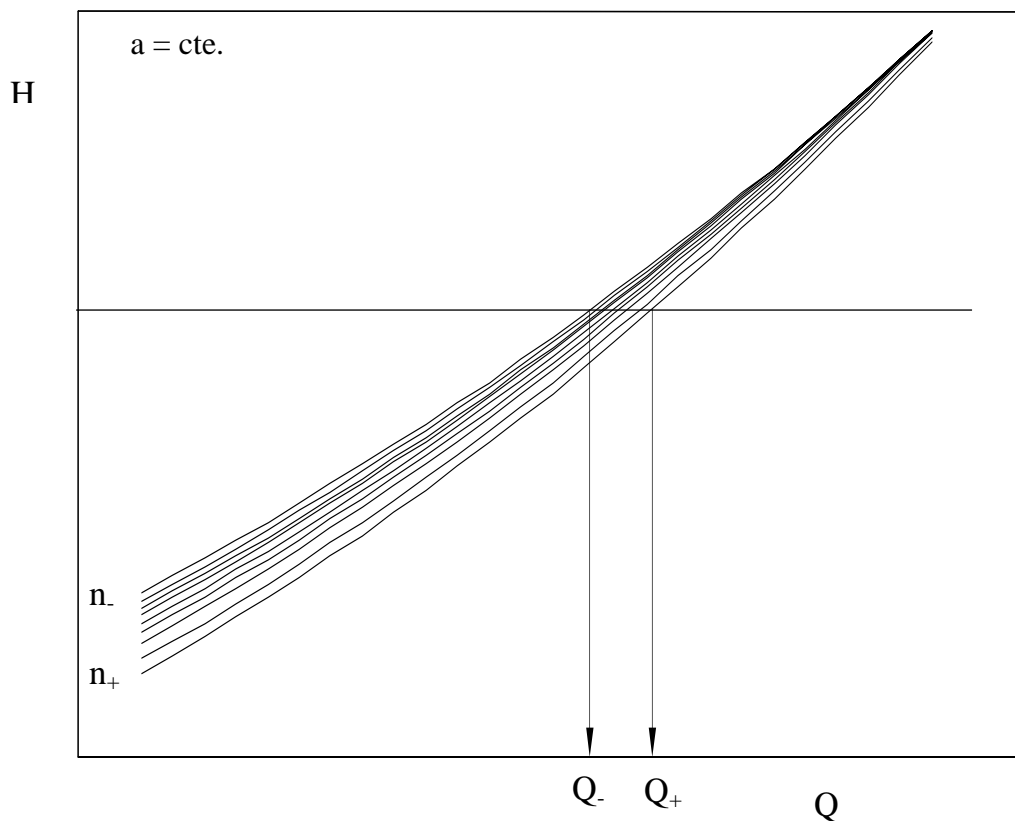


**Figura 4.2** Ilustração de matriz multidimensional representando as diversas grandezas de interesse

Deve-se observar que os resultados de todos os cálculos feitos, desde os cálculos preliminares, passando pelas velocidades, perdas e características hidrodinâmicas até os rendimentos, estariam armazenados de acordo com a representação esquemática da Figura 4.2. Todavia, serão denominadas como grandezas,  $G$ , todos os parâmetros ou variáveis mais representativos para a predição teórica das características hidrodinâmicas que é o objetivo deste trabalho. Portanto, a grandeza  $G$  representa principalmente: altura de queda líquida,  $H$ , perdas hidráulicas nos componentes nos diversos componentes hidromecânicos da turbina Francis,  $Z_{h_C}$ ,  $Z_{h_P}$ ,  $Z_{h_D}$ ,  $Z_{h_R}$ ,  $Z_{h_T}$ , rendimento hidráulico,  $\eta_h$ , rendimento de fuga,  $\eta_f$ , rendimento de atrito lateral,  $\eta_{al}$ , rendimento interno,  $\eta_i$ , rendimento total,  $\eta$ , etc.

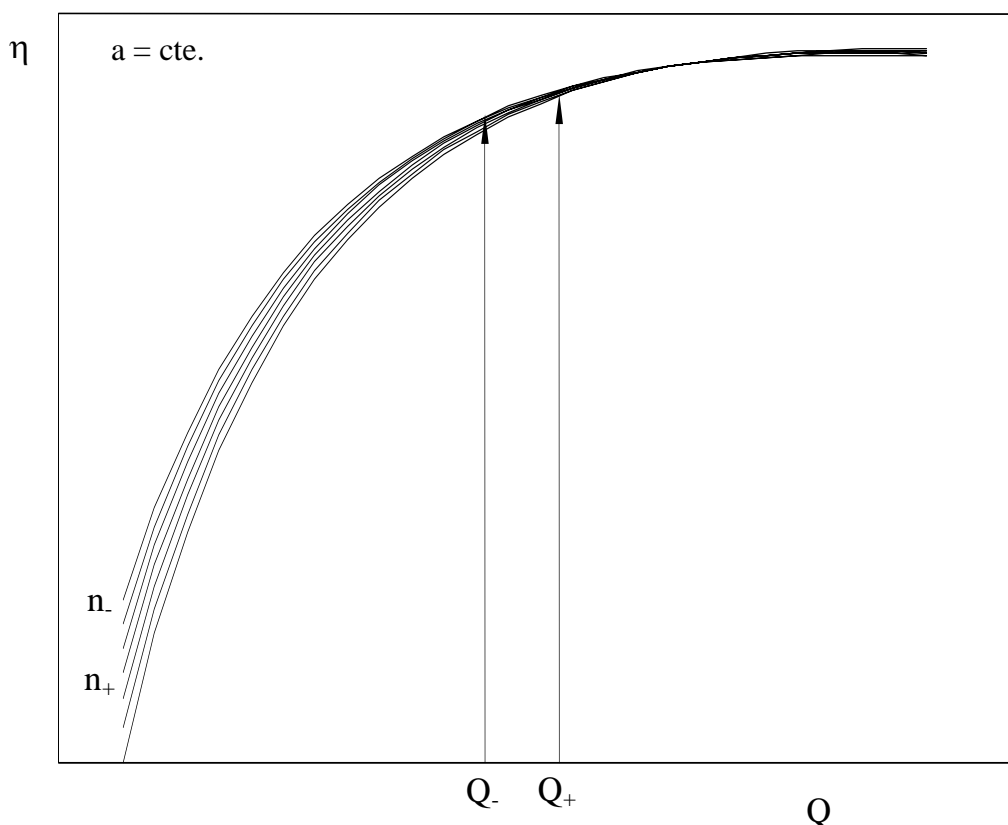
Para obter as características hidrodinâmicas em função da rotação com uma abertura do distribuidor fixa, considera-se todas as curvas  $H \times Q$  para cada rotação,  $n$ , e interpola-se as vazões correspondentes a cada curva para uma altura de queda líquida,  $H$ , constante, conforme é mostrado na Figura 4.3. A Figura 4.3 é a representação gráfica dos resultados armazenados num plano transversal ou matriz bidimensional de uma determinada grandeza,  $G$ , neste caso, a altura de queda líquida,  $H$ . Então, para uma abertura,  $a$ , constante, tem-se:

$$\begin{array}{c}
 n_1 \\
 n_2 \\
 n_3 \\
 \vdots \\
 n_i
 \end{array}
 \begin{bmatrix}
 H_{11} & H_{12} & H_{13} & \cdots & H_{1j} \\
 H_{21} & H_{22} & H_{23} & \cdots & H_{2j} \\
 H_{31} & H_{32} & H_{33} & \cdots & H_{3j} \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\
 H_{i1} & H_{i2} & H_{i3} & \cdots & H_{ij}
 \end{bmatrix}
 \begin{array}{c}
 Q_1 \\
 Q_2 \\
 Q_3 \\
 \cdots \\
 Q_j
 \end{array}$$



**Figura 4.3** Altura de queda líquida,  $H$ , em função da vazão,  $Q$ , para diversas rotações,  $n$ , com abertura do distribuidor,  $a$ , constante. Obtenção das vazões correspondentes para altura de queda líquida,  $H$ , constante

Com os valores de vazões obtidos, pode-se determinar as características hidrodinâmicas da turbina Francis para essas condições, interpolando as curvas dessas grandezas para cada rotação, conforme mostra um exemplo na Figura 4.4. Nesse exemplo, o rendimento total da turbina Francis é plotado em função da vazão para diversas rotações mantendo-se a abertura do distribuidor fixa.

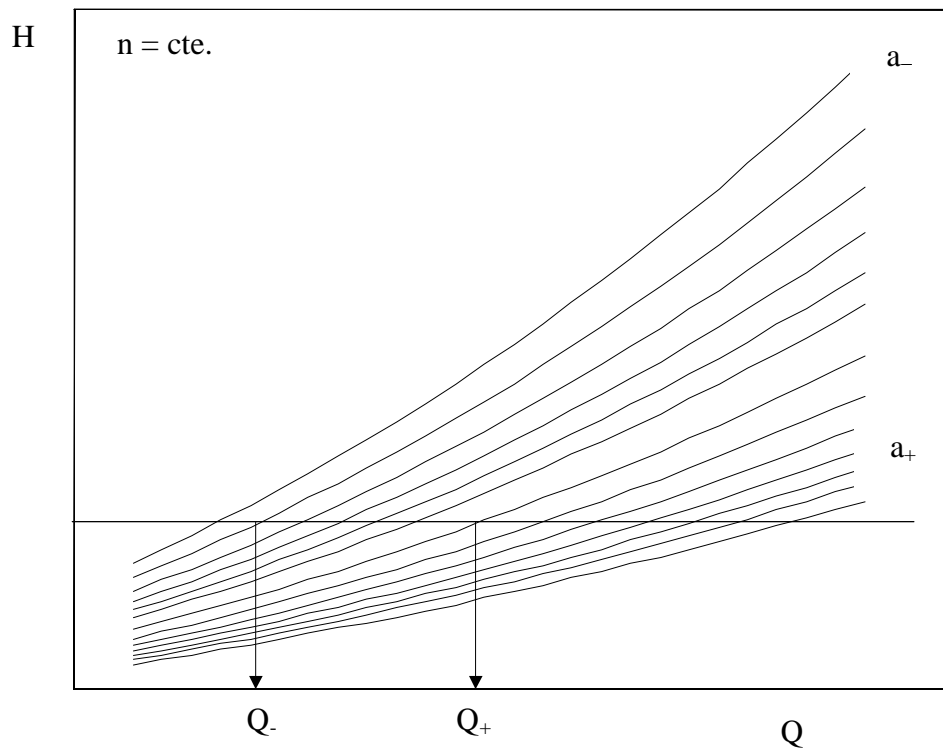


**Figura 4.4** Rendimento total,  $\eta$ , em função da vazão,  $Q$ , para diversas rotações,  $n$ , com abertura do distribuidor,  $a$ , constante. Obtenção dos valores da grandeza,  $G$ , de interesse para altura de queda líquida,  $H$ , especificada

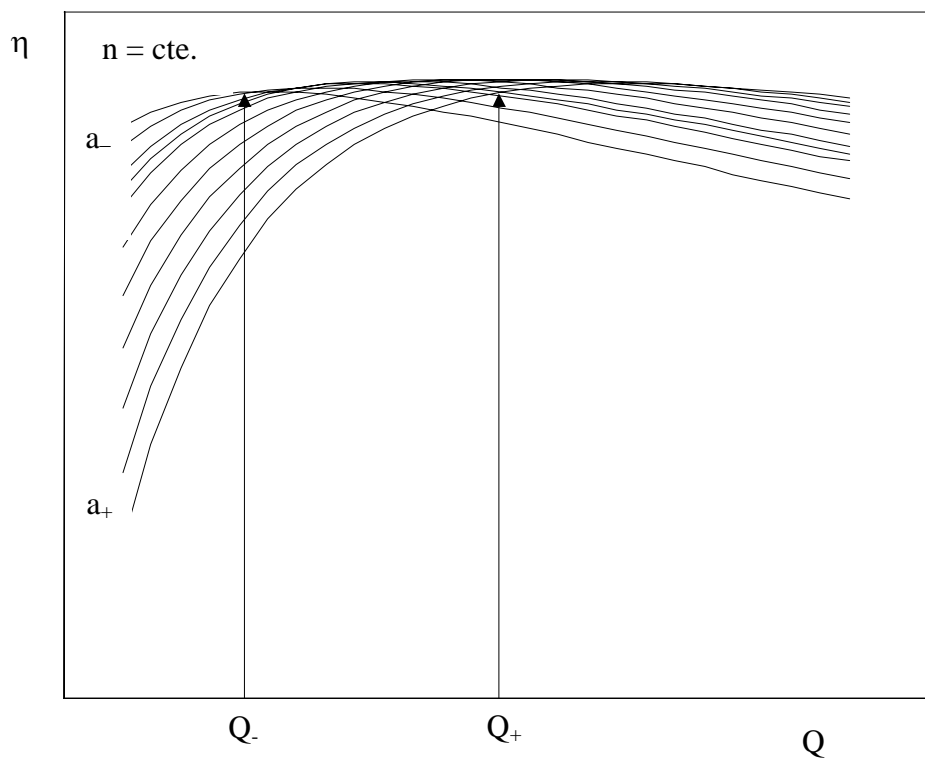
De forma análoga, pode-se obter a variação das características hidrodinâmicas da turbina Francis em função da vazão (portanto, variação de abertura do distribuidor) para uma rotação constante e uma determinada altura de queda líquida.

A Figura 4.5 é a representação gráfica de um plano longitudinal imaginário ou matriz bidimensional que contém os valores da altura de queda líquida em função da vazão para diferentes aberturas do distribuidor mantendo-se a rotação constante.





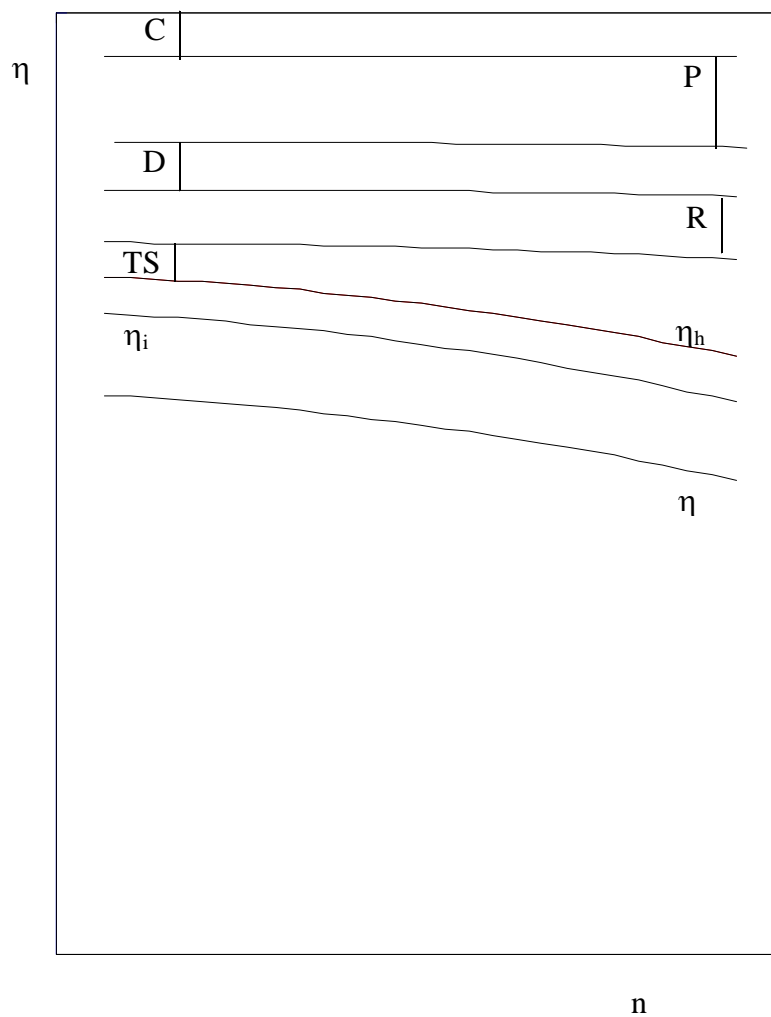
**Figura 4.5** Altura de queda líquida,  $H$ , em função da vazão,  $Q$ , para diversas aberturas do distribuidor,  $a$ , com rotação,  $n$ , constante. Obtenção das vazões correspondentes para altura de queda líquida,  $H$ , constante



**Figura 4.6** Grandeza de interesse,  $G \equiv \eta$ , em função da vazão,  $Q$ , para diversas aberturas do distribuidor,  $a$ , com rotação,  $n$ , constante. Obtenção da grandeza,  $G$ , de interesse

A Figura 4.6 é a representação gráfica de um plano longitudinal imaginário ou matriz bidimensional que contém os valores do rendimento total em função da vazão para diferentes aberturas do distribuidor mantendo-se a rotação constante.

Dessa forma, são obtidos os valores de cada grandeza,  $G$ , para as condições normais de operação da turbina Francis, obtendo-se gráficos semelhantes aos da Figura 4.7.



**Figura 4.7** Perdas nos diversos componentes hidromecânicos da turbina Francis em função da rotação,  $n$ , para abertura do distribuidor,  $a$ , fixa e altura de queda líquida,  $H$ , constante

## Capítulo 5

# APLICAÇÃO DA METODOLOGIA, RESULTADOS E ANÁLISES

Neste capítulo, é apresentada uma aplicação da metodologia proposta no presente trabalho. Para essa finalidade, é utilizada uma turbina-modelo do tipo Francis de  $n_{qA} = 266$ . Da geometria dessa turbina e da metodologia apresentada anteriormente, vários resultados teóricos foram obtidos por meio da rotina computacional desenvolvida neste trabalho. Esses resultados são comparados com os resultados experimentais obtidos da turbina-modelo. Diversos comentários e análises são feitos sobre esses resultados.

## 5.1 GEOMETRIA DA TURBINA-MODELO

A turbina-modelo do tipo Francis de  $n_{qA} = 266$  é um modelo reduzido (escala 1:3) de uma turbina homóloga da Usina Hidrelétrica de Alto Fêmeas II da COELBA – Companhia de Eletricidade do Estado da Bahia. As grandezas geométricas principais dessa turbina-modelo, que são necessárias para a predição teórica das suas características hidrodinâmicas, são apresentadas para cada componente hidromecânico nas Tabelas 5.1 até 5.6 relacionadas abaixo. Os valores referentes a essas grandezas são valores médios obtidos de desenhos. Vale ressaltar que, conforme o Relatório Final UMSA/FUPAI (1989) elaborado pelas equipes da UMSA (Usiminas Mecânica S. A.) e do LHPCH (Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas), os ângulos médios das pás medidos na linha média apresentaram uma variação de  $5,3^\circ$  para a entrada e de  $3,0^\circ$  para a saída em relação aos respectivos ângulos de projeto.

**Tabela 5.1** Simbologia, descrição e valor das grandezas geométricas principais da caixa espiral

<b>Simbologia</b>	<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$D_C$	Diâmetro de entrada da caixa espiral	314,27	mm
$L_{inj}$	Comprimento do trecho de entrada	380,00	mm
$D_{1C}$	Diâmetro de entrada do caracol	304,45	mm
$D_{2C}$	Diâmetro da caixa espiral a 180°	187,96	mm
$L_C$	Comprimento desenvolvido do caracol	1501,00	mm
$\alpha_C$	Ângulo da caixa espiral	14	°

**Tabela 5.2** Simbologia, descrição e valor das grandezas geométricas principais do pré-distribuidor

<b>Simbologia</b>	<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$N_{pf}$	Número de palhetas fixas	18	-
$D_{1P}$	Diâmetro de entrada do pré-distribuidor	456,12	mm
$D_{2P}$	Diâmetro de saída do pré-distribuidor	397,22	mm
$\ell_P$	Comprimento da corda da palheta fixa	61,02	mm
$\alpha_{1P}^*$	Ângulo de entrada da palheta fixa	14	°
$\alpha_{2P}^*$	Ângulo de saída da palheta fixa	45	°
$b_{1P}$	Largura da palheta fixa na entrada	98,61	mm
$b_{2P}$	Largura da palheta fixa na saída	98,61	mm
$e_{1P}$	Espessura da palheta fixa na entrada	3,33	mm
$e_{2P}$	Espessura da palheta fixa na saída	1,11	mm

**Tabela 5.3** Simbologia, descrição e valor das grandezas geométricas principais do distribuidor

<b>Simbologia</b>	<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$N_{pd}$	Número de palhetas diretrizes	20	-
$D_{pD}$	Diâmetro primitivo do distribuidor	347,22	mm
$D_{1D}$	Diâmetro de entrada da palheta diretriz	Variável	mm
$D_{2D}$	Diâmetro de saída da palheta diretriz	Variável	mm
$l_D$	Comprimento da corda da palheta diretriz	62,37	mm
$l_{1D}$	Comprimento da região de entrada	29,95	mm
$f$	Arqueamento da palheta diretriz	0,6	mm
$\alpha_{1D}^*$	Ângulo de entrada da palheta diretriz	Variável	°
$\alpha_{2D}^*$	Ângulo de saída da palheta diretriz	Variável	°
$b_{1D}$	Largura da palheta diretriz na entrada	98,01	mm
$b_{2D}$	Largura da palheta diretriz na saída	98,01	mm
$e_{1D}$	Espessura da palheta diretriz na entrada	7,64	mm
$e_{2P}$	Espessura da palheta diretriz na saída	1,69	mm

**Tabela 5.4** Simbologia, descrição e valor das grandezas geométricas principais do rotor

<b>Simbologia</b>	<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$N_{pá}$	Número de pás	12	-
$D_4$	Diâmetro de entrada do rotor	218,00	mm
$D_5$	Diâmetro de saída do rotor	180,00	mm
$l_R$	Comprimento da pá	90,00	mm
$\beta_4^*$	Ângulo de entrada da pá	52	°
$\beta_5^*$	Ângulo de saída da pá	26	°
$b_4$	Largura da pá na entrada	86,00	mm
$b_5$	Largura da pá na saída	110,00	mm
$e_4$	Espessura da pá na entrada	1,40	mm
$e_5$	Espessura da pá na saída	1,40	mm

**Tabela 5.5** Simbologia, descrição e valor das grandezas geométricas principais do tubo de sucção

<b>Simbologia</b>	<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$D_7$	Diâmetro de entrada do tubo de sucção	307,50	mm
$D_{7s}$	Diâmetro de saída do cone do T	326,39	mm
$D_{8e}$	Diâmetro de saída da curva do T	284,72	mm
$L_{con}$	Comprimento do cone	100,00	mm
$R_{cot}$	Raio de curvatura do cotovelo de $90^\circ$	277,78	mm
$L_{dif}$	Comprimento do trecho de saída	1194,44	mm
$D_8$	Diâmetro de saída do tubo de sucção	535,28	mm
$N_p$	Número de pilares divisores do T	0	mm

**Tabela 5.6** Simbologia, descrição e valor das grandezas geométricas principais dos labirintos e recinto lateral

<b>Simbologia</b>	<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$D_L$	Diâmetro médio do labirinto junto à cinta	312,50	mm
$L_L$	Comprimento do labirinto radial junto à cinta	34,70	mm
$s_L$	Folga radial do labirinto junto à cinta	0,30	mm
$D'_L$	Diâmetro médio do labirinto junto ao cubo	286,00	mm
$L'_L$	Comprimento do labirinto radial junto ao cubo	12,00	mm
$s'_L$	Folga radial do labirinto junto ao cubo	0,30	mm
$L''_L$	Comprimento do labirinto axial junto ao cubo	14,00	mm
$s''_L$	Folga axial do labirinto junto ao cubo	2,00	mm
$s_a$	Espaçamento do recinto lateral junto ao cubo	30,00	mm

## 5.2 COEFICIENTES DE PERDAS UTILIZADOS

Os coeficientes empíricos utilizados para a predição teórica das características hidrodinâmicas da turbina-modelo são apresentados para cada componente hidromecânico nas Tabelas 5.7 até 5.12 relacionadas abaixo.

**Tabela 5.7** Simbologia, descrição e valor dos coeficientes de perdas utilizados para a caixa espiral

Simbologia	Descrição	Valor	Observação
$f_{inj}$	Fator de atrito para o trecho de entrada	Eq. (3.68)	Calculado
$f_{car}$	Fator de atrito para o caracol	Eq. (3.74)	Calculado
$K_{cur_{car}}$	Coeficiente devido à curvatura do caracol	0,088	Adotado

**Tabela 5.8** Simbologia, descrição e valor dos coeficientes de perdas utilizados para o pré-distribuidor

Simbologia	Descrição	Valor	Observação
$\zeta_{ch_p}$	Coeficiente de perda por choque na entrada	0,050	Adotado
$f_p$	Fator de atrito para o pré-distribuidor	Eq. (3.85)	Calculado
$\zeta_{mw_p}$	Coeficiente de perda de mistura	0,800	Adotado

**Tabela 5.9** Simbologia, descrição e valor dos coeficientes de perdas utilizados para o distribuidor

Simbologia	Descrição	Valor	Observação
$\zeta_{ch_D}$	Coeficiente de perda por choque na entrada	0,600	Adotado
$f_D$	Fator de atrito para o distribuidor	Eq. (3.95)	Calculado
$\zeta_{mw_D}$	Coeficiente de perda de mistura	1,800	Adotado

**Tabela 5.10** Simbologia, descrição e valor dos coeficientes de perdas utilizados para o rotor

Simbologia	Descrição	Valor	Observação
$\zeta_{ch_R}$	Coeficiente de perda por choque na entrada	1,60 e 1,20	Adotado
$f_R$	Fator de atrito para o rotor	Eq. (3.106)	Calculado
$\zeta_{mw_R}$	Coeficiente de perda de mistura	1,600	Adotado

**Tabela 5.11** Simbologia, descrição e valor dos coeficientes de perdas utilizados para o tubo de sucção

Simbologia	Descrição	Valor	Observação
$\zeta_{ch_R}$	Coeficiente devido ao turbilhonamento	0,950	Adotado
$K_{con}$	Coeficiente de perda localizada no cone	0,040	Gráfico
$f_{cot}$	Fator de atrito para o cotovelo	Eq. (3.115)	Calculado
$K_{cur,cot}$	Coeficiente devido à curvatura do cotovelo	0,230	Gráfico
$K_{dif}$	Coeficiente de perda localizada no difusor	0,100	Gráfico
$K_{saí,dif}$	Coeficiente de perda de saída do difusor	1,000	Gráfico

**Tabela 5.12** Simbologia, descrição e valor dos coeficientes de perdas utilizados para os labirintos, recinto lateral e recinto anular

Simbologia	Descrição	Valor	Observação
$f_{cin}$	Fator de atrito no labirinto junto à cinta	Eq. (3.126)	Calculado
$\zeta_E$	Coeficiente de contração brusca na entrada	0,42	Gráfico
$\zeta_S$	Coeficiente de expansão brusca na saída	1,00	Gráfico
$\mu_{cin}$	Coeficiente de vazão de fuga junto à cinta	Eq. (3.125)	Calculado
$f_{cub}$	Fator de atrito no labirinto junto ao cubo	Eq. (3.126)	Calculado
$\mu_{cub}$	Coeficiente de vazão de fuga junto ao cubo	Eq. (3.133)	Calculado
$k_o$	Fator de rotação da água no recinto lateral	Eq. (3.139)	Calculado
$c_f$	Coeficiente de atrito pelicular	Eq. (3.140)	Calculado
$k_{\varepsilon R}$	Fator que considera a rugosidade	Eq. (3.141)	Calculado
$k_f$	Fator que considera a vazão de fuga	Eq. (3.142)	Calculado
$k_{al}$	Coeficiente de atrito lateral	Eq.(3.136.b)	Calculado
$k_{cil}$	Coeficiente de atrito anular	Eq. (3.146)	Calculado

### 5.3 RUGOSIDADES DAS SUPERFÍCIES

A rugosidade das superfícies,  $\varepsilon$ , de cada componente hidromecânico principal da turbina-modelo foi baseada em especificações técnicas apresentadas por Munson *et al.* (1994). Os seguintes valores de rugosidade foram estabelecidos:  $\varepsilon_c = 0,14$  para a caixa espiral;



$\varepsilon_p = 0,12$  para o pré-distribuidor;  $\varepsilon_D = 0,08$  para o distribuidor;  $\varepsilon_R = 0,06$  para o rotor e  $\varepsilon_R = 0,12$  para o tubo de sucção.

## 5.4 RESULTADOS E ANÁLISES

Ao realizar a primeira aproximação para a estimação de valores ótimos, verifica-se a sensibilidade do valor do ângulo de abertura do distribuidor com o qual se executa a rotina computacional, iniciando o cálculo com um valor arbitrário de  $H$ , e mediante tentativa e erro, as características hidrodinâmicas da turbina são determinadas. Os valores de rotação, vazão e altura de queda líquida ótimos obtidos nesta estimação estão indicados na Tabela 5.13.

**Tabela 5.13** Valores de rotação, vazão e altura de queda líquida para a primeira estimação.

Parâmetro	Experimental	Primeira Estimação
<b>n</b> (rpm)	1130	1100-1150
<b>Q</b> (m <sup>3</sup> /s)	0,313	0,225
<b>H</b> (m)	12,64	12-15

Uma vez obtidos esses valores, realiza-se uma nova determinação das características hidrodinâmicas, com outro modelo de perda por choque na entrada do rotor, que leva em consideração os valores ótimos e a variação de rotação, equação (3.104), segundo Raabe (1985).

Para determinar o rendimento total da turbina, deve-se calcular as diversas perdas que ocorrem nos seus componentes hidromecânicos principais. Uma perda importante é a perda por fuga,  $Q_f$ , que deve ser calculada e depois subtraída da vazão total da turbina,  $Q$ , para se obter a vazão do rotor,  $Q_R$ . Devido ao fato de o cálculo da perda por fuga nos labirintos é função das perdas hidráulicas no rotor,  $Z_{hr}$ , equações (3.124), (3.131) e (3.132), o primeiro cálculo das velocidades no rotor é feito com o valor de vazão total da turbina,  $Q$ , ao invés de  $Q_R$ , ou seja, não se leva em consideração a vazão de fuga nos labirintos entre as partes móveis (rotativas) e fixas da turbina.

### 5.4.1 Diagrama de Colina

O diagrama de colina (vazão da turbina,  $Q$ , em função da rotação,  $n$ , para diversas aberturas do distribuidor,  $a$ ) representado na Figura 5.1 foi obtido da predição teórica do presente trabalho para  $H = 12,64$  m, variando-se a rotação e a vazão total da turbina-modelo. O valor de  $H = 12,64$  m foi estabelecido para efeito de comparação com os valores ótimos experimentais. Os valores ótimos obtidos da presente predição teórica são:  $Q_{ót} = 0,310$  m<sup>3</sup>/s e  $n_{ót} = 1070$  rpm, para um rendimento máximo de aproximadamente 82%.

Conforme comentado anteriormente, o diagrama de colina apresentado no Relatório Final UMSA/FUPAI (1989) foi determinado experimentalmente para  $H = 12,64$  m, obtendo-se a vazão ótima,  $Q_{ót} = 0,313$  m<sup>3</sup>/s, e a rotação ótima,  $n_{ót} = 1130$  rpm. Nesse mesmo relatório, é apresentado um gráfico de rendimento interno em função da vazão indicando valores de rendimento interno inferiores aos valores de rendimento total da turbina obtidos do diagrama de colina. Evidentemente, essa situação não pode acontecer, já que na determinação de rendimento interno,  $\eta_i$ , não são consideradas as perdas mecânicas ou perdas externas que estão relacionadas ao rendimento mecânico,  $\eta_m$ .

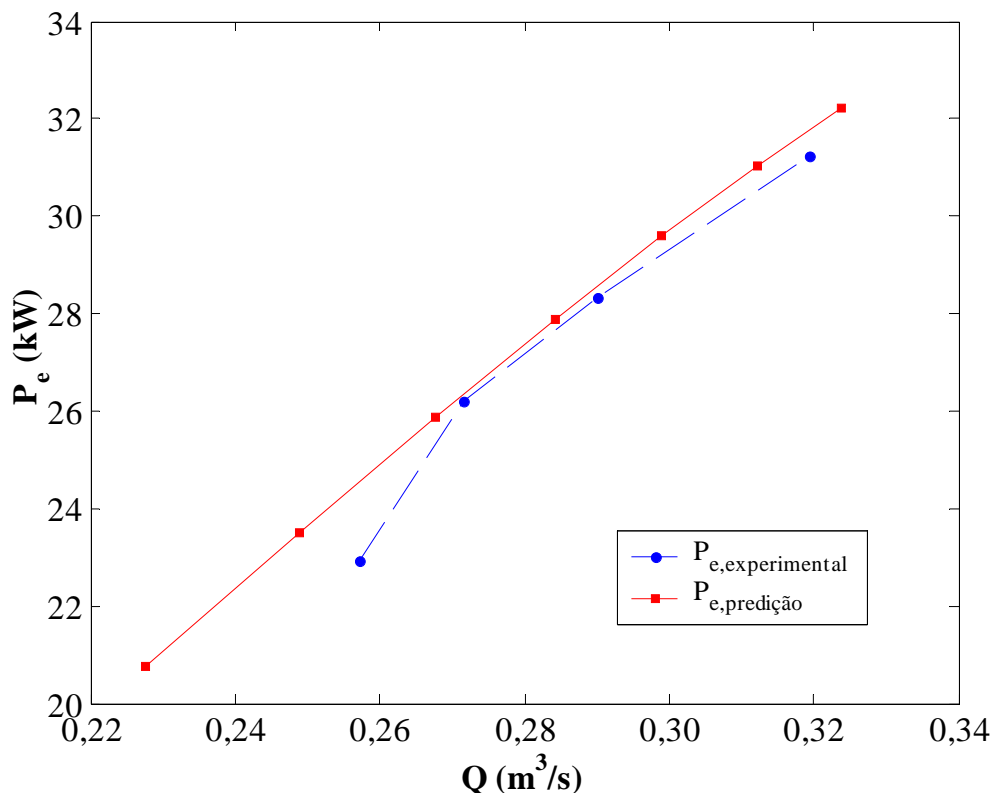
### 5.4.2 Potência de Eixo

A Figura 5.2 apresenta os resultados teóricos e experimentais para a potência de eixo,  $P_e$ , em função da vazão,  $Q$ , para  $H = 12,64$  m. Os pontos indicados correspondem aos pontos determinados experimentalmente e não aos pontos obtidos da curva de potência de eixo plotada e apresentada no Relatório Final UMSA/FUPAI (1989), a qual foi suavizada.

Da Figura 5.2, observa-se que a curva de potência de eixo obtida através da predição teórica do presente trabalho para rotação,  $n$ , constante, apresenta uma coincidência muito boa em relação aos resultados experimentais obtidos do modelo reduzido (turbina-modelo) da turbina da Usina Hidrelétrica de Alto Fêmeas II.

A potência nominal da turbina-modelo, de acordo com o Relatório Final UMSA/FUPAI (1989), é de 31,20 kW, mas a tendência deste parâmetro é crescente como se observa na Figura 5.2. A potência de eixo,  $P_e$ , em função da vazão,  $Q$ , obtida pela predição teórica do presente trabalho acompanha a tendência dos resultados experimentais.





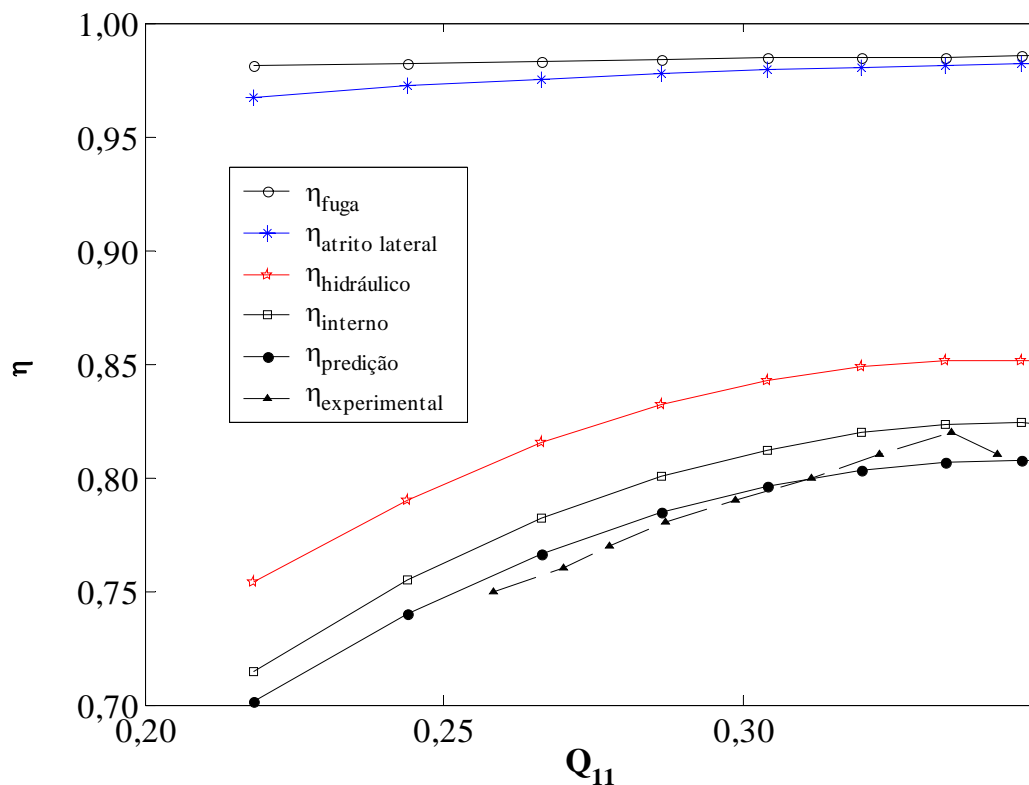
**Figura 5.2** Potência de eixo em função da vazão da turbina-modelo obtida da predição teórica e resultados experimentais

### 5.4.3 Rendimentos

A Figura 5.3 apresenta os rendimentos de fuga,  $\eta_f$ , de atrito lateral,  $\eta_{al}$ , hidráulico,  $\eta_h$ , interno,  $\eta_i$ , e total,  $\eta$ , da turbina-modelo em função da vazão unitária,  $Q_{11}$ , equação (3.154), para  $H=12,64$  m e  $n=1130$  rpm. As perdas que mais influenciam no rendimento total da turbina são as perdas hidráulicas,  $Z_h$ , descritas nos capítulos anteriores, que são representadas na Figura 5.3 pelo rendimento hidráulico.

Do diagrama de colina determinado experimentalmente, foram extraídos os dados para obter a curva de rendimento total em função da vazão unitária, para serem comparados com os resultados obtidos da predição teórica do presente trabalho, utilizando o programa TechDig© versão 1.1b. Os resultados experimentais apresentam uma súbita queda após alcançar o rendimento máximo, o que faz supor que a interpolação no fechamento do diagrama de colina, próximo ao ponto ótimo, não estaria muito apropriada, tal vez pela necessidade de um maior número de medições ou de um melhor traçado das curvas. A curva de rendimento

total da turbina-modelo,  $\eta$ , obtida nesta predição apresenta uma boa concordância comparada com os resultados experimentais.

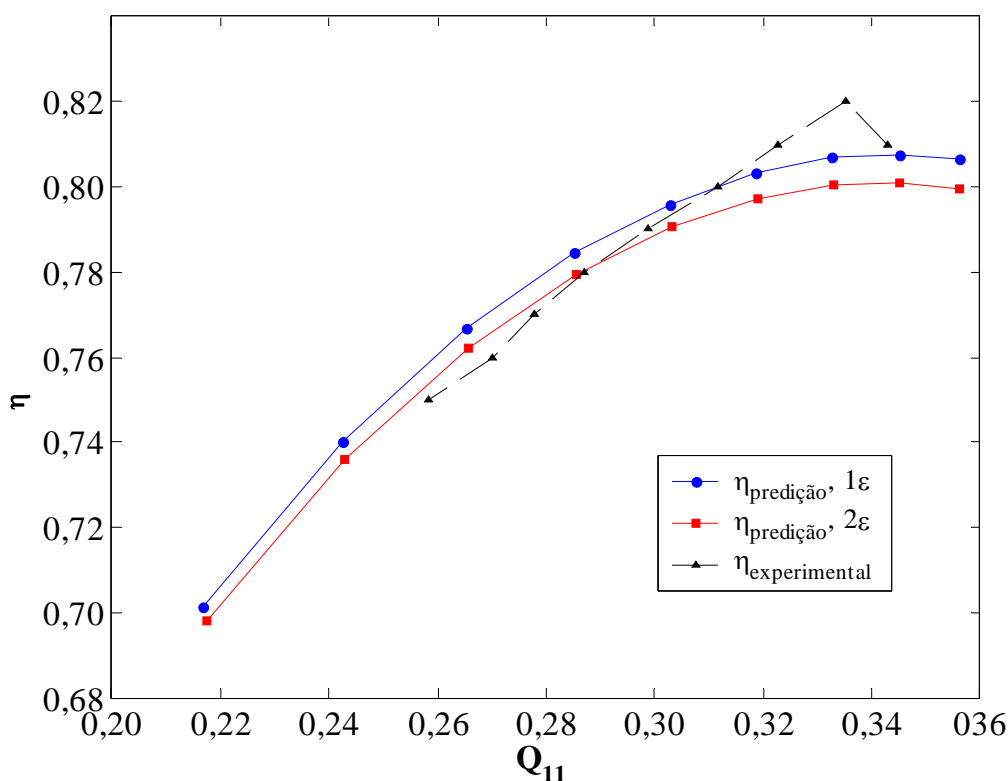


**Figura 5.3** Rendimento de fuga, rendimento de atrito lateral, rendimento hidráulico, rendimento interno e rendimento total da turbina-modelo em função da vazão unitária, obtidos da predição teórica, e resultados experimentais do rendimento total

## 5.4.4 Efeito da Rugosidade no Rendimento Total

### 5.4.4.1 Alteração da rugosidade em todos os componentes hidromecânicos principais

A Figura 5.4 apresenta o rendimento total da turbina-modelo,  $\eta$ , em função da vazão unitária,  $Q_{11}$ , para  $H = 12,64$  m e  $n = 1130$  rpm. Como é de se esperar, o rendimento da turbina-modelo diminui ao aumentar a rugosidade das superfícies.



**Figura 5.4** Rendimento total da turbina-modelo em função da vazão unitária obtido da predição teórica, quando se aumenta a rugosidade de todos os componentes hidromecânicos principais em 2 vezes o seu valor original, e resultados experimentais

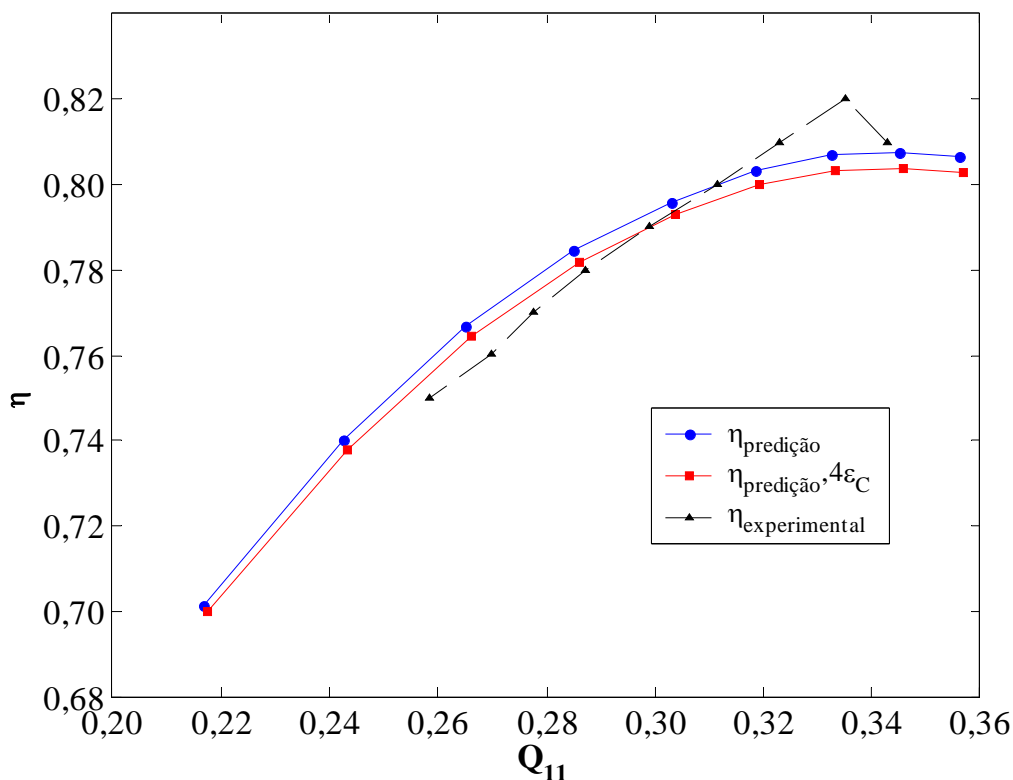
Na Figura 5.4, o rendimento total máximo, além de diminuir aproximadamente 1%, se desloca ligeiramente para a esquerda, diminuindo, em consequência, o valor de vazão ótima, quando o valor da rugosidade das superfícies envolvidas é duplicado em cada um dos componentes hidromecânicos principais.

#### 5.4.4.2 Alteração da rugosidade apenas na caixa espiral

De todos os componentes hidromecânicos da turbina, a caixa espiral, juntamente com o rotor, são os que mais sofrem a influência da rugosidade das superfícies por causa dos efeitos da viscosidade, que contribuem de maneira significativa nas perdas desses dois componentes. Nos outros componentes hidromecânicos existem outros tipos de perdas que predominam, por exemplo, as perdas por choque no pré-distribuidor e no distribuidor, a perda por turbilhonamento no tubo de sucção, entre outras.

Nas Figuras 5.5, se compara o efeito da alteração do valor da rugosidade da superfície apenas na caixa espiral, mantendo-se os valores originais (Item 5.3) nos demais componentes

hidromecânicos principais. Portanto, a Figura 5.5 apresenta o rendimento total da turbina-modelo,  $\eta$ , em função da vazão unitária,  $Q_{11}$ , para  $H=12,64$  m e  $n=1130$  rpm, com  $\varepsilon_C=140$   $\mu\text{m}$  (valor original) e  $\varepsilon_C=560$   $\mu\text{m}$  (valor modificado).



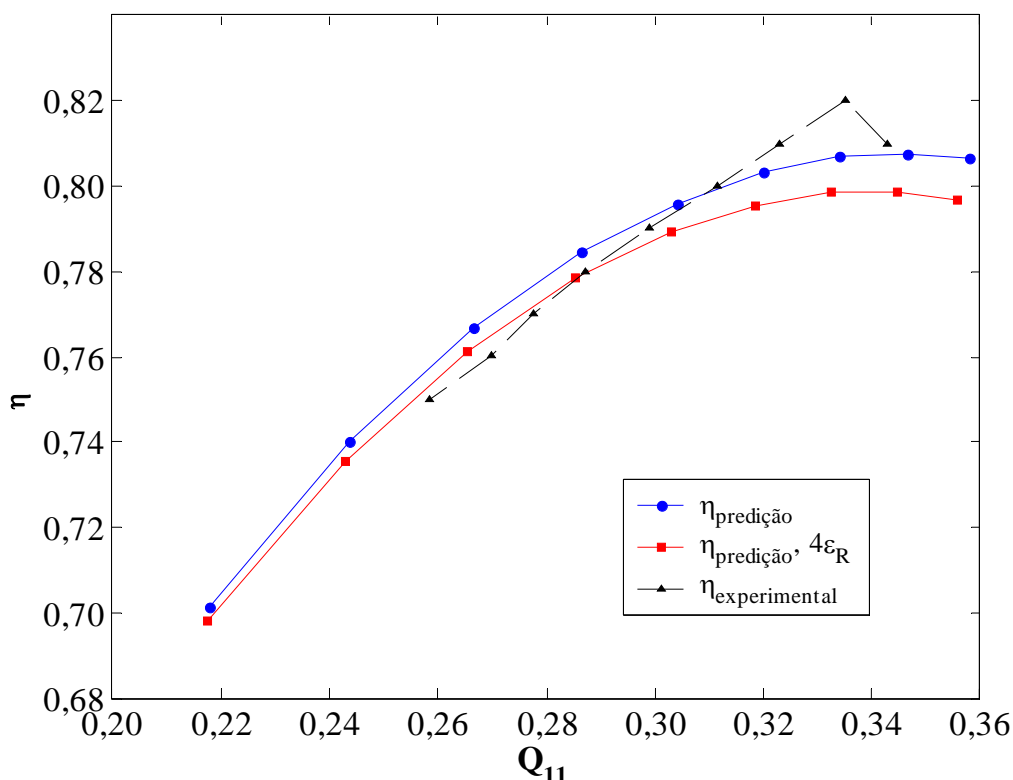
**Figura 5.5** Rendimento total da turbina-modelo em função da vazão unitária obtido da predição teórica, quando se aumenta a rugosidade apenas da caixa espiral em 4 vezes o seu valor original, e resultados experimentais

#### 5.4.4.3 Alteração da rugosidade apenas no rotor

Na Figura 5.6, se compara o efeito da alteração do valor da rugosidade da superfície apenas no rotor, mantendo-se os valores originais (Item 5.3) nos demais componentes hidromecânicos principais. Portanto, a Figura 5.6 apresenta o rendimento total da turbina-modelo,  $\eta$ , em função da vazão unitária,  $Q_{11}$ , para  $H=12,64$  m e  $n=1130$  rpm, com  $\varepsilon_R=60$   $\mu\text{m}$  (valor original) e  $\varepsilon_R=240$   $\mu\text{m}$  (valor modificado).

No presente trabalho, o valor da rugosidade do rotor é menor que o valor da rugosidade da caixa espiral. Ao aumentar a rugosidade das superfícies, na mesma proporção, em ambos componentes, o efeito no rotor sobre o rendimento total da turbina é maior e mais sig-

nificativo. Na Figura 5.6, observa-se que o decréscimo no valor do rendimento total é mais acentuado numa região mais próxima ao ponto de rendimento total máximo e que a vazão ótima é deslocada para um valor menor em relação ao valor original de rugosidade do rotor. No caso da caixa espiral, Figura 5.5, o rendimento diminui praticamente com o mesmo valor em toda a faixa de vazões unitárias analisadas, em comparação com o valor original de rugosidade da caixa espiral.



**Figura 5.6** Rendimento total da turbina-modelo em função da vazão unitária obtido da predição teórica, quando se aumenta a rugosidade apenas do rotor em 4 vezes o seu valor original, e resultados experimentais

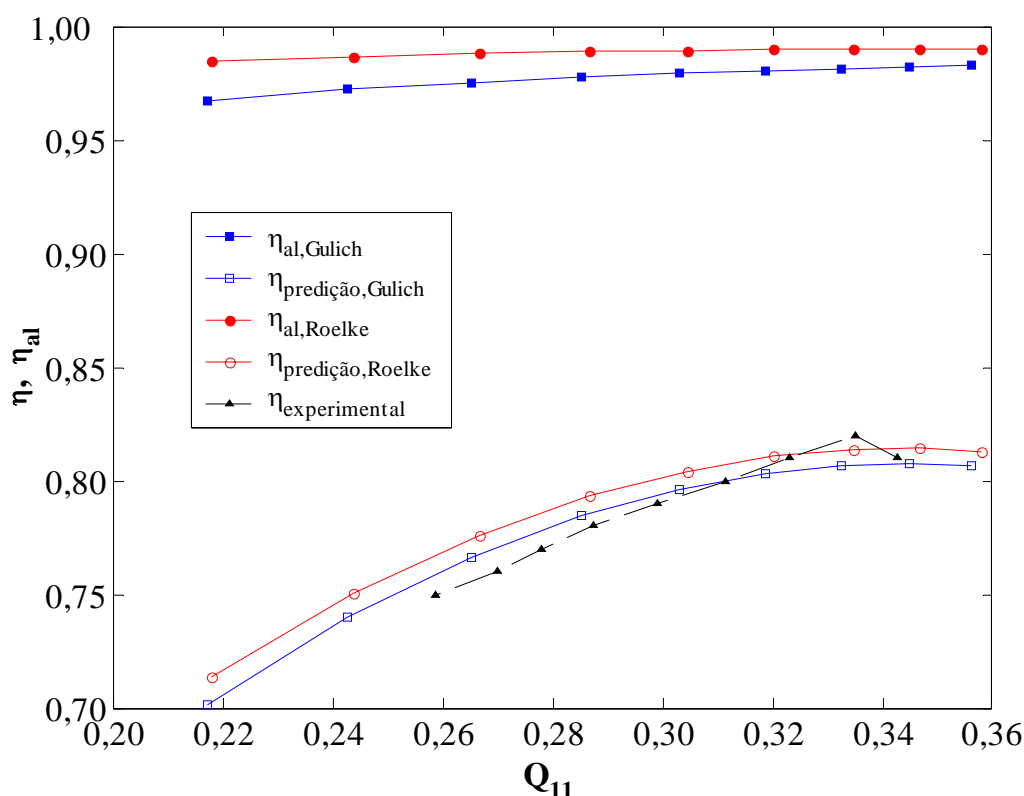
#### 5.4.5 Efeito do Modelo de Perda por Atrito Lateral

O modelo de perda para a determinação da potência perdida por atrito lateral segundo Roelke (1973), apresenta uma tendência aproximadamente linear ao longo de cada abertura do distribuidor (cada vazão), com um comportamento praticamente constante em toda a faixa de



vazões unitárias analisadas. Já o modelo de Gülich (2003) para determinar essa mesma potência perdida por atrito lateral leva em consideração não só o efeito da rugosidade das superfícies envolvidas, mas também outros melhoramentos em relação ao modelo apresentado por Roelke (1973), como foi comentado em capítulos anteriores.

A Figura 5.7 apresenta o rendimento de atrito lateral,  $\eta_{al}$ , e rendimento total da turbina-modelo,  $\eta$ , em função da vazão unitária,  $Q_{11}$ , para  $H=12,64$  m e  $n=1130$  rpm, segundo os modelos de perda por atrito lateral de Roelke (1973) e de Gülich (2003).



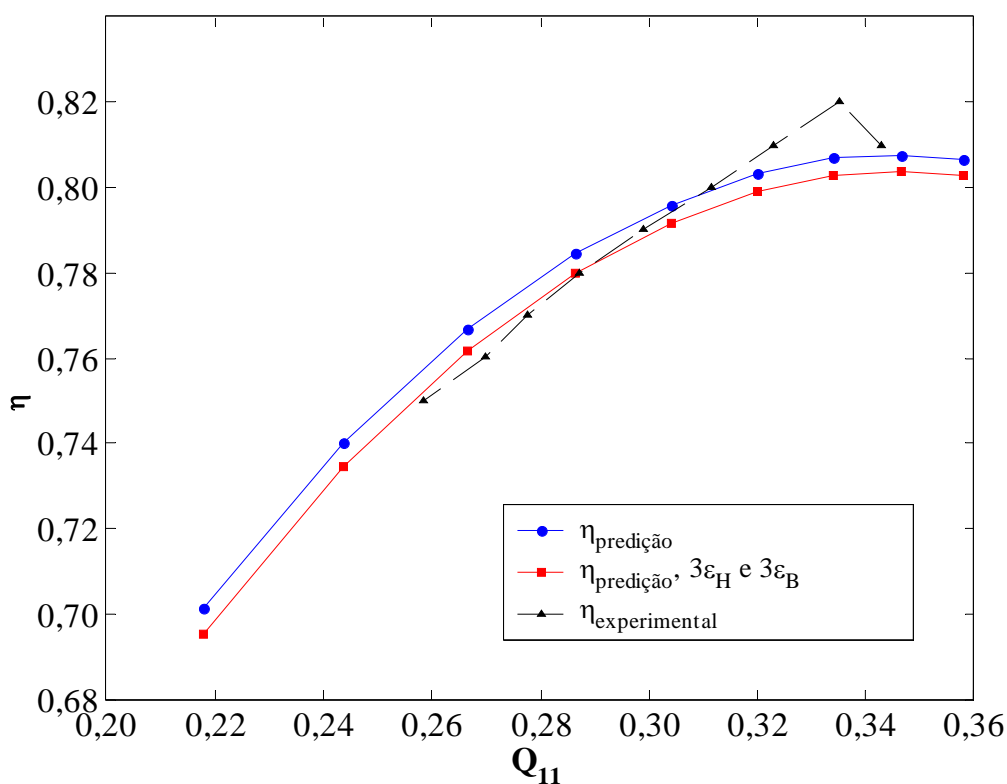
**Figura 5.7** Rendimento de atrito lateral e rendimento total da turbina-modelo em função da vazão unitária obtidos da predição teórica, para os modelos de perda por atrito lateral de Roelke (1973) e de Gülich (2003), e resultados experimentais do rendimento total

Na Figura 5.7, observa-se, nitidamente, a substancial melhoria fornecida pelo modelo proposto por Gülich (2003) para uma ampla faixa de vazões menores que a vazão correspondente ao rendimento total máximo da turbina-modelo.

### 5.4.6 Efeito da Rugosidade no Modelo Proposto por Gülich

Conforme comentado anteriormente, pode-se avaliar o ganho (ou perda) no rendimento total da turbina Francis quando a rugosidade da superfície é reduzida (ou aumentada), e em quais componentes hidromecânicos os esforços devem ser concentrados para a melhoria do acabamento superficial.

A Figura 5.8 apresenta o efeito da rugosidade na perda por atrito lateral no modelo proposto por Gülich (2003), ao aumentar o valor da rugosidade nas superfícies externas da cinta,  $\varepsilon_{cin}$ , e do cubo,  $\varepsilon_{cub}$ , do rotor, com o qual pode-se estabelecer a necessidade de se obter um melhor acabamento superficial nessas partes da turbina, onde o escoamento principal não as atravessa, mas influencia no rendimento total da turbina.



**Figura 5.8** Rendimento total da turbina-modelo em função da vazão unitária para o modelo de perda por atrito lateral de Gülich (2003) obtido da predição teórica, quando se aumenta a rugosidade das superfícies dos recintos anular e lateral em 3 vezes o seu valor original, e resultados experimentais

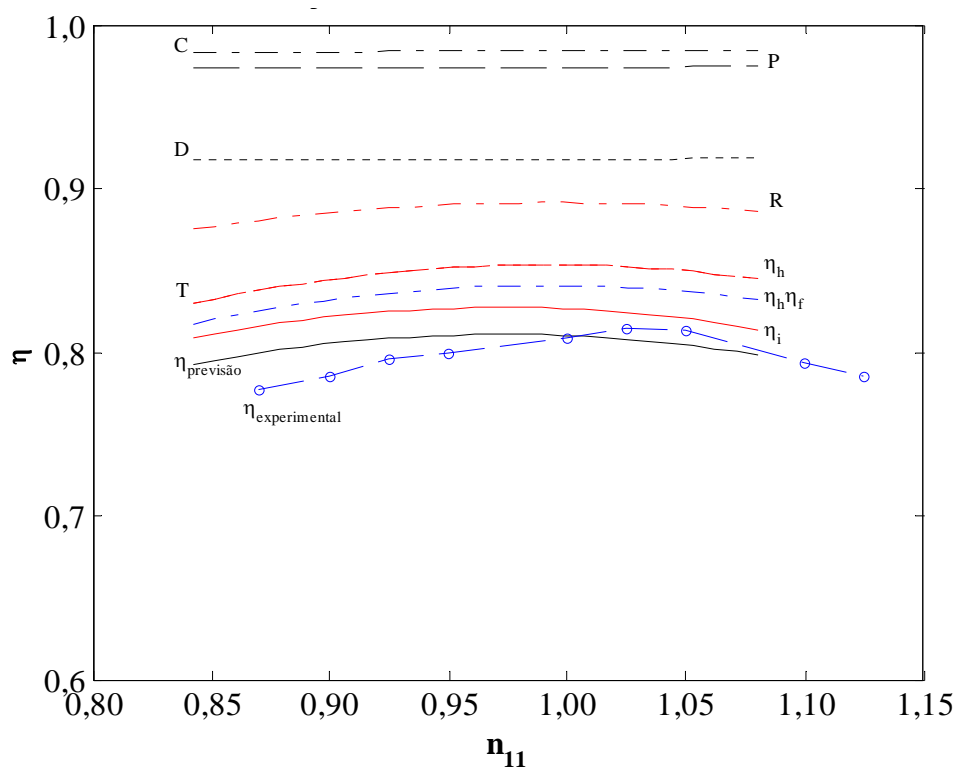
### 5.4.7 Características Hidrodinâmicas da Turbina-modelo para Diferentes Aberturas do Distribuidor

Os resultados das perdas hidráulicas, perda por fuga e perda por atrito lateral com a variação de rotação obtidos no presente trabalho apresentam a mesma tendência dos resultados obtidos por Ueda (1980) para várias aberturas do distribuidor.

Os coeficientes empíricos de perdas foram estabelecidos com base na faixa de valores obtidos da literatura técnica, conforme indicam as Tabelas 5.7 até 5.12.

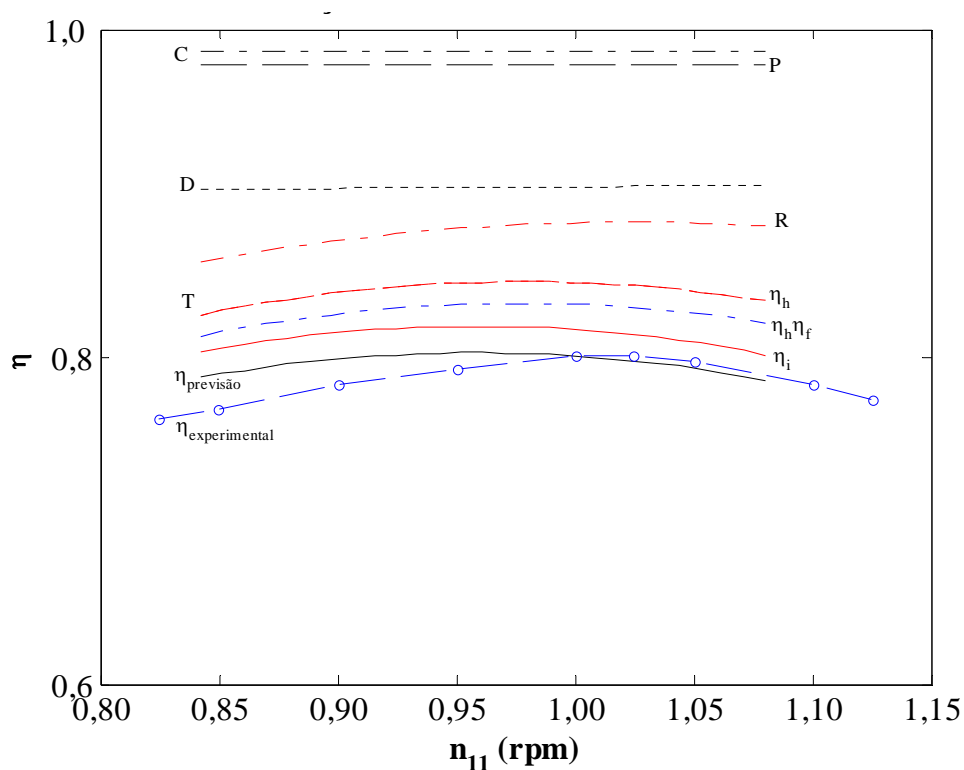
Neste trabalho, foi considerado o rendimento mecânico constante e estabelecido com o valor 98%. Esse fato faz com que o efeito multiplicador sobre o rendimento total tenha a mesma tendência que o rendimento interno. Por esse motivo, o resultado referente ao rendimento total pode se afastar ligeiramente uma melhor previsão.

As Figuras 5.9, 5.10, 5.11 e 5.12 apresentam as diversas perdas em cada componente hidromecânico principal da turbina-modelo e os vários rendimentos em função da rotação unitária, equação (3.153), para as aberturas  $a = 30^\circ$ ,  $a = 28^\circ$ ,  $a = 26^\circ$  e  $a = 25^\circ$ , respectivamente.



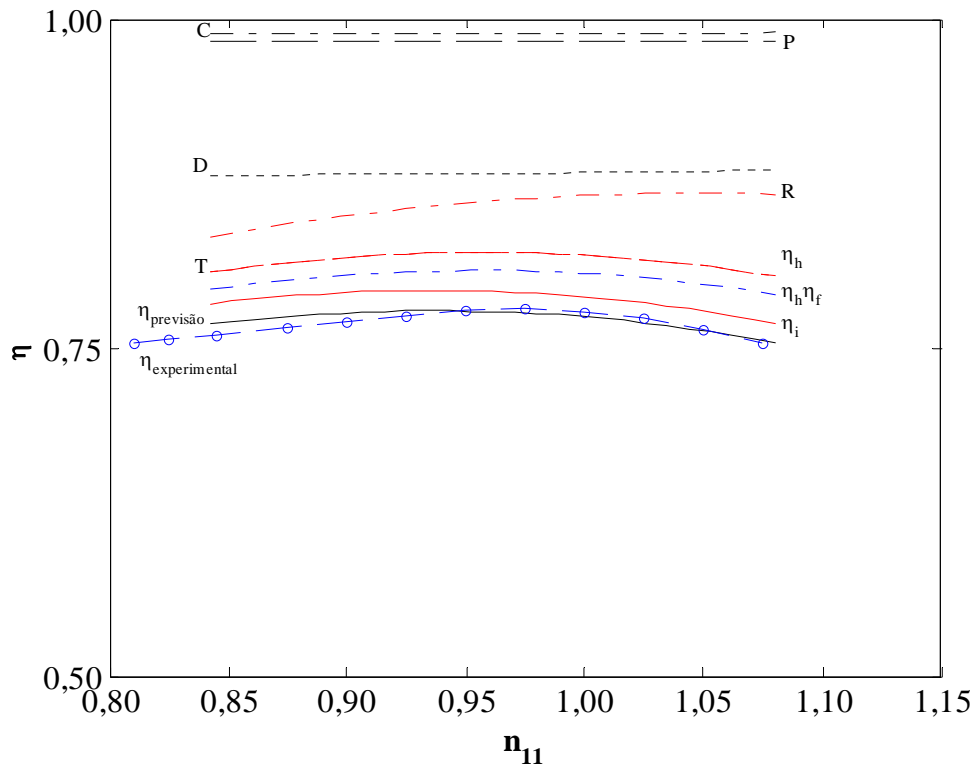
**Figura 5.9** Perdas nos diversos componentes e rendimento total da turbina-modelo em função da rotação unitária obtidos da previsão teórica, para  $H = 12,64$  m e abertura do distribuidor  $a = 30^\circ$  ( $15,4825^\circ$ ), e resultados experimentais do rendimento total

Como foi mencionado anteriormente, a tendência observada no comportamento do rendimento hidráulico obtido nesta predição concorda razoavelmente bem com aquela apresentada por Ueda (1980). Os resultados obtidos para essas aberturas foram comparados com os resultados experimentais determinados do diagrama de colina experimental para  $a' = 24^\circ$ ,  $a' = 22^\circ$ ,  $a' = 18^\circ$  e  $a' = 15^\circ$ , respectivamente. Vale salientar que os valores de abertura do distribuidor,  $a$ , são equivalentes àqueles obtidos experimentalmente,  $a'$ , que têm um referencial diferente daquele estabelecido no presente trabalho para definir a abertura do distribuidor.

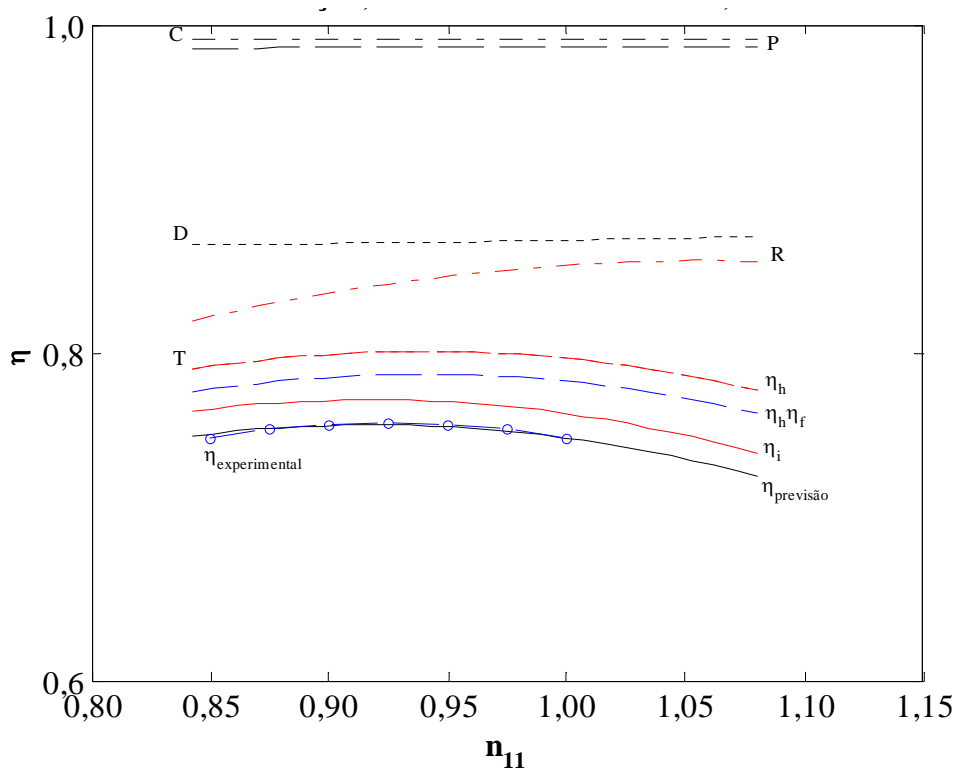


**Figura 5.10** Perdas nos diversos componentes e rendimento total da turbina-modelo em função da rotação unitária obtidos da predição teórica, para  $H = 12,64$  m e abertura do distribuidor  $a = 28^\circ$  ( $13,2092^\circ$ ), e resultados experimentais do rendimento total

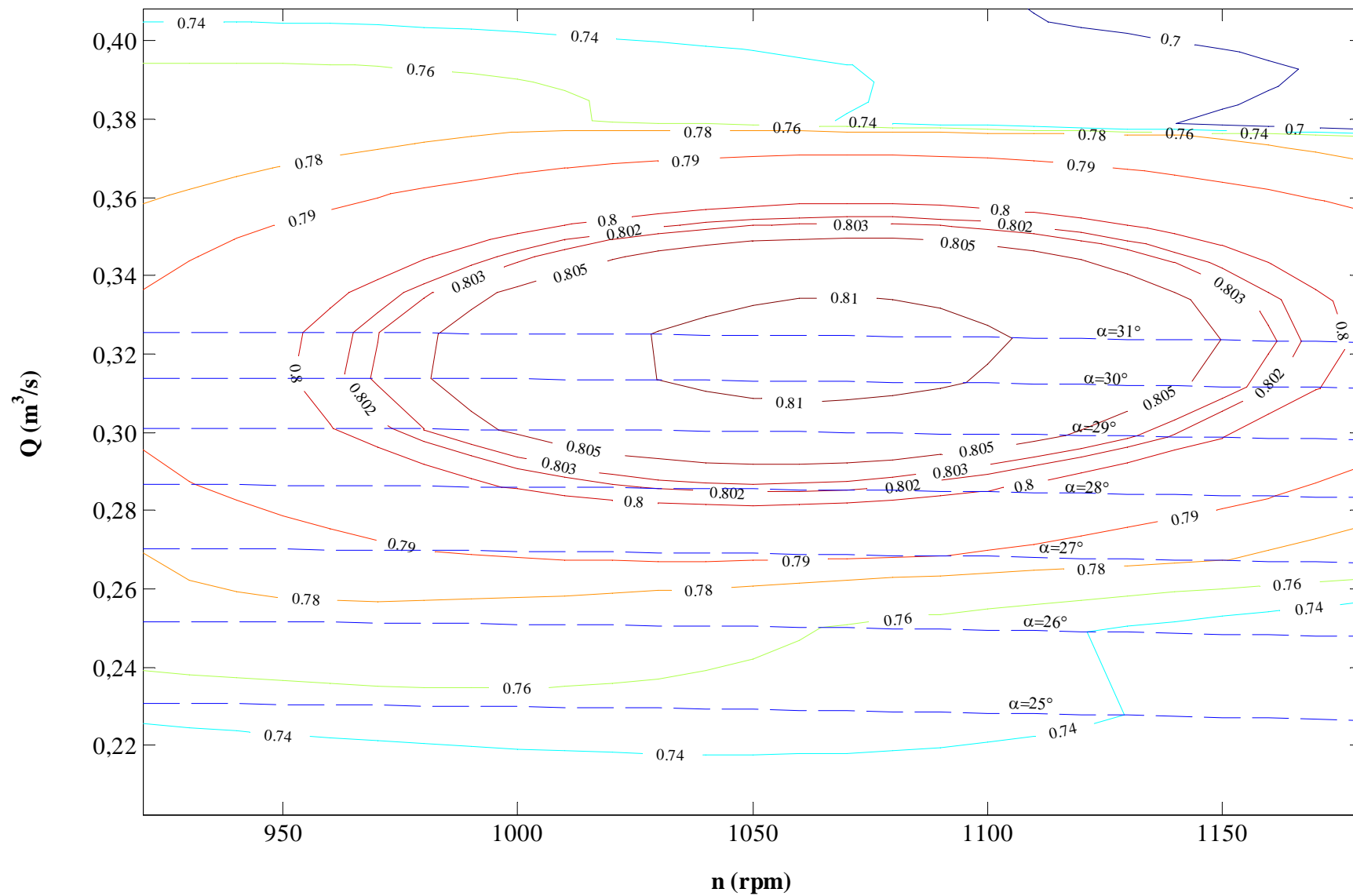
Os resultados da predição teórica do rendimento total da turbina-modelo apresentados nas Figuras 5.9 até 5.10 só não apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais para as maiores aberturas analisadas. Como foi observado na Figura 5.1, o valor de rotação ótima,  $n_{ot}$ , obtido da previsão teórica se afasta do valor obtido experimentalmente, o que faz com que todas as predições obtidas em função da rotação não sejam tão boas.



**Figura 5.11** Perdas nos diversos componentes e rendimento total da turbina-modelo em função da rotação unitária obtidos da predição teórica, para  $H = 12,64$  m e abertura do distribuidor  $a = 26^\circ$  ( $10,9640^\circ$ ), e resultados experimentais do rendimento total



**Figura 5.12** Perdas nos diversos componentes e rendimento total da turbina-modelo em função da rotação unitária obtidos da predição teórica, para  $H = 12,64$  m e abertura do distribuidor  $a = 25^\circ$  ( $9,8519^\circ$ ), e resultados experimentais do rendimento total



**Figura 5.1** Diagrama de colina da turbina-modelo do tipo Francis de  $n_{qA} = 266$  obtido da predição teórica para  $H = 12,64$  m

## Capítulo 6

# CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Neste capítulo, são apresentadas as principais conclusões extraídas do presente trabalho e também algumas sugestões para trabalhos futuros relacionadas aos assuntos descritos nos capítulos anteriores.

## 6.1 CONCLUSÕES

No que segue, são apresentadas as conclusões referentes aos assuntos abordados na análise teórica e também sobre os resultados teóricos e experimentais.

### 6.1.1 Sobre os Assuntos Abordados na Análise Teórica

Uma metodologia que permite prever teoricamente as características hidrodinâmicas de turbinas Francis, com base na linha de corrente média dos escoamentos absoluto e relativo, a partir da sua geometria, foi apresentada no Capítulo 3. Em princípio, essa metodologia pode ser estendida para turbinas Francis de qualquer rotação específica, bastando para isso incluir ou modificar certas correlações de perdas apresentadas neste trabalho. A metodologia permite obter as características hidrodinâmicas não só no ponto de projeto mas também numa ampla faixa fora do ponto de projeto, desde que seja respeitada a faixa de validade para a predição teórica apresentada no presente trabalho.

Diversas correlações empíricas e semi-empíricas de perdas foram apresentadas no Capítulo 2 para cada componente hidromecânico principal da turbina Francis. Algumas dessas correlações se referem a um mesmo tipo de perda. Essas correlações foram devidamente testadas e comparadas entre si. Foi mostrado que algumas correlações para um determinado tipo de perda modificam e melhoram substancialmente a predição teórica, não só no ponto de projeto como fora do ponto de projeto.

Alguns modelos de escoamento não-guiado nos componentes fixos de turbina Francis, como o espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor e o espaço entre o distribuidor e o rotor, foram apresentados no Capítulo 3. Um desses modelos, denominado de modelo com vórtice-livre corrigido, apresentou melhorias significativas para a predição teórica.

Ao contrário de rotor de bomba (e de outras turbomáquinas geradoras), o trabalho específico real do rotor (ou a altura de energia real do rotor), em geral, é colocado como sendo igual ao trabalho específico ideal do rotor (ou à altura de energia ideal do rotor), determinado pela equação de Euler das turbomáquinas. No Capítulo 2, foi apresentado um modelo que leva em consideração o número de pás, a geometria do rotor e a rotação específica da turbina, o qual torna o trabalho específico real diferente do trabalho específico ideal. Para rotações específicas ( $n_{qA}$ ) maiores que 90, o trabalho específico real do rotor é menor que o trabalho específico ideal do rotor. Apesar de a diferença ser relativamente pequena, a utilização desse modelo serviu para a melhoria da predição teórica do presente trabalho.

Ao variar a abertura do distribuidor, os ângulos de entrada e de saída das pás diretrizes (ângulos de posição das palhetas diretrizes em relação à direção circunferencial) também variam. Essa variação altera os diâmetros referentes à entrada e à saída das palhetas diretrizes. Essas variações de ângulos e de diâmetros foram devidamente consideradas no presente trabalho, porque elas interferem não só nas condições do escoamento na entrada e na saída das palhetas diretrizes como também afetam diretamente as dimensões do espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor e do espaço entre o distribuidor e rotor, no que se refere aos diâmetros de entrada e de saída desses espaços.

A rugosidade das superfícies de cada componente hidromecânico da turbina Francis foi devidamente considerada neste trabalho. A metodologia apresentada permite avaliar o ganho no rendimento total da turbina quando a rugosidade da superfície é reduzida, e em quais componentes os esforços devem ser concentrados para melhorar o acabamento superficial. Este efeito é esperado ser dependente da rotação específica da turbina,  $n_{qA}$ . Por exemplo, em turbinas Francis lentas (baixos valores de  $n_{qA}$ ) as rugosidades das superfícies externas do cubo e da cinta do rotor têm uma influência significativa no valor desse rendimento.



Algumas correlações de perda por choque na entrada foram apresentadas para o pré-distribuidor, distribuidor e rotor. Essas perdas afetam principalmente as características hidrodinâmicas da turbina Francis fora do ponto de projeto. Uma dessas correlações considera não só alguns parâmetros de funcionamento da turbina, como a rotação e a altura de queda líquida, como também o rendimento hidráulico. Essa correlação, apesar de apresentar uma certa dificuldade de implementação na rotina computacional, porque considera também os valores ótimos de rotação, de altura de queda líquida e de rendimento hidráulico (todos, em princípio desconhecidos), foi muito importante para a melhoria da predição teórica.

A perda por atrito lateral tem também uma importância decisiva no rendimento total de qualquer turbina Francis (lenta, normal e rápida). Avaliar corretamente o valor dessa perda, que depende de vários parâmetros, é fundamental. Algumas correlações para o seu cálculo foram também apresentadas neste trabalho. Uma dessas correlações, recentemente disponibilizada na literatura técnica, considera diversos parâmetros que influem no mecanismo de perdas do recinto lateral ao rotor, entre eles, a rugosidade das superfícies e a vazão de fuga através desse recinto. Foi mostrado que tal correlação melhora a predição teórica principalmente em vazões menores que a vazão ótima.

Como a predição teórica do presente trabalho necessita apenas das grandezas geométricas principais dos componentes hidromecânicos da turbina Francis e dos coeficientes de perdas, não há necessidade de se utilizar qualquer grandeza de funcionamento no ponto de máximo rendimento (por exemplo, a vazão ótima ou a rotação ótima), para realizar tal predição. Dessa forma, deve-se dispor de um procedimento de cálculo adequado que permita obter as características hidrodinâmicas da turbina Francis no ponto de projeto. Esse procedimento foi apresentado no Capítulo 4.

Uma rotina computacional escrita em linguagem MATLAB<sup>®</sup> foi inteiramente desenvolvida no presente trabalho. Essa rotina foi elaborada através de módulos e funções, permitindo a sua modificação e inclusão de novas correlações de perdas. Um fluxograma indicando as seqüências de cálculos foi apresentado. Num primeiro cálculo, diversas grandezas do escoamento não são conhecidas ou dependem de grandezas que ainda devem ser calculadas nos cálculos (passos) seguintes. O procedimento apresentado no Capítulo 4 esclarece todas as seqüências para determinar as características hidrodinâmicas da turbina Francis tanto no ponto de projeto como fora do ponto de projeto.

A rotina computacional permitiu analisar diversas situações de interesse: 1) modificação em alguma grandeza geometria importante, por exemplo, o diâmetro primitivo das palhetas que interfere não só nas condições do escoamento mas também afeta a estrutura da turbi-

na, quando tal diâmetro é aumentado ou reduzido; 2) Inclusão de desvios (diferença entre o ângulo do escoamento e o ângulo construtivo) nos ângulos dos escoamentos absoluto (pré-distribuidor e distribuidor) e relativo (rotor) em relação aos respectivos ângulos construtivos na saída desses componentes. Nos resultados apresentados, esses desvios, que são dependentes da vazão, foram colocados iguais a zero, ou seja, os ângulos dos escoamentos são iguais aos seus respectivos ângulos construtivos; 3) Possibilidade de colocar valores não-nulos de ângulo de incidência do escoamento no rotor (incidência positiva ou incidência negativa em relação à incidência ótima). Foi observado nas simulações feitas durante a realização deste trabalho que as duas últimas situações (2 e 3) descritas anteriormente são bastante sensíveis, ou seja, uma pequena variação nos valores de ângulos de desvios e de ângulo de incidência no rotor (mantidos os valores dos demais parâmetros) altera os resultados da predição teórica.

### **6.1.2 Sobre os Resultados Teóricos e Experimentais**

De um modo geral, os resultados teóricos obtidos pela metodologia baseada na linha de corrente média do presente trabalho são satisfatórios, quando comparados com os resultados experimentais obtidos para a turbina-modelo do tipo Francis de rotação específica relativamente alta. Esses resultados teóricos foram obtidos com os coeficientes empíricos estimados estritamente na faixa de valores indicada na literatura técnica, para cada correlação empírica de perda. Com isso, pôde-se observar que a predição tanto da potência de eixo como do rendimento total em função da vazão apresentaram uma boa concordância com os resultados experimentais em praticamente toda a faixa de vazões analisadas.

As predições de rendimentos em função da vazão para rotação constante apresentaram uma boa concordância como os resultados experimentais, assim como o valor de vazão ótima obtido do diagrama de colinas da predição teórica. O fato de o valor da rotação ótima obtido da predição teórica ser diferente daquele obtido experimentalmente, influencia nos resultados de rendimentos em função da rotação, porém a tendência das curvas para as diversas aberturas apresentadas foi mantida.

O efeito da rugosidade na turbina Francis torna-se mais importante quando se refere ao rotor, mesmo tendo um valor de rugosidade relativamente baixo, quando comparado com as rugosidades dos demais componentes. Qualquer alteração no valor da rugosidade influencia o valor do rendimento total, principalmente na região mais próxima do ponto de rendimen-

to total máximo do que na região de vazões menores. Para a caixa espiral, a influência da rugosidade teve um comportamento diferente ao do rotor, mostrando que com um aumento no valor da rugosidade o rendimento diminui praticamente com o mesmo valor em toda a faixa de vazões analisadas, como pôde ser visto nos gráficos apresentados.

O modelo de perda por atrito lateral proposto por Gülich (2003), proporcionou uma visão melhor do efeito da rugosidade das superfícies que compõem os recintos laterais onde ocorre esse tipo de perda, enriquecendo qualitativa e quantitativamente os resultados da predição teórica. Foi demonstrado que o efeito da perda por atrito lateral também é significativo para turbinas Francis que não são lentas.

Na caixa espiral, as perdas hidráulicas predominantes são as perdas por atrito viscoso e a perda devida à curvatura; enquanto que no pré-distribuidor é a perda por choque na entrada para vazões fora do ponto de projeto. No distribuidor, as perdas que mais afetam o rendimento hidráulico são as perdas por choque na entrada para vazões fora do ponto de projeto e a perda de mistura, especialmente para vazões baixas. No rotor, além da perda por choque na entrada para vazões fora do ponto de projeto, a perda por atrito viscoso contribui com uma parcela significativa da perda hidráulica, devido ao efeito rugosidade. Finalmente, no tubo de sucção a perda hidráulica com maior relevância é a perda por turbilhonamento, que é importante para vazões fora do ponto de projeto, já que qualquer valor não-nulo do componente circunferencial da velocidade absoluta na saída do rotor originará este fenômeno.

## 6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

No que segue, são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros relacionadas aos assuntos abordados no presente trabalho.

### **1) Predição teórica das características hidrodinâmicas de turbinas Francis considerando canais parciais (turbinas parciais)**

A metodologia apresentada neste trabalho, baseada na linha de corrente média do canal completo no plano meridional, poderia ser estendida para vários canais parciais (turbinas parciais ou turbinas elementares) que compõem o canal completo da turbina Francis. Então, a metodologia deste trabalho seria diretamente aplicada com base na linha de corrente média de cada canal parcial. Através de integração (somatório) e escolha de coeficientes em-

píricos de perdas apropriados se obteria uma melhor predição teórica. Essa melhoria é esperada principalmente em turbinas Francis normais e rápidas.

## **2) Predição teórica das características hidrodinâmicas de bombas centrífugas e de bombas mistas (diagonais) funcionando como turbinas**

Na literatura técnica, existem algumas predições teóricas de características hidrodinâmicas de bombas centrífugas funcionando como turbinas. Essas predições, em geral, são aproximadas. Algumas delas são baseadas nas próprias características hidrodinâmicas da bomba que são estendidas para essa mesma bomba quando funciona como turbina. A metodologia apresentada neste trabalho poderia ser utilizada para tal situação. Algumas modificações na rotina computacional teriam que ser feitas, por exemplo, não considerar o pré-distribuidor ou até mesmo o distribuidor (em geral, bombas de pequenas potências e de baixas pressões não têm esses componentes) e alterar algumas correlações e coeficientes de perdas.

## **3) Revisão sobre correlações de perdas para aplicação em turbinas Francis**

Conforme comentado no Capítulo 1, existem não só poucos trabalhos sobre predição teórica de características hidrodinâmicas de turbinas hidráulicas, como também de correlações de perdas para essas turbomáquinas. Ao contrário, existem vários trabalhos publicados sobre turbinas a gás radiais. Diversas correlações de perdas utilizadas neste trabalho foram baseadas em bombas ou em turbocompressores. Portanto, uma ampla revisão bibliográfica sobre correlações de perdas para as diversas modalidades de turbomáquinas, nos moldes como foi e continua sendo feito com turbinas a gás axiais, seria de grande utilidade no sentido de aplicar tais correlações para turbinas Francis.

## **4) Análise experimental de turbinas Francis**

Conforme comentado anteriormente, existem poucos trabalhos experimentais publicados na literatura técnica sobre turbinas Francis. Em geral, esses trabalhos não vêm acompanhados de uma descrição completa de dados geométricos, nem mesmo para se fazer uma predição teórica baseada no escoamento unidimensional onde apenas as principais dimensões da turbina Francis são necessárias. Portanto, testes em componentes de turbinas Francis e em turbinas Francis como um todo seria de extrema importância, não só para a predição teórica mas para a sua análise, pesquisa e desenvolvimento. O laboratório LHPCH da UNIFEI poderia ser efetivamente utilizado para essas finalidades, com um amplo programa de pesquisa e desenvolvimento voltado para esse tipo de turbina que, como foi escrito no início deste trabalho, são as mais utilizadas no mundo, e particularmente no Brasil.

## Apêndice A

# PERDAS POR FUGA E POR ATRITO LATERAL

## A.1 PERDAS POR FUGA

A vazão de água que não passa pelo interior do rotor (vazão que não participa da transformação e da transferência de energia para o eixo da turbina) de uma turbina Francis é denominada de vazão de fuga,  $Q_f$ . Essa vazão geralmente é dividida em duas: uma, denominada vazão de fuga externa,  $Q_{fe}$ , e, a outra, denominada de vazão de fuga interna,  $Q_{fi}$ . A vazão de fuga externa,  $Q_{fe}$ , passa entre o anel de desgaste rotativo inferior (montado na cinta do rotor) e a tampa inferior da turbina (aro da câmara do rotor), sendo esse espaço denominado de labirinto externo. A vazão de fuga interna,  $Q_{fi}$ , passa entre o anel de desgaste rotativo superior (montado no cubo do rotor) e a tampa superior da turbina (tampa intermediária), sendo esse espaço denominado de labirinto interno. Esses labirintos geralmente têm a forma de um labirinto liso, de um labirinto ranhurado ou de um labirinto de canto.

Inicialmente, considera-se um labirinto liso entre o rotor e a parte fixa de uma turbina Francis lenta cujo raio médio do labirinto,  $\bar{r}_L$ , é menor que o raio da aresta de pressão (entrada),  $r_4$ , e maior que o raio da aresta de sucção (saída),  $r_5$ , do rotor, conforme a Figura A.1. As pressões estáticas nas arestas de pressão e de sucção do rotor são, respectivamente,  $p_6$  e  $p_3$ .

A diferença de pressões estáticas entre os lados de entrada e de saída do labirinto é dada por

$$\Delta p_L = p_E - p_S \cdot \quad (\text{A.1})$$

No recinto lateral entre o rotor e a parte fixa da turbina, admite-se que o fluido (água) gire como um corpo rígido, ou seja, a velocidade angular desse fluido,  $\omega_{fl} = \omega_{fl}(r)$ , é constante. Nessas condições, a velocidade de cada partícula no recinto lateral é aproximadamente igual a  $r\omega_{fl}$ , onde  $r$  é o raio polar de uma partícula de fluido.

No raio  $r_4$ , pode-se admitir que a pressão no recinto lateral é igual à pressão estática na aresta de pressão do rotor,  $p_3$ . Quando o raio  $r$  diminui, a pressão também diminui no recinto lateral, devido ao efeito da força centrífuga causada pela rotação do rotor. Sob a hipótese de  $\omega_{fl}$  constante, essa queda de pressão é dada por  $\rho\omega_{fl}^2(r_4^2 - r^2)/2$ , sendo  $\rho$  a massa específica do fluido.

Com as considerações anteriores, a pressão estática na entrada do labirinto,  $p_E$ , pode ser obtida em termos aproximados por

$$p_E \cong p_3 - \rho\omega_{fl}^2 \frac{r_4^2 - r^2}{2}. \quad (\text{A.2})$$

Se a pressão estática na saída do labirinto,  $p_S$ , for considerada igual à pressão estática na aresta de saída do rotor,  $p_6$ , a diferença de pressões estáticas entre os lados de entrada e de saída do labirinto, equação (A.1), é dada aproximadamente por

$$\Delta p_L \cong p_3 - p_6 - \rho\omega_{fl}^2 \frac{r_4^2 - r^2}{2}. \quad (\text{A.3})$$

A diferença de pressões estáticas,  $p_3 - p_6$ , pode ser obtida aproximadamente por meio da equação de Bernoulli do escoamento relativo e das perdas no rotor,  $Z_R$ , ou seja,

$$p_3 - p_6 \cong \rho \left( \frac{u_4^2 - r_5^2}{2} + \frac{w_5^2 - w_4^2}{2} + gZ_{hR} \right), \quad (\text{A.4})$$

onde  $Z_{hR}$  é dado em metros de coluna de água.

O trabalho específico ideal do rotor,  $Y_{est,\infty}$ , é dado por

$$Y_{est,\infty} = \frac{u_4^2 - r_5^2}{2} + \frac{w_5^2 - w_4^2}{2}. \quad (\text{A.5})$$

Considerando (A.4) e (A.5), a equação (A.3) torna-se em

$$\frac{\Delta p_L}{\rho} \cong Y_{\text{est}_\infty} + g Z_R - \omega_{\text{fl}}^2 \frac{r_4^2 - r^2}{2}. \quad (\text{A.6})$$

Segundo Pfleiderer e Petermann (1979), a velocidade angular  $\omega_{\text{fl}}$  depende do espaçamento entre as superfícies laterais do rotor e da parte fixa da turbina que formam o recinto lateral, do tamanho do recinto lateral, da rugosidade dessas superfícies, e da vazão através do labirinto. Normalmente, a velocidade angular do fluido no recinto lateral,  $\omega_{\text{fl}}$ , é relacionada à velocidade angular do rotor,  $\omega$ , por uma constante  $\kappa$ , ou seja,

$$\omega_{\text{fl}} = \kappa \omega. \quad (\text{A.7})$$

Se o recinto lateral for estreito, as superfícies laterais lisas e de mesmo tamanho, e ainda a vazão através do labirinto for muito pequena, o valor de  $\kappa$  é considerado igual a 0,5. Em geral, as superfícies laterais não são lisas e não têm o mesmo tamanho. Nesses casos, adota-se, segundo Pfleiderer e Petermann (1979),  $\kappa = 0,4$  para baixas vazões através do labirinto, e  $\kappa = 0,8$  para altas vazões. Deve-se observar que, tanto para vazões relativamente baixas como para vazões altas no labirinto, o fluido no recinto lateral não se comporta como um corpo rígido e, em consequência, a velocidade angular,  $\omega_{\text{fl}} = \omega_{\text{fl}}(r)$ , não é mais constante.

Conforme a equação integral da continuidade, a vazão de fuga através do labirinto,  $Q_f$ , é dada por

$$Q_f = c_L A_L, \quad (\text{A.8})$$

onde  $c_L$  é a velocidade média em uma seção transversal do labirinto e  $A_L$  é a área anular do escoamento.

A velocidade  $c_L$ , como será mostrado posteriormente, é representada por

$$c_L = \mu \sqrt{2 \Delta p_L / \rho}, \quad (\text{A.9})$$

onde  $\mu$  é um coeficiente empírico que depende da geometria do labirinto, do fator de atrito de Darcy e dos coeficientes de contração e de expansão, respectivamente, na entrada e na saída do labirinto.

Considerando as equações (A.8) e (A.9), pode-se escrever

$$Q_f = \mu A_L \sqrt{2 \Delta p_L / \rho}. \quad (\text{A.10})$$

## LABIRINTO LISO

A perda de pressão total,  $\Delta p_L$ , no labirinto liso de largura,  $s$ , Figura A.2, é devida à perda por atrito viscoso,  $\Delta p_{av}$ , ao longo do seu comprimento,  $L_L$ , à perda na entrada (contração brusca),  $\Delta p_E$ , e à perda na saída (expansão brusca),  $\Delta p_S$ . Combinado esses três tipos de perdas, resulta

$$\Delta p_L = \rho \left( \lambda \frac{L_L}{2s} \frac{c_L^2}{2} + \zeta_E \frac{c_L^2}{2} + \zeta_S \frac{c_L^2}{2} \right), \quad (\text{A.11})$$

e, em consequência, a velocidade média,  $c_L$ , é

$$c_L = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{L_L}{2s} + (\zeta_E + \zeta_S)}} \sqrt{\frac{2\Delta p_L}{\rho}}, \quad (\text{A.12})$$

resultando, conforme a equação (A.9),

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{L_L}{2s} + (\zeta_E + \zeta_S)}}. \quad (\text{A.13})$$

O fator de atrito de Darcy,  $\lambda$ , é função do número de Reynolds,  $Re_{c_L}$ , baseado na velocidade média,  $c_L$ , e na largura do labirinto,  $s$ , e da rugosidade relativa das superfícies envolvidas. Os valores de  $\lambda$  podem ser obtidos de Pflleiderer (1960) e Pflleiderer e Petermann (1979), através de gráficos.

Os coeficientes de perdas na entrada,  $\zeta_E$ , e na saída,  $\zeta_S$ , dependem da geometria do labirinto. Se a entrada do labirinto é arredondada ou chanfrada, obtém-se, segundo White (2002),  $0,4 \leq \zeta_E \leq 0,5$ . Para a saída, independentemente da sua geometria,  $\zeta_S \cong 1$ , conforme White (2002). Pflleiderer (1960) e Pflleiderer e Petermann (1979) adotam  $\zeta_E = 0,5$  e  $\zeta_S = 1$ .

## LABIRINTO RANHURADO

No caso de labirinto com uma superfície lisa e a outra ranhurada, denominado labirinto ranhurado, Figura A.3, deve-se adicionar, segundo Pflleiderer (1960), para cada ranhura



(número total de ranhuras,  $N_{RL}$ ), uma perda de pressão igual a  $\rho c_L^2 / 2$ , resultando de acordo com (A.11) e (A.13)

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{L_L}{2s} + (\zeta_E + \zeta_S) + N_{RL}}} . \quad (\text{A.14})$$

### LABIRINTO DE CANTO

Conforme Pfleiderer (1960), para labirinto de canto, Figura A.4, o coeficiente empírico,  $\mu$ , é dado por

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + 0,02 \frac{L'}{s'} + 0,02 \frac{L''}{s''} \left( \frac{s'}{s''} \right)^2}} . \quad (\text{A.15})$$

Para os três tipos de labirintos mencionados anteriormente, a área anular do escoamento através do labirinto,  $A_L$ , na equação (A.10) é representada por

$$A_L = \pi \bar{D}_L s , \quad (\text{A.16})$$

onde  $\bar{D}_L$  é o diâmetro médio do labirinto (Figura A.3) e, no caso de labirinto de canto,  $s = s''$ .

No presente trabalho, como mencionado anteriormente, denomina-se a vazão de fuga através do labirinto externo por  $Q_{fe}$  e a vazão de fuga através do labirinto interno por  $Q_{fi}$ . Para o cálculo dessas vazões, basta fazer  $Q_f = Q_{fe}$  e  $Q_f = Q_{fi}$  na equação (A.10), utilizando o coeficiente empírico,  $\mu$ , apropriado para cada labirinto.

A vazão de fuga total,  $Q_f$ , é dada por

$$Q_f = Q_{fe} + Q_{fi} . \quad (\text{A.17})$$

A vazão que passa pelo rotor,  $Q_R$ , que efetivamente participa da transformação de energia no rotor, é dada por

$$Q_R = Q - Q_f , \quad (\text{A.18})$$

onde  $Q$  é a vazão da turbina (vazão que entra na caixa espiral) que é considerada a vazão antes do rotor.

Em geral, a vazão que passa pelo tubo de sucção é dada por

$$Q_T = Q_R + Q_f = Q_R + Q_{fe} + Q_{fi} = Q. \quad (\text{A.19})$$

Como ocorre com a vazão de fuga,  $Q_{fe}$ , geralmente, a vazão de fuga,  $Q_{fi}$ , é injetada no escoamento principal que sai do rotor. A combinação desses escoamentos, com características completamente diferentes entre si, provoca uma perda de mistura difícil de ser avaliada com uma certa precisão, Denton (1993).

Por definição, o rendimento de fuga,  $\eta_f$ , é

$$\eta_f = \frac{Q_R}{Q} = \frac{Q - Q_f}{Q}. \quad (\text{A.20})$$

## A.2 PERDA POR ATRITO LATERAL

Na literatura técnica, a perda por atrito lateral é tratada em termos de potência perdida por atrito viscoso e por circulação do escoamento nos recintos laterais externo,  $R_{ext}$ , e interno,  $R_{int}$ . Esses recintos são formados pelas superfícies laterais do rotor e das partes fixas da turbina Francis (tampas inferior e superior da turbina, respectivamente), Figura A.1. Essa perda por atrito lateral pode ser estimada de dois modelos distintos: um deles não leva em consideração a vazão de fuga através dos recintos laterais e só considera a circulação, Figura A.1.a, denominado modelo sem vazão de fuga; o outro considera a vazão de fuga através dos recintos laterais, Figura A.1.b, denominado modelo com vazão de fuga. A seguir, serão indicadas as expressões para determinar as perdas por atrito lateral para cada modelo.

### MODELO SEM VAZÃO DE FUGA

Para o modelo sem vazão de fuga nos recintos laterais, uma camada fina de fluido próxima à superfície rotativa (rotor), Figura A.3, se movimenta, pela ação da força centrífuga, da parte mais interna dessa superfície para a parte mais externa e retorna da parte mais externa da superfície fixa (carcaça) para a parte mais interna, formando um movimento circulatório contínuo.

Em geral, a potência perdida por atrito lateral é determinada em função da massa específica do fluido de trabalho,  $\rho$ , da velocidade circunferencial na entrada do rotor (turbina),  $u_4$ , do diâmetro externo do rotor,  $D_4$ , e de um coeficiente empírico,  $k_{al}$ , ou seja,

$$P_{al} = k_{al} \rho u_4^3 D_4^2, \quad (A.21)$$

Alguns autores, como Mataix (1975) e Yahya (1983), recomendam um valor constante para  $k_{al}$ . Outros, como Pfleiderer (1960), Eckert e Schnell (1961), Csanady (1964) e Galvas (1972), relacionam  $k_{al}$  com o número de Reynolds baseado em  $u_4$  e  $D_4$  (ou  $r_4$ ). Nenhum desses autores considera o espaçamento  $s_{RC}$  (Figura A.3) entre o rotor e as partes fixas da turbomáquina e, muito menos, a rugosidade das superfícies envolvidas.

Uma ampla investigação foi conduzida por Daily e Nece (1960) para determinar o efeito do espaçamento entre as partes rotativa e fixa,  $s_{RC}$ , sobre a perda por atrito lateral, e esclarecer o mecanismo do escoamento no recinto lateral. Em geral, quatro tipos de escoamento, ou quatro regimes de escoamento, podem existir no recinto lateral, dependendo do espaçamento axial,  $s_{RC}$ , e do número de Reynolds,  $Re$ .

Os quatro regimes estabelecidos por Daily e Nece (1960) foram: Regime I: escoamento laminar e espaçamento axial relativo,  $s_{RC}/D_4$ , pequeno; Regime II: escoamento laminar e espaçamento axial relativo,  $s_{RC}/D_4$ , grande; Regime III: escoamento turbulento e espaçamento axial relativo,  $s_{RC}/D_4$ , pequeno; e Regime IV: escoamento turbulento e espaçamento axial relativo,  $s_{RC}/D_4$ , grande. Os detalhes desses quatro tipos de regimes podem ser obtidos dos trabalhos de Daily e Nece (1960) e Roelke (1973).

No caso de turbinas Francis, o Regime IV é o mais apropriado. Utilizando o diâmetro,  $D_4$ , e não o raio,  $r_4$ , conforme foi estabelecido por Daily e Nece (1960), o coeficiente empírico,  $k_{al}$ , é dado, segundo Oliveira (2001), por

$$k_{al} = 0,013665 \left( \frac{s_{RC}}{D_4} \right)^{0,1} / Re^{0,2}, \quad (A.22)$$

onde o número de Reynolds é dado por

$$Re = u_4 (D_4 / 2) / \nu. \quad (A.23)$$

## MODELO COM VAZÃO DE FUGA

### Segundo Daily e Nece (1960):

Para o caso com vazão de fuga nos recintos laterais, a potência de atrito lateral é maior em relação ao caso sem vazão de fuga. Esse caso também foi analisado por Daily *et al.* (1964) para pequenas vazões de fuga e Regime IV. O fluido entra, Figura A.4, no recinto lateral próximo ao eixo sem velocidade circunferencial e sai com velocidade circunferencial representada por  $k_o \omega D_4 / 2$ . O valor de  $k_o$  é aproximadamente igual a 0,45 para  $0,0125 \leq s_{RC} \leq 0,06$ . O aumento no torque em relação ao caso sem vazão de fuga,  $\Delta M$ , devido ao atrito lateral, é a taxa de variação da quantidade de movimento angular do fluido que escoia através do recinto lateral, ou seja,

$$\Delta M = 2\rho Q_f k_o \omega (D_4 / 2) = \rho Q_f k_o u_4 D_4. \quad (\text{A.24})$$

O torque total,  $M$ , para o caso com vazão de fuga é

$$M = M_o + \Delta M = k_{al} \rho u_4^2 D_4^3 / 2 + \rho Q_f k_o u_4 D_4, \quad (\text{A.25})$$

onde o torque sem vazão de fuga,  $M_o$ , é obtido da equação (A.21), ou seja,

$$M_o = P_{al} / \omega = k_{al} \rho u_4^2 D_4^3 / 2. \quad (\text{A.26})$$

Considerando a equação (A.22), a equação (A.25) torna-se em

$$M = \left( 1 + 146,359 \frac{k_o}{(s_{RC} / D_4)^{0,1}} \tau \right) M_o, \quad (\text{A.27})$$

onde

$$\tau = \frac{Q_f \text{Re}^{0,2}}{u_4 D_4^2}. \quad (\text{A.28})$$

De acordo com Daily *et al.* (1964), a equação (A.27) estabelece valores um tanto altos; além disso, o efeito de  $s_{RC} / D_4$  não é precisamente dado por  $(s_{RC} / D_4)^{0,1}$ . Empiricamente, os resultados de testes são representados dentro de  $\pm 5\%$  por

$$M = \left( 1 + 50,985 \frac{k_o}{(s_{RC} / D_4)^{0,125}} \tau \right) M_o. \quad (\text{A.29})$$

**Segundo Gülich (2003):**

A perda por atrito lateral (para cada recinto), segundo Gülich (2003), é dada por

$$P_{al} = \frac{k_{al}}{\cos \delta} \rho \omega^3 r_4^5 \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_4} \right)^5 \right], \quad (\text{A.30})$$

A seguir, são indicadas apenas as expressões para o cálculo do fator  $k_{al}$ , que engloba não só os quatro regimes de escoamentos nos recintos laterais, mencionados anteriormente, como também a vazão de fuga:

$$k_{al} = \frac{\pi}{2 s_a^* \text{Re}} + \frac{0,0625}{\text{Re}^{0,2}} (1 - k_o)^{1,75} k_{\varepsilon R} k_f. \quad (\text{A.31})$$

A equação (A.31), é válida para números de Reynolds maiores que 10, definido por

$$\text{Re} = \frac{\omega r_4^2}{\nu}, \quad (\text{A.32})$$

onde  $\omega$  é a velocidade angular do rotor,  $r_4$  é o raio externo do rotor referente à linha média do escoamento no plano meridional e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido (água).

As demais grandezas em (A.31) são:

$$s_a^* = \frac{s_a}{r_4}, \quad (\text{A.33})$$

onde  $s$  é o espaçamento no recito lateral.

$$k_o = \left[ 1 + \left( \frac{r_t}{r_4} \right)^2 \sqrt{\left( \frac{r_t}{r_4} + 5 \frac{s_b}{r_4} \right) \frac{c_{f_t}}{c_{f_R}}} \right]^{-1}, \quad (\text{A.33})$$

onde  $k_o$  é o fator de rotação do fluido no recinto lateral com vazão de fuga nula,  $r_t$  é o raio externo do recinto lateral,  $s_a$  é a largura do labirinto,  $c_{f_t}$  é o coeficiente de atrito pelicular para a superfície da tampa da turbina e  $c_{f_R}$  é o coeficiente de atrito pelicular para a superfície externa do rotor.  $c_{f_t}$  e  $c_{f_R}$  são calculados pela seguinte expressão:

$$c_f = \frac{0,136}{\left[ -\log \left( 0,2 \frac{\varepsilon}{r_4} + \frac{12,5}{\text{Re}} \right) \right]^{2,15}}, \quad (\text{A.34})$$

onde  $\varepsilon = \varepsilon_t$  é a rugosidade da superfície da tampa e  $\varepsilon = \varepsilon_R$  é a rugosidade da superfície externa do rotor.

$$k_{\varepsilon R} = \left[ \frac{\log\left(\frac{12,5}{Re}\right)}{\log\left(0,2 \frac{\varepsilon}{r_4} + \frac{12,5}{Re}\right)} \right]^{2,15}, \quad (\text{A.35})$$

onde  $k_{\varepsilon R}$  é um fator que leva em consideração o efeito da rugosidade da superfície.

$$k_f = \exp\left\{-350\varphi_f \left[\left(\frac{r_4}{r_L}\right)^a - 1\right]\right\}, \quad (\text{A.36})$$

onde  $k_f$  é um fator que leva em consideração o efeito da vazão de fuga,  $r_L$  é o raio do labirinto,  $a=1$  e  $\varphi_f$  é o coeficiente de vazão de fuga dado por

$$\varphi_f = \frac{Q_f}{\pi r_4^2 u_4}. \quad (\text{A.37})$$

Em (A.30),  $\delta$  representa o ângulo médio de inclinação entre o cubo e a cinta do rotor e  $r_i$  é o raio inferior do recinto lateral.

Para o caso de turbinas Francis lentas, a potência perdida por atrito lateral é

$$P_{al} = P_{al_{cinta}} + P_{al_{cubo}}, \quad (\text{A.38})$$

onde  $P_{al_{cinta}}$  é a potência perdida por atrito lateral no recinto entre a cinta do rotor e a tampa inferior da turbina, e  $P_{al_{cubo}}$  é a potência perdida por atrito lateral no recinto entre o cubo do rotor e a tampa superior da turbina, ambas calculadas por meio da equação (A.30), com  $K_{al}$  obtido da equação (A.31).

Por definição, o rendimento de atrito lateral,  $\eta_{al}$ , é

$$\eta_{al} = \frac{P_i}{P_i + P_{al}}. \quad (\text{A.39})$$

## Apêndice B

# PALHETAS DIRETRIZES E ESCOAMENTO NÃO-GUIADO

## B.1 PALHETAS DIRETRIZES

Como mencionado anteriormente, ao variar a abertura do distribuidor, os ângulos de entrada e de saída das pás diretrizes (ângulos de posição das palhetas diretrizes em relação à direção circunferencial) também variam. Essa variação, evidentemente, modifica os diâmetros de entrada e de saída das palhetas diretrizes. Por um lado, se a variação dos ângulos afeta as condições do escoamento na entrada e na saída das pás diretrizes, por outro lado os diâmetros afetam diretamente as dimensões do espaço entre o pré-distribuidor e o distribuidor e do espaço entre o distribuidor e rotor, no que se refere aos diâmetros de entrada e de saída desses espaços. No que segue são apresentadas as expressões para se determinar os ângulos e diâmetros de entrada e de saída das palhetas diretrizes.

$$\theta_D = 2 \operatorname{sen}^{-1} \left( \frac{4f_D / \ell_D}{(1 + 4(f_D / \ell_D)^2)} \right). \quad (\text{B.1})$$

$$R_D = \frac{\ell_D}{2 \operatorname{sen}(\theta_D / 2)}. \quad (\text{B.2})$$

$$\delta_D = 2 \operatorname{sen}^{-1} \left( \frac{\ell_{1D}}{2R_D} \right). \quad (\text{B.3})$$

$$\gamma_D = \frac{\theta_D}{2} - \delta_D, \quad (\text{B.4})$$

$$\ell_{2D} = 2R_D \text{sen} \left( \frac{\theta_D/2 + \gamma_D}{2} \right). \quad (\text{B.5})$$

$$\xi_{1D} = \cos^{-1} \left( \frac{\ell_{1D}^2 + \ell_D^2 - \ell_{2D}^2}{2\ell_{1D}\ell_D} \right). \quad (\text{B.6})$$

$$\xi_{2D} = \cos^{-1} \left( \frac{\ell_{2D}^2 + \ell_D^2 - \ell_{1D}^2}{2\ell_{2D}\ell_D} \right). \quad (\text{B.7})$$

$$\Delta\theta_{1D}^* = \frac{\theta_D}{2} - \xi_{1D}, \quad (\text{B.8})$$

$$\Delta\theta_{2D}^* = \frac{\theta_D}{2} - \xi_{2D}, \quad (\text{B.9})$$

$$\theta_{1D_W} = \alpha_{1D}^* + \frac{\theta_D}{2}. \quad (\text{B.10})$$

$$\theta_{1D_R} = \theta_{1D_W} - \zeta_{1D} \quad (\text{B.11})$$

$$\theta_p = \theta_{1D_R} - \text{sen}^{-1} \left[ \frac{\ell_{1D} \text{sen}(\pi/2 - \theta_{1D_R})}{r_p} \right] \quad (\text{B.12})$$

$$D_{1D} = 2r_p \frac{\cos(\theta_p)}{\cos(\theta_{1D_R})} \quad (\text{B.13})$$

$$D_{2D} = 2[r_p^2 + \ell_{2D}^2 - 2r_p\ell_{2D} \cos(\pi/2 - \theta_p - \theta_D/2)]^{1/2} \quad (\text{B.14})$$

$$\theta_{2D_R} = \cos^{-1}[(r_p / r_{2D}) \cos(\theta_p + \theta_D/2)] \quad (\text{B.15})$$

$$\alpha_{2D}^* = \theta_{2D_R} + \Delta\theta_{2D}^* \quad (\text{B.16})$$

## B.2 ESCOAMENTO NÃO-GUIADO

Os componentes hidromecânicos fixos de uma turbina Francis operam escoamentos que, em geral, variam a sua quantidade de movimento angular. Esses componentes podem



conter palhetas fixas e palhetas diretrizes ou não conter tais palhetas. Os componentes que contêm palhetas, tais como o pré-distribuidor e o distribuidor, são denominados de componentes guiados e os que não contêm palhetas são denominados de componentes não-guiados. A caixa espiral e os espaços entre o pré-distribuidor e o distribuidor, e, também, entre o distribuidor e o rotor são exemplos típicos de componentes não-guiados. Neste item, são feitas algumas considerações importantes a respeito do escoamento em componentes não-guiados, particularmente no que se refere ao componente circunferencial da velocidade absoluta na saída e ao ângulo do escoamento absoluto correspondente.

## COMPONENTE CIRCUNFERENCIAL DA VELOCIDADE ABSOLUTA NA SAÍDA

### 1) Modelo de vórtice-livre (vórtice potencial):

Quando o escoamento é não-guiado, a equação da quantidade de movimento angular deve ser aplicada, a fim de se obter o componente circunferencial da velocidade absoluta na saída. Para um escoamento ideal, o emprego de tal equação resulta na chamada equação do vórtice-livre. Denominando a entrada do componente pelo índice E e a saída pelo índice S, a equação do vórtice-livre é representada por

$$r_E c_{uE} = r_S c_{uS}, \quad (\text{B.17})$$

onde  $r_E$  e  $r_S$  são os raios polares e  $c_{uE}$  e  $c_{uS}$  são os componentes circunferenciais da velocidade absoluta, respectivamente, na entrada e na saída do componente fixo.

### 2) Modelo de vórtice-livre corrigido, Pfleiderer e Petermann (1979):

Com o objetivo de levar em consideração os efeitos da viscosidade no escoamento não-guiado de forma aproximada, Pfleiderer (1960) e Pfleiderer e Petermann (1979) estabeleceram a seguinte expressão para componentes fixos de turbomáquinas

$$\frac{1}{r_E c_{uE}} - \frac{1}{r_S c_{uS}} = \pm \frac{\pi \lambda}{2Q} (r_E - r_S), \quad (\text{B.18})$$

onde o sinal + é para bombas e o sinal – do lado direito da equação (B.18) é para turbinas, Q é a vazão volumétrica e  $\lambda$  é um coeficiente empírico compreendido entre 0 (vórtice-livre) e 0,04.

### 3) Modelo de vórtice-livre corrigido, Whitfield e Baines (1990):

Naturalmente, a modelagem de escoamentos não-guiados deve permitir o cálculo do aumento de entropia. Uma maneira de considerar os efeitos da viscosidade, tendo por base a equação do vórtice-livre, seria modificar a equação (B.17) introduzindo um coeficiente de correção,  $S$ , na equação do vórtice-livre, isto é,

$$r_E c_{uE} S = r_S c_{uS}. \quad (\text{B.19})$$

Segundo Japikse (1983), os valores do coeficiente  $S$  estão compreendidos entre 0,85 e 0,95.

Nesse caso, os efeitos da viscosidade na equação da quantidade de movimento angular não estão diretamente relacionados ao aumento de entropia. Wallace *et al.* (1976) contornaram tal problema introduzindo um termo adicional na equação do vórtice-livre que foi baseado na análise do escoamento em difusores sem aletas realizada por Stanitz (1952), ou seja,

$$\frac{c_{uE}}{c_{uS}} = \frac{r_S}{r_E} + \frac{2\pi C_f \rho_E c_{uS} (r_S^2 - r_E r_S)}{\dot{m}}. \quad (\text{B.20})$$

A equação (B.20), apropriada para turbocompressores, foi estendida por Whitfield e Baines (1990) para o escoamento não-guiado de componentes fixos de turbinas na seguinte forma

$$\frac{c_{uE}}{c_{uS}} = \frac{r_S}{r_E} + \frac{2\pi C_f \rho_S c_{uS} (r_E^2 - r_E r_S)}{\dot{m}}. \quad (\text{B.21})$$

Da equação (B.21), explicitando o componente circunferencial da velocidade absoluta na saída,  $c_{uS}$ , obtém-se

$$c_{uS} = \frac{-\left(\frac{r_S}{r_E}\right) + \left\{ \left(\frac{r_S}{r_E}\right)^2 + [8\pi C_f \rho_S (r_E^2 - r_E r_S) / \dot{m}] c_{uE} \right\}^{1/2}}{4\pi C_f \rho_S (r_E^2 - r_E r_S) / \dot{m}}, \quad (\text{B.22})$$

onde  $\rho_S$  é a massa específica do fluido na saída do componente e  $\dot{m}$  é a vazão em massa.

O coeficiente de atrito,  $C_f$ , em (B.22), é dado por

$$C_f = 0,0135(\bar{c}D_h / \nu)^{-0,25}, \quad (\text{B.23})$$

onde  $\bar{c} = (c_E + c_S)/2$ ,  $L = r_E - r_S$ ,  $D_h$  é o diâmetro hidráulico e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido em escoamento.

### **ÂNGULO DO ESCOAMENTO ABSOLUTO NA SAÍDA**

O ângulo do escoamento absoluto na saída é dado por

$$\alpha_s = \text{tag}^{-1} \left( \frac{c_{mS}}{c_{uS}} \right), \quad (\text{B.24})$$

onde

$$c_{mS} = \frac{Q}{\pi D_S b_S}, \quad (\text{B.25})$$

## Apêndice C

### RESULTADOS TEÓRICOS

#### C.1 RESULTADOS EM FUNÇÃO DA VAZÃO PARA A ROTAÇÃO CONSTANTE DE 1130 RPM

Tabela C.1 Valores de vazão e de rendimentos

$Q$ (m <sup>3</sup> /s)	$\eta_h$ (-)	$\eta_f$ (-)	$\eta_{al}$ (-)	$\eta_i$ (-)	$\eta$ (-)
0,2035	0,7535	0,9809	0,9670	0,7148	0,7012
0,2276	0,7901	0,9822	0,9721	0,7544	0,7399
0,2489	0,8153	0,9831	0,9754	0,7818	0,7666
0,2676	0,8318	0,9838	0,9776	0,8000	0,7844
0,2843	0,8423	0,9843	0,9792	0,8119	0,7960
0,2990	0,8487	0,9847	0,9805	0,8194	0,8033
0,3121	0,8513	0,9851	0,9813	0,8230	0,8068
0,3238	0,8515	0,9854	0,9820	0,8239	0,8077
0,3343	0,8497	0,9856	0,9826	0,8229	0,8067
0,3437	0,8465	0,9858	0,9830	0,8203	0,8041
0,3481	0,8445	0,9859	0,9832	0,8186	0,8025
0,3522	0,8422	0,9860	0,9833	0,8166	0,8005
0,3599	0,8371	0,9861	0,9836	0,8120	0,7959
0,3668	0,8310	0,9863	0,9838	0,8063	0,7904
0,3731	0,8246	0,9864	0,9840	0,8003	0,7845
0,3761	0,8212	0,9865	0,9840	0,7972	0,7814
0,3789	0,8179	0,9865	0,9841	0,7940	0,7783
0,3841	0,8107	0,9866	0,9842	0,7872	0,7716
0,3890	0,8035	0,9867	0,9842	0,7803	0,7649
0,3934	0,7959	0,9868	0,9842	0,7731	0,7578
0,3975	0,7884	0,9869	0,9843	0,7658	0,7507
0,4048	0,7730	0,9871	0,9842	0,7510	0,7362
0,4080	0,7654	0,9872	0,9842	0,7436	0,7290

**Tabela C.2** Valores de vazão, alturas de energia do rotor e potências

<b>Q</b> (m <sup>3</sup> /s)	<b>H<sub>pá∞</sub></b> (m)	<b>H<sub>pá</sub></b> (m)	<b>P<sub>i</sub></b> (W)	<b>P<sub>e</sub></b> (W)	<b>P<sub>h</sub></b> (W)
0,2035	10,3132	9,5330	17958,5957	17599,4237	25071,7681
0,2276	10,8109	9,9930	21186,6764	20762,9428	28043,7959
0,2489	11,1512	10,3076	23993,9636	23514,0843	30663,5275
0,2676	11,3787	10,5178	26406,6641	25878,5308	32977,0542
0,2843	11,5234	10,6516	28462,3941	27893,1462	35023,9326
0,2990	11,6068	10,7288	30203,1020	29599,0400	36840,5364
0,3121	11,6443	10,7634	31668,3435	31034,9766	38456,3001
0,3238	11,6469	10,7658	32895,3185	32237,4122	39898,8233
0,3343	11,6230	10,7437	33916,3902	33238,0624	41190,2646
0,3437	11,5787	10,7028	34760,2261	34065,0216	42349,9975
0,3481	11,5505	10,6767	35123,7389	34421,2641	42886,0955
0,3522	11,5189	10,6475	35451,7125	34742,6782	43394,7264
0,3599	11,4471	10,5811	36012,3793	35292,1318	44338,9868
0,3668	11,3662	10,5063	36460,4488	35731,2398	45194,7329
0,3731	11,2783	10,4251	36811,5080	36075,2779	45972,2309
0,3761	11,2323	10,3826	36955,1494	36216,0464	46335,0136
0,3789	11,1852	10,3390	37079,3780	36337,7905	46681,4733
0,3841	11,0881	10,2493	37275,1210	36529,6186	47329,4631
0,3890	10,9882	10,1569	37408,8594	36660,6822	47923,8048
0,3934	10,8861	10,0626	37488,6353	36738,8626	48469,7724
0,3975	10,7826	9,9669	37521,9331	36771,4945	48973,3757
0,4048	10,5732	9,7733	37471,7150	36722,2807	49869,2365
0,4080	10,4679	9,6760	37398,0640	36650,1027	50269,5131

**Tabela C.3** Valores de ângulos e velocidades na entrada do rotor

$\alpha_4$ (°)	$\beta_4$ (°)	$c_{u4}$ (m/s)	$c_{m4}$ (m/s)	$w_{u4}$ (m/s)	$c_4$ (m/s)	$w_4$ (m/s)
18,1661	58,6229	10,7441	3,5255	2,1542	11,3077	4,1397
20,7416	57,9007	10,4206	3,9463	2,4777	11,1428	4,6641
23,2260	56,6914	10,0606	4,3174	2,8378	10,9478	5,1683
25,6178	55,3524	9,6872	4,6450	3,2111	10,7433	5,6494
27,9163	54,0160	9,3141	4,9349	3,5843	10,5407	6,1019
30,1222	52,7432	8,9489	5,1921	3,9494	10,3461	6,5243
32,2372	51,5652	8,5960	5,4210	4,3023	10,1626	6,9220
34,2633	50,4807	8,2577	5,6253	4,6407	9,9916	7,2939
36,2036	49,4852	7,9348	5,8082	4,9635	9,8334	7,6415
38,0612	48,5721	7,6276	5,9724	5,2708	9,6876	7,9668
38,9602	48,1439	7,4797	6,0483	5,4186	9,6192	8,1213
39,8398	47,7335	7,3356	6,1205	5,5627	9,5536	8,2714
41,5433	46,9615	7,0583	6,2542	5,8400	9,4305	8,5570
43,1755	46,2492	6,7950	6,3754	6,1034	9,3176	8,8267
44,7405	45,5890	6,5447	6,4857	6,3537	9,2139	9,0800
45,4991	45,2768	6,4242	6,5371	6,4742	9,1653	9,2012
46,2422	44,9757	6,3066	6,5862	6,5917	9,1187	9,3185
47,6845	44,4037	6,0799	6,6781	6,8185	9,0311	9,5447
49,0711	43,8690	5,8637	6,7623	7,0347	8,9505	9,7581
50,4057	43,3669	5,6572	6,8398	7,2411	8,8762	9,9613
51,6917	42,8947	5,4597	6,9112	7,4386	8,8076	10,1541
54,1313	42,0269	5,0890	7,0383	7,8093	8,6854	10,5135
55,2911	41,6267	4,9145	7,0951	7,9838	8,6310	10,6812

**Tabela C.4** Valores de ângulo e velocidades na saída do rotor

$\alpha_5$ (°)	$C_{u5}$ (m/s)	$C_{m5}$ (m/s)	$W_{u5}$ (m/s)	$W_{m5}$ (m/s)	$C_5$ (m/s)	$W_5$ (m/s)
44,4738	3,5368	3,4693	7,1132	3,4693	4,9575	7,9142
55,3249	2,6877	3,8835	7,9623	3,8835	4,7257	8,8589
65,4697	1,9389	4,2487	8,7111	4,2487	4,6718	9,6920
74,3707	1,2778	4,5711	9,3722	4,5711	4,7492	10,4275
81,8541	0,6929	4,8564	9,9571	4,8564	4,9090	11,0783
88,0390	0,1740	5,1095	10,4760	5,1095	5,1136	11,6556
93,0663	-0,2878	5,3347	10,9378	5,3347	5,3443	12,1694
97,1762	-0,7000	5,5357	11,3500	5,5357	5,5821	12,6280
100,5633	-1,0690	5,7157	11,7190	5,7157	5,8169	13,0386
103,3752	-1,4005	5,8774	12,0505	5,8774	6,0437	13,4074
104,6108	-1,5536	5,9521	12,2036	5,9521	6,1526	13,5777
105,7348	-1,6991	6,0230	12,3491	6,0230	6,2593	13,7396
107,7387	-1,9690	6,1547	12,6190	6,1547	6,4620	14,0399
109,4122	-2,2136	6,2740	12,8636	6,2740	6,6543	14,3120
110,8704	-2,4360	6,3825	13,0860	6,3825	6,8326	14,5595
111,5216	-2,5397	6,4330	13,1897	6,4330	6,9174	14,6748
112,1436	-2,6387	6,4814	13,2887	6,4814	6,9984	14,7851
113,2348	-2,8242	6,5718	13,4742	6,5718	7,1540	14,9914
114,2167	-2,9941	6,6547	13,6441	6,6547	7,2977	15,1805
115,0650	-3,1504	6,7309	13,8004	6,7309	7,4326	15,3544
115,8314	-3,2945	6,8012	13,9445	6,8012	7,5579	15,5147
117,1266	-3,5511	6,9263	14,2010	6,9263	7,7844	15,8001
117,6885	-3,6657	6,9822	14,3157	6,9822	7,8865	15,9276

**Tabela C.5** Valores de perdas no rotor e vazão unitária

$Z_{ch_R}$ (m)	$Z_{av_R}$ (m)	$Z_{mw_R}$ (m)	$Q_{11}$ (m/s <sup>3</sup> )
0,0082	0,1126	0,0193	0,2178
0,0063	0,1428	0,0245	0,2436
0,0030	0,1736	0,0295	0,2664
0,0024	0,2044	0,0345	0,2865
0,0033	0,2347	0,0392	0,3043
0,0047	0,2640	0,0436	0,3201
0,0119	0,2924	0,0478	0,3341
0,0224	0,3196	0,0517	0,3467
0,0359	0,3456	0,0554	0,3579
0,0527	0,3703	0,0588	0,3680
0,0617	0,3821	0,0604	0,3726
0,0722	0,3937	0,0619	0,3770
0,0940	0,4160	0,0649	0,3852
0,1204	0,4372	0,0676	0,3927
0,1478	0,4573	0,0701	0,3994
0,1624	0,4670	0,0713	0,4026
0,1767	0,4763	0,0725	0,4056
0,2085	0,4945	0,0747	0,4112
0,2405	0,5117	0,0768	0,4164
0,2750	0,5282	0,0787	0,4211
0,3100	0,5438	0,0805	0,4255
0,3833	0,5731	0,0838	0,4333
0,4209	0,5867	0,0852	0,4368



**Tabela C.6** Valores de velocidades na caixa espiral

$c_{uC}$ (m/s)	$c_{mC}$ (m/s)	$c_C$ (m/s)
2,7954	0,6970	2,8810
3,1266	0,7795	3,2223
3,4187	0,8524	3,5233
3,6766	0,9167	3,7891
3,9048	0,9736	4,0244
4,1073	1,0241	4,2331
4,2875	1,0690	4,4188
4,4483	1,1091	4,5845
4,5923	1,1450	4,7329
4,7216	1,1772	4,8662
4,7814	1,1921	4,9277
4,8381	1,2063	4,9862
4,9434	1,2325	5,0947
5,0388	1,2563	5,1930
5,1255	1,2779	5,2824
5,1659	1,2880	5,3240
5,2045	1,2976	5,3638
5,2768	1,3156	5,4383
5,3430	1,3322	5,5066
5,4039	1,3473	5,5694
5,4600	1,3613	5,6272
5,5599	1,3862	5,7301
5,6045	1,3974	5,7761

**Tabela C.7** Valores de ângulo e velocidades na entrada e saída do pré-distribuidor

$C_{m1P}$ (m/s)	$C_{u1P}$ (m/s)	$C_{1P}$ (m/s)	$\alpha_{1P}$ (°)	$C_{m2P}$ (m/s)	$C_{u2P}$ (m/s)	$C_{2P}$ (m/s)
1,7413	2,7954	3,2934	31,9187	1,6921	1,6921	2,3929
1,9475	3,1266	3,6835	31,9187	1,8925	1,8925	2,6764
2,1295	3,4187	4,0276	31,9187	2,0693	2,0693	2,9264
2,2901	3,6766	4,3315	31,9187	2,2254	2,2254	3,1472
2,4323	3,9048	4,6004	31,9187	2,3636	2,3636	3,3426
2,5585	4,1073	4,8390	31,9187	2,4861	2,4861	3,5159
2,6707	4,2875	5,0513	31,9187	2,5952	2,5952	3,6702
2,7709	4,4483	5,2407	31,9187	2,6926	2,6926	3,8078
2,8605	4,5923	5,4104	31,9187	2,7797	2,7797	3,9311
2,9411	4,7216	5,5627	31,9187	2,8580	2,8580	4,0418
2,9783	4,7814	5,6331	31,9187	2,8941	2,8941	4,0929
3,0137	4,8381	5,6999	31,9187	2,9285	2,9285	4,1415
3,0792	4,9434	5,8239	31,9187	2,9922	2,9922	4,2316
3,1386	5,0388	5,9363	31,9187	3,0499	3,0499	4,3133
3,1926	5,1255	6,0385	31,9187	3,1024	3,1024	4,3875
3,2178	5,1659	6,0861	31,9187	3,1269	3,1269	4,4221
3,2419	5,2045	6,1316	31,9187	3,1503	3,1503	4,4551
3,2869	5,2768	6,2168	31,9187	3,1940	3,1940	4,5170
3,3282	5,3430	6,2948	31,9187	3,2341	3,2341	4,5737
3,3661	5,4039	6,3665	31,9187	3,2710	3,2710	4,6258
3,4011	5,4600	6,4327	31,9187	3,3049	3,3049	4,6739
3,4633	5,5599	6,5504	31,9187	3,3654	3,3654	4,7594
3,4911	5,6045	6,6029	31,9187	3,3924	3,3924	4,7976

**Tabela C.8** Valores de ângulos, velocidades e outras grandezas na entrada do distribuidor

$C_{u1D}$ (m/s)	$C_{m1D}$ (m/s)	$C_{1D}$ (m/s)	$\alpha_{1D}^*$ (°)	$\alpha_{1D}$ (°)	$D_{1D}$ (m)	$fe_{1D}$ (-)
1,8247	2,6405	3,2096	24,0000	55,3541	0,3683	0,6796
2,0352	2,8903	3,5350	25,0000	54,8489	0,3693	0,6925
2,2193	3,0987	3,8114	26,0000	54,3895	0,3703	0,7043
2,3803	3,2726	4,0467	27,0000	53,9702	0,3713	0,7153
2,5213	3,4181	4,2474	28,0000	53,5862	0,3723	0,7254
2,6451	3,5400	4,4191	29,0000	53,2333	0,3733	0,7348
2,7539	3,6424	4,5663	30,0000	52,9082	0,3743	0,7435
2,8498	3,7284	4,6928	31,0000	52,6078	0,3753	0,7517
2,9345	3,8009	4,8019	32,0000	52,3295	0,3762	0,7592
3,0095	3,8619	4,8960	33,0000	52,0711	0,3772	0,7663
3,0438	3,8887	4,9383	33,5000	51,9488	0,3777	0,7697
3,0761	3,9133	4,9775	34,0000	51,8308	0,3781	0,7730
3,1352	3,9566	5,0482	35,0000	51,6067	0,3791	0,7792
3,1879	3,9931	5,1096	36,0000	51,3974	0,3800	0,7851
3,2350	4,0238	5,1629	37,0000	51,2016	0,3809	0,7906
3,2566	4,0372	5,1870	37,5000	51,1084	0,3814	0,7932
3,2771	4,0495	5,2094	38,0000	51,0182	0,3818	0,7958
3,3148	4,0711	5,2499	39,0000	50,8461	0,3827	0,8007
3,3487	4,0891	5,2853	40,0000	50,6843	0,3836	0,8053
3,3792	4,1040	5,3162	41,0000	50,5321	0,3845	0,8097
3,4067	4,1164	5,3432	42,0000	50,3888	0,3853	0,8138
3,4540	4,1347	5,3875	44,0000	50,1262	0,3870	0,8215
3,4743	4,1413	5,4057	45,0000	50,0057	0,3878	0,8250

**Tabela C.9** Valores de ângulos, velocidades e outras grandezas na saída do distribuidor

$C_{m2D}$ (m/s)	$C_{u2D}$ (m/s)	$C_{2D}$ (m/s)	$\alpha_{2D}^*$ (°)	$\alpha_{2D}$ (°)	$D_{2D}$ (m)	$fe_{2D}$ (-)
2,5237	16,4030	16,5960	8,7468	8,7468	0,3326	0,7873
2,7526	15,8503	16,0875	9,8519	9,8519	0,3314	0,8103
2,9536	15,2461	15,5296	10,9640	10,9640	0,3302	0,8287
3,1311	14,6261	14,9575	12,0831	12,0831	0,3290	0,8438
3,2886	14,0109	14,3916	13,2092	13,2092	0,3278	0,8564
3,4292	13,4119	13,8433	14,3423	14,3423	0,3266	0,8670
3,5554	12,8355	13,3188	15,4825	15,4825	0,3254	0,8761
3,6692	12,2847	12,8210	16,6299	16,6299	0,3242	0,8841
3,7725	11,7609	12,3511	17,7844	17,7844	0,3230	0,8910
3,8666	11,2638	11,9090	18,9460	18,9460	0,3219	0,8970
3,9106	11,0251	11,6981	19,5295	19,5295	0,3213	0,8998
3,9528	10,7928	11,4938	20,1148	20,1148	0,3207	0,9024
4,0321	10,3466	11,1045	21,2909	21,2909	0,3195	0,9073
4,1054	9,9240	10,7396	22,4741	22,4741	0,3183	0,9116
4,1735	9,5235	10,3978	23,6646	23,6646	0,3172	0,9155
4,2058	9,3310	10,2350	24,2625	24,2625	0,3166	0,9173
4,2370	9,1435	10,0775	24,8622	24,8622	0,3160	0,9190
4,2964	8,7828	9,7773	26,0672	26,0672	0,3149	0,9222
4,3522	8,4398	9,4959	27,2793	27,2793	0,3137	0,9252
4,4049	8,1133	9,2319	28,4987	28,4987	0,3126	0,9279
4,4548	7,8020	8,9842	29,7252	29,7252	0,3115	0,9303
4,5472	7,2208	8,5332	32,1999	32,1999	0,3093	0,9347
4,5902	6,9487	8,3279	33,4480	33,4480	0,3082	0,9367

**Tabela C.10** Valores de perdas na caixa espiral, no pré-distribuidor e distribuidor

$Z_{av_{inj}}$ (m)	$Z_{(av+cur)_{car}}$ (m)	$Z_{ch_p}$ (m)	$Z_{av_p}$ (m)	$Z_{mw_p}$ (m)	$Z_{ch_D}$ (m)	$Z_{av_D}$ (m)
0,0797	0,0075	0,0448	0,0064	0,0001	0,5172	0,0898
0,0997	0,0094	0,0561	0,0080	0,0002	0,5316	0,0882
0,1191	0,0112	0,0670	0,0095	0,0002	0,5240	0,0856
0,1378	0,0130	0,0775	0,0110	0,0002	0,5012	0,0827
0,1554	0,0146	0,0875	0,0124	0,0002	0,4682	0,0796
0,1720	0,0162	0,0968	0,0137	0,0003	0,4292	0,0764
0,1874	0,0176	0,1055	0,0150	0,0003	0,3875	0,0733
0,2017	0,0190	0,1135	0,0161	0,0003	0,3453	0,0703
0,2150	0,0202	0,1210	0,0172	0,0003	0,3039	0,0675
0,2273	0,0214	0,1279	0,0181	0,0003	0,2646	0,0648
0,2330	0,0219	0,1311	0,0186	0,0004	0,2458	0,0635
0,2386	0,0225	0,1343	0,0190	0,0004	0,2278	0,0622
0,2491	0,0234	0,1402	0,0199	0,0004	0,1940	0,0599
0,2588	0,0244	0,1456	0,0207	0,0004	0,1634	0,0577
0,2678	0,0252	0,1507	0,0214	0,0004	0,1358	0,0556
0,2720	0,0256	0,1531	0,0217	0,0004	0,1232	0,0546
0,2761	0,0260	0,1554	0,0220	0,0004	0,1114	0,0537
0,2838	0,0267	0,1597	0,0226	0,0004	0,0899	0,0519
0,2910	0,0274	0,1638	0,0232	0,0004	0,0713	0,0502
0,2977	0,0280	0,1675	0,0238	0,0004	0,0552	0,0486
0,3039	0,0286	0,1710	0,0242	0,0005	0,0416	0,0472
0,3151	0,0297	0,1773	0,0251	0,0005	0,0210	0,0446
0,3202	0,0301	0,1802	0,0255	0,0005	0,0136	0,0434

**Tabela C.11** Valores de perdas no distribuidor, nos componentes do tubo de sucção e perda hidráulica total

$Z_{mwd}$ (m)	$Z_{turcon}$ (m)	$Z_{avdif}$ (m)	$Z_{curcot}$ (m)	$Z_{avcon}$ (m)	$Z_{saídif}$ (m)	$Z_{htotal}$ (m)
1,1467	0,8792	0,0522	0,0931	0,0154	0,0418	3,1139
0,8571	0,5749	0,0653	0,1165	0,0192	0,0523	2,6518
0,6510	0,3580	0,0781	0,1392	0,0230	0,0625	2,3346
0,5023	0,2085	0,0903	0,1611	0,0266	0,0723	2,1257
0,3931	0,1094	0,1019	0,1817	0,0300	0,0816	1,9927
0,3117	0,0471	0,1127	0,2010	0,0331	0,0902	1,9127
0,2503	0,0139	0,1228	0,2190	0,0361	0,0983	1,8792
0,2033	0,0016	0,1322	0,2358	0,0389	0,1058	1,8776
0,1669	0,0044	0,1409	0,2513	0,0414	0,1128	1,8996
0,1383	0,0183	0,1490	0,2656	0,0438	0,1192	1,9402
0,1263	0,0281	0,1527	0,2723	0,0449	0,1223	1,9652
0,1157	0,0400	0,1564	0,2789	0,0460	0,1252	1,9946
0,0976	0,0669	0,1632	0,2911	0,0480	0,1307	2,0590
0,0829	0,0994	0,1696	0,3025	0,0499	0,1358	2,1361
0,0710	0,1335	0,1755	0,3130	0,0516	0,1405	2,2172
0,0659	0,1513	0,1783	0,3179	0,0524	0,1427	2,2600
0,0613	0,1686	0,1810	0,3227	0,0532	0,1449	2,3020
0,0532	0,2058	0,1860	0,3317	0,0547	0,1489	2,3932
0,0464	0,2419	0,1907	0,3401	0,0561	0,1527	2,4841
0,0408	0,2792	0,1951	0,3479	0,0574	0,1562	2,5797
0,0360	0,3153	0,1992	0,3551	0,0586	0,1594	2,6749
0,0285	0,3862	0,2065	0,3683	0,0607	0,1653	2,8690
0,0256	0,4198	0,2099	0,3742	0,0617	0,1680	2,9655

## C.2 RESULTADOS EM FUNÇÃO DA ROTAÇÃO PARA A ABERTURA DO DISTRIBUIDOR CONSTANTE DE DE 31<sup>o</sup>

Tabela C.12 Valores de rendimentos acumulados

Caixa espiral	Pré-distribuidor	Distribuidor	Rotor	Tubo de sucção
0,9824	0,9720	0,9225	0,8817	0,8287
0,9824	0,9720	0,9225	0,8833	0,8315
0,9824	0,9720	0,9225	0,8849	0,8341
0,9824	0,9720	0,9226	0,8863	0,8366
0,9824	0,9720	0,9226	0,8876	0,8389
0,9824	0,9720	0,9226	0,8888	0,8411
0,9824	0,9720	0,9226	0,8899	0,8430
0,9824	0,9720	0,9226	0,8909	0,8448
0,9824	0,9720	0,9227	0,8918	0,8465
0,9824	0,9720	0,9227	0,8925	0,8479
0,9824	0,9721	0,9227	0,8932	0,8492
0,9824	0,9721	0,9228	0,8937	0,8503
0,9824	0,9721	0,9228	0,8941	0,8512
0,9824	0,9721	0,9228	0,8943	0,8520
0,9824	0,9721	0,9229	0,8945	0,8526
0,9825	0,9721	0,9229	0,8945	0,8530
0,9825	0,9722	0,9230	0,8944	0,8532
0,9825	0,9722	0,9231	0,8942	0,8532
0,9825	0,9722	0,9231	0,8939	0,8530
0,9825	0,9722	0,9232	0,8934	0,8527
0,9825	0,9722	0,9233	0,8928	0,8522
0,9825	0,9723	0,9233	0,8921	0,8515
0,9826	0,9723	0,9234	0,8913	0,8505
0,9826	0,9723	0,9235	0,8903	0,8495
0,9826	0,9724	0,9236	0,8892	0,8482
0,9826	0,9724	0,9237	0,8880	0,8467
0,9826	0,9724	0,9237	0,8867	0,8450

**Tabela C.13** Valores de rotação unitária e de rendimentos

$\eta_{11}$ (-)	$\eta_h$ (-)	$\eta_f$ (-)	$\eta_{al}$ (-)	$\eta_i$ (-)
0,8423	0,8287	0,9854	0,9899	0,8083
0,8514	0,8315	0,9854	0,9896	0,8108
0,8606	0,8341	0,9854	0,9893	0,8132
0,8697	0,8366	0,9854	0,9890	0,8154
0,8789	0,8389	0,9854	0,9887	0,8174
0,8880	0,8411	0,9854	0,9884	0,8192
0,8972	0,8430	0,9854	0,9881	0,8209
0,9064	0,8448	0,9855	0,9878	0,8224
0,9155	0,8465	0,9855	0,9874	0,8237
0,9247	0,8479	0,9855	0,9871	0,8248
0,9338	0,8492	0,9855	0,9867	0,8257
0,9430	0,8503	0,9855	0,9863	0,8265
0,9521	0,8512	0,9854	0,9860	0,8271
0,9613	0,8520	0,9854	0,9856	0,8275
0,9704	0,8526	0,9854	0,9852	0,8277
0,9796	0,8530	0,9854	0,9848	0,8277
0,9887	0,8532	0,9854	0,9843	0,8276
0,9979	0,8532	0,9854	0,9839	0,8272
1,0071	0,8530	0,9854	0,9834	0,8267
1,0162	0,8527	0,9854	0,9830	0,8259
1,0254	0,8522	0,9854	0,9825	0,8250
1,0345	0,8515	0,9854	0,9820	0,8239
1,0437	0,8505	0,9853	0,9815	0,8226
1,0528	0,8495	0,9853	0,9810	0,8211
1,0620	0,8482	0,9853	0,9805	0,8194
1,0711	0,8467	0,9853	0,9799	0,8175
1,0803	0,8450	0,9853	0,9794	0,8154



**Tabela C.14** Valores de rotação unitária, altura de energia do rotor, potência de eixo e rendimento total da turbina

$n_{11}$ (-)	$H_{pá\infty}$ (m)	$P_e$ (W)	$\eta$ (-)
0,8423	11,3300	31773,6327	0,7922
0,8514	11,3685	31872,7943	0,7947
0,8606	11,4048	31964,5893	0,7970
0,8697	11,4388	32048,9632	0,7992
0,8789	11,4705	32125,8616	0,8011
0,8880	11,4999	32195,2308	0,8029
0,8972	11,5269	32257,0172	0,8046
0,9064	11,5517	32311,1677	0,8060
0,9155	11,5741	32357,6296	0,8073
0,9247	11,5941	32396,3503	0,8084
0,9338	11,6118	32427,2778	0,8094
0,9430	11,6270	32450,3603	0,8101
0,9521	11,6398	32465,5464	0,8107
0,9613	11,6502	32472,7851	0,8111
0,9704	11,6582	32472,0255	0,8113
0,9796	11,6636	32463,2173	0,8114
0,9887	11,6666	32446,3103	0,8112
0,9979	11,6671	32421,2548	0,8109
1,0071	11,6651	32388,0012	0,8104
1,0162	11,6605	32346,5004	0,8097
1,0254	11,6534	32296,7036	0,8088
1,0345	11,6437	32238,5622	0,8077
1,0437	11,6314	32172,0281	0,8064
1,0528	11,6165	32097,0532	0,8050
1,0620	11,5989	32013,5901	0,8033
1,0711	11,5788	31921,5915	0,8015
1,0803	11,5559	31821,0102	0,7994

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alencar, H. S.**, 2000, “Análise do comportamento de turbinas hidráulicas para operar com rotação variável”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI, Itajubá – MG
- Belluzzo, G.**, 1922, “Il calcolo e la installazione delle moderne turbine idrauliche”, Seconda edizione riveduta ed ampliata, Editore Libraio Della Real Casa, Milano
- Bran, R., Souza, Z.**, 1979, “Máquinas de Fluxo”, 2ª Edição, Ao Livro Técnico S.A.
- Colebrook, C. F.**, 1939, “Turbulent flow in pipes with particular reference to the transition region between the smooth- and rough-pipe laws, Journal of the Institutional of Civil Engineers, Vol. 11, pp. 133-156
- Csanady, G. T.**, 1964, “Theory of turbomachines”, McGraw-Hill Book Company
- Daily, J. W., Ernst, W. D., Abedian, V. V.**, 1964, “Enclosed rotating disks with superposed throughflow: mean study and periodic unsteady characteristics of the induced flow”, Rep. R-64-16, MIT (AROD-2500-2, AD-443060)
- Daily, J. W., Nece, R. E.**, 1960, “Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks”, ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 82, pp. 217-232
- Dandekar, M. M., Modi, P. N.**, 1972, “A note on specific speed in SI units”, Water Power, June, pp. 227-228
- Denton, J. D.**, 1993, “Loss Mechanisms in turbomachines”, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 621-656
- Daugherty, R. L.**, 1920, “Hydraulic turbines”, McGraw-Hill, Inc.

- Drtna, P., Sallaberger, M.**, 1999, “Hydraulic turbines – basic principles and state-of-the-art computational fluid dynamics applications”, ImechE 1999, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Vol. 213, pp. 85-101
- Eckert, B., Schnell, E.**, 1961, “Axial und Radialkompressoren - Anwendung/Theorie/ Berechnung”, Springer-Verlag
- Escher, R.**, 1921, “Die Theorie der Wasserturbinen”, Zweite Auflage, Verlag von Julius Springer Berlin
- Galvas, M. R.**, 1972, “Analytical correlation of centrifugal compressor design geometry for maximum efficiency with specific speed”, NASA TN D-6729
- Gülich, J. F.**, 1999, “Kreiselpumpem. Ein Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb”, Springer Berlin
- Gülich, J. F.**, 2003, “Disk friction losses of closed turbomachine impellers”, Forschung im Ingenieurwesen, 68, Springer-Verlag, pp. 87-95
- Grein, H., Hauser, H.**, 1979, “Francis or Pelton turbines in the head range between 200 and 800 m”, Escher Wyss News, 2/1979, pp. 3-12
- Haaland, S. E.**, 1983, “Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow”, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 105, pp. 89-90
- Japikse, D.**, 1983, “Advanced concepts in turbomachinery design and analysis”, Concepts ETI
- Kastner, L. J., Bhinder, F. B.**, 1975, “A method for predicting the performance of a centripetal gas turbine fitted with a nozzleless volute casing”, ASME paper 75-GT-65
- Kirchner, H., Raithel, F., Hardt, E., Buchmaier, H., Siebelt, E., Nielsen, C., Beppler, E., Horodynski, G.**, 1976, “Introdução ao projeto de grandes turbinas Francis”, 1.º Seminário de Engenharia Hidromecânica – Turbina Francis, VOITH S. A. Máquinas e Equipamentos, 8 a 12/03/1976, pp. 6.(1)-6.(94)
- Kubota, T., Suzuki, R., Ida, I., Han, F., Kanemoto, T.**, 1989, “Numerical analysis of hydraulic losses in Francis turbine”, International Symposium on Large Hydraulic Ma-

chinery and Associated Equipments – Organized by International Research Centre on Hydraulic Machinery – IRCHMB – (Beijing), International Association for Hydraulic Research – IAHR, International Editorial Committee for Book Series on Hydraulic Machinery, Beijing, China, pp. 112-121

**Lakshminarayana, B.**, 1996, “Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery”, John Wiley & Sons Inc.

**Lugaresi, A., Massa, A.**, 1987, “Designing Francis turbine: trends in the last decade”, Water Power & Dam Construction, November, pp. 23-28

**Massé, B.**, 1999, “Hydro-Québec achieves dynamic results”, International Water Power & Dam Construction, November, pp. 34-35

**Mataix, C.**, 1975, “Turbomáquinas Hidráulicas”, ICAI, Madrid

**Mauri, S., Kueny, J. L., Avellan, F.**, 2002, “Flow simulation in an elbow diffuser: verification and validation”, Proceedings of the 21<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, September 9 – 12, Lausanne, pp. 1-10

**Melo, C. A.**, 2003, “Semi-empirical model of the efficiency curve of a Francis turbine”, Proceedings of COBEM 2003, 17<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering, November 10-14, COBEM2003-1899, São Paulo, SP, Brasil

**Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T. H.**, 1994, “Fundamentals of fluid mechanics”, John Wiley & Sons

**Oh, H. W., Kim, K-Y.**, 2001, “Conceptual design optimization of mixed-flow pump impellers using mean streamline analysis”, ImechE 2001, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Vol. 215, pp. 133-138

**Oliveira, W.**, 2001, “Análise do escoamento em turbomáquinas radiais”, Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA, São José dos Campos – SP

**Pfleiderer, C.**, 1960, “Bombas centrífugas y turbocompresores”, Editorial Labor S. A.

**Pfleiderer, C., Petermann, H.**, 1972, “Stömungsmaschinen”, Springer Verlag

**Pfleiderer, C., Petermann, H.**, 1979, “Máquinas de Fluxo”, Ao Livro Técnico S. A.

- Potter, M. C., Wiggert, D. C.**, 1997, "Mechanics of Fluids", 2<sup>nd</sup> Edition, Prentice-Hall, Inc.
- Raabe, J.**, 1985, "Hidro power- The design, use, and function of hydromechanical, hydraulic, and electrical equipment", VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf
- Roelke, R. J.**, 1973, "Miscellaneous losses", Chapter 8 of Turbine design and application, Vol. 2, NASA SP-290, pp. 125-148
- Ruprecht, A., Heitele, M., Helmrich, T., Moser, W., Aschenbrenner, T.**, 2000, "Numerical simulation of a complete Francis turbine including unsteady rotor/stator interactions", 20<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, August
- Schweiger, F., Gregori, J.**, 1989, "Developments in the design of water turbines", Water Power & Dam Construction, May, pp. 23-26
- Senoo, Y. , Nakase, Y.** (1971), "A blade theory of an impeller with an arbitrary surface of revolution" , ASME Journal of Engineering for Power, Series A, pp. 454-460
- Senoo, Y. , Nakase, Y.** (1972), "An analysis of flow through a mixed flow impeller" , ASME Journal of Engineering for Power, Series A, pp. 43-50
- Sigloch, H.**, 1984, "Strömungsmaschinen - Grundlagen und Anwendungen", Carl Hanser Verlag
- Souza, Z.**, 1991, "Dimensionamento de Máquinas de Fluxo, Turbinas-Bombas-Ventiladores", Editora Edgard Blücher Ltda.
- Souza, L. C. E. O., Moura, M. D., Brasil Junior, A. C. P. , Nilsson, H.**, 2003, "Assessment of turbulence modelling for CFD simulations into hydroturbines: spiral casings", Proceedings of COBEM 2003, 17<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering, November 10-14, COBEM2003-0843, São Paulo, SP, Brasil
- Spence, S. W., Artt, D. W.**, 1998, "An experimental assessment of incidence losses in a radial inflow turbine rotor", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Vol. 212, pp. 43-53
- Stanitz, J. D.**, 1952, "One-dimensional compressible flow in vaneless diffusers of radial and mixed flow centrifugal compressors including effects of friction, heat transfer and area change", NACA TN 2610

- Swamee, P. K., Jain, A. K.**, 1976, “Explicit equations for pipe-flow problems”, Journal Hydraulic Division, Proceedings ASCE, May, pp. 657-664
- Tenot, A.**, 1932, “Turbines hydrauliques et régulateurs automatiques de vitesse”, Livre II, Librairie de L’Enseignement Technique, Léon Eyrolles, Éditeur
- Todd, C. A., Futral, S. M.**, 1969, “A FORTRAN IV program to estimate the off-design performance of radial-inflow turbines”, NASA TN D-5059
- Toyokura, T., Akaike, S., Kanemoto, T.**, 1980, “Study on turbine flow through guide vanes and stay vanes for a reversible pump-turbine”, The International Association for Hydraulic Research – IAHR, 10<sup>th</sup> Symposium, Tokyo, pp. 353-364
- Ueda, T.**, 1982, “Improvement of hydraulic turbine efficiency”, Fuji Electric Review, Vol. 28, N. 2, pp. 34-40
- Ueda, T., Kubota, T., Kimoto, Y.**, 1980, “Performance prediction of pump-turbine in generating mode”, The International Association for Hydraulic Research – IAHR, 10<sup>th</sup> Symposium, Tokyo, pp. 703-714
- UMSA/FUPAI**, 1989, “Relatório final UMSA/FUPAI”, Usiminas Mecânica S. A./Fundação de Pesquisa e Assessoramento à Indústria
- Vavra, M. H.**, 1974, “Aero-thermodynamics and flow in turbomachines”, Robert E. Krieger Publishing Company
- Vivier, L.**, 1966, “Turbines hydrauliques et leur regulation”, Éditions Albin Michel, Paris.
- Wallace, F. J., Baines, N. C., Whitfield, A.**, 1976, “A unified approach to the one-dimensional analysis and design of radial and mixed flow turbines”, ASME paper 76-GT-100
- White, F. M.**, 2002, “Mecânica dos Fluidos”, 4<sup>a</sup> Edição, McGraw-Hill Interamericana do Brasil Ltda.
- Whitfield, A., Baines, N. C.**, 1990, “Design of radial turbomachines”, Longman Scientific & Technical

**Yahya, S. M.**, 1983, "Turbines, compressors and fans", Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited

**Yoon, E. S., Oh, H. W., Chung, M. K., Ha, J. S.**, 1998, "Performance prediction of mixed-flow pumps", ImechE 1998, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Vol. 212, pp. 109-115