

FABIO TOFOLI

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE GRANDEZAS E PARÂMETROS  
QUE DETERMINAM O DIMENSIONAMENTO DE TURBOMÁQUINAS  
A VAPOR

Dissertação apresentada à Faculdade  
de Engenharia do Campus de  
Guaratinguetá, Universidade  
Estadual Paulista, para a obtenção  
do título de Mestre em Engenharia  
Mecânica na área de Transmissão e  
Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho

Co-orientador: Prof. Dr. José Nédilo Carrinho de Castro

Guaratinguetá  
2009

	Tofoli, Fábio.
T644a	Análise do comportamento de grandezas e parâmetros que determinam o dimensionamento de turbomáquinas a vapor / Fábio Tofoli – Guaratinguetá : [s.n.], 2009. 82 f. : il. Bibliografia: f. 69-70 Inclui apêndice  Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, 2009 Orientador: Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho Co-Orientador Prof. Dr. José Nédilo Carrinho de Castro  1. Turbomáquinas I. Título
	CDU 62-135




UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

*FÁBIO TOFOLI*

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA  
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA


APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

  
Prof. Dr. Marcelo dos Santos Pereira  
Coordenador

*BANCA EXAMINADORA:*

  
Prof. Dr. PAULO MAGALHÃES FILHO  
Orientador / Unesp-Feg

  
Prof. Dr. CARLOS DANIEL EBINUMA  
Unesp-Feg

  
Prof. Dr. JOSÉ RUI CAMARGO  
Unitau

*Fevereiro de 2009*

**DADOS CURRICULARES****FABIO TOFOLI**

NASCIMENTO	19.09.1974 – SÃO PAULO / SP
FILIAÇÃO	Valdemar Tofoli Creuza Moraes Tofoli
1999/2003	Curso de Graduação – Engenharia Mecânica Universidade de Mogi das Cruzes
1990/1993	Curso Técnico em Mecânica Escola Técnica Walter Belian

à todos aqueles que acreditaram e me incentivaram para que eu  
pudesse realizar este sonho, e de modo especial, à minha esposa  
Denise que sempre esteve ao meu lado nesta longa jornada.

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família e meus amigos,

ao meu orientador, *Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho* que jamais deixou de me incentivar. Sem a sua orientação, dedicação e auxílio, o estudo aqui apresentado seria praticamente impossível.

aos meus pais *Valdemar e Creuza*, que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivaram meus estudos.

às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar.

“São quatro os homens:

Aquele que não sabe e não sabe que não sabe; é um tolo.

**Evite-o.**

Aquele que não sabe e sabe que não sabe; é um simples.

**Ensine-o.**

Aquele que sabe e não sabe que sabe; está dormindo.

**Acorde-o.**

E aquele que sabe, e sabe que sabe; é um sábio.

**Segue-o.”**

*Provérbio Árabe*

TOFOLI, F. **Análise do comportamento de grandezas e parâmetros que determinam o dimensionamento de turbomáquinas a vapor.** 2009. 82f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.

## **RESUMO**

Este trabalho tem como objetivo a análise da influência de parâmetros adimensionais e grandezas dimensionais no projeto de turbomáquinas operando em diferentes situações de pressão, temperatura e vazão mássica de vapor. O trabalho é dividido em duas partes principais, sendo que inicialmente são analisados os parâmetros adimensionais e as grandezas dimensionais que influenciam diretamente o valor do rendimento interno das turbomáquinas térmicas que utilizam o vapor como fluido de trabalho. Na segunda parte do trabalho são abordadas as classes de pressão e rotação específica, e sua influência no comportamento de parâmetros adimensionais. A aplicação dos resultados está diretamente ligada a especificação de turbomáquinas em sistemas de cogeração para aproveitamento de fluxos térmicos provenientes de processos, queima de combustíveis ou gases de escape de uma máquina térmica, para os quais os projetistas necessitam estimar o rendimento de tais componentes por ocasião da análise de viabilidade econômica.

**PALAVRAS-CHAVE:** Turbinas a vapor, parâmetros adimensionais, turbomáquinas.



TOFOLI, F. **Analysis of the behavior of greatness and parameters that determine the dimensioning of steam turbines**. 2009. 82f. Dissertation (Master degree in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.

## **ABSTRACT**

This work has as objective the analysis of the influence of dimensionless parameters and dimensional greatness in the project of turbomachinery operating in different pressure situations, temperature and flow steam. This work is shared in two main parts, which are initially analyzed the dimensionless parameters and the dimensional greatness that directly influence the internal efficiency of the thermal turbomachinery that using steam as the working fluid. In the second part of the work are accosted the classes of pressure and specific rotation, and its influence on the behavior of dimensionless parameters. The application of the results is directly linked to the specification of turbomachinery in cogeneration systems for use of heat flows from processes, burning of fuel or the exhaust gases of a thermal machine, for which the designers needs to estimate the efficiency of such components at analysis of economic feasibility.

**KEY WORDS:** Steam turbines, dimensionless parameters, turbomachinery.

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Turbina de Hero .....	19
FIGURA 2 – Turbina de Branca .....	19
FIGURA 3 – Turbina de-Laval .....	20
FIGURA 4 – Transformação de energia nas turbomáquinas.....	24
FIGURA 5 – Esquema de uma turbina Curtis com estágios de velocidades.....	26
FIGURA 6 – Turbina de contrapressão .....	27
FIGURA 7 – Desenvolvimento cilíndrico de uma grade .....	45
FIGURA 8 – Perda estimada de eficiência no estágio para diferentes espessuras de borda .....	46
FIGURA 9 – Perda aproximada de eficiência no estágio e função do acabamento superficial .....	47
FIGURA 10 – Coeficiente de velocidade $\phi$ para injetores convergentes em função do comprimento do injetor .....	49
FIGURA 11 – Representação das perdas em um diagrama h-s.....	49
FIGURA 12 – Movimento do vapor entre o disco, carcaça e eixo.....	51
FIGURA 13 – Linhas de contorno entre o disco e a carcaça .....	52
FIGURA 14 – Representação do diafragma.....	55
FIGURA 15 – Selos Laribirinto .....	56
FIGURA 16 – Folgas radiais em estágio de reação .....	57
FIGURA 17 – Rendimento interno total para potência de até 3 MW .....	60
FIGURA 18 – Rendimento interno total para potência de 3 a 43 MW .....	60
FIGURA 19 – Relação largura da pá/ diâmetro médio do rotor.....	61
FIGURA 20 – Coeficiente de pressão .....	62
FIGURA 21 – Coeficiente de potência.....	62
FIGURA 22 – Coeficiente de vazão para faixa de $20 < n_q < 250$ .....	63
FIGURA 23 – Coeficiente de vazão para $n_q < 20$ .....	63
FIGURA 24 – Velocidade tangencial na ponta da pá para potência de até 2 MW.....	64
FIGURA 25 – Velocidade tangencial na ponta da pá para potência de 2 a 43 MW.....	64

FIGURA A1 – Convenção de subscritos.....	73
FIGURA A2 – Triângulo de velocidades.....	74
FIGURA A3 – Esquema de uma turbina de ação de 1 estágio.....	77

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Evolução de parâmetros das turbinas a vapor .....	21
TABELA 2 – Parâmetros das turbinas a vapor entre 1930 e 1933.....	21
TABELA 3 – Parâmetros das turbinas a vapor Curtis entre 1975 e 1984.....	22
TABELA 4 – Parâmetros das turbinas a vapor entre 1996 e 2005.....	22
TABELA 5 – Parâmetros das turbinas a vapor .....	23
TABELA 6 – Classificação e tipos característicos de turbinas a vapor .....	28
TABELA 7 – Relação diâmetro médio do rotor versus altura da pá.....	41
TABELA 8 – Dados obtidos de máquinas instaladas no Brasil .....	59
TABELA B1 – Dados coletados .....	81

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

adm.	- Admissível
GE	- General Electric
M	- Ponto médio
Pot.	- Potência
t	- Teórico

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\Omega$	grau de reação	[l]
$\Omega_t$	grau de reação teórico	[l]
$\alpha$	ângulo entre as velocidades absoluta e tangencial	Grau
$\beta$	ângulo entre as velocidades tangencial e relativa	Grau
$\gamma$	peso específico	$N/m^3$
$\rho$	massa específica	$kg/m^3$
$\omega$	velocidade relativa	$m/s$
$\varphi$	coeficiente de volume ou vazão	[1]
$\Delta h_{vr}$	perda intersticial	$kcal/kg$
$\Delta p$	perda de pressão na admissão da turbomáquina	$Pa, bar$
$\phi$	coeficiente de velocidade	[1]
$\phi_{ch}$	coeficiente de perda de velocidade	[1]
$\mu$	viscosidade dinâmica	$N.s/m^2$
$\psi$	coeficiente de pressão	[1]
$du$	diferença de velocidade tangencial	$m/s$
$dy$	distância entre dois pontos	$m$
$\zeta$	coeficiente de resistência ao fluxo de vapor	[1]
$\xi_{ch}$	coeficiente de perda no injetor	[1]
$\Theta$	perdas de transição	[1]
$\lambda$	coeficiente de potência	[1]
$\theta$	coeficiente relacionado a tipo de rotor	[1]
$\tau$	tensão de cisalhamento	$N/m^2$
$\eta$	rendimento	
$\eta_t$	rendimento interno total	
$\Sigma$	somatório	
$\delta$	folga radial	$mm$
$A$	área	$m^2$
$c$	velocidade absoluta ou velocidade do vapor	$m/s$
$D$	diâmetro genérico	$m$
$D_h$	diâmetro hidráulico	$m$
$D_m$	diâmetro do rotor medido até a metade das pás	$m$
$f_c$	volume de vapor no espaço entre interstícios	$m^3$
$k$	coeficiente experimental	[1]
$l$	dimensão	$m$
$h$	entalpia específica	$kJ/kg$
$H$	queda hidráulica genérica	$m$
$L$	corda do perfil da pá	$m$
$N_r$	perda de potência devido ao atrito do rotor	$W$
$N_v$	perda de potência por ventilação	$W$
$N_m$	perda de potência mecânica	$W$
$m$	número de estágios	
$\dot{m}$	vazão mássica	$kg/s$

n	velocidade de rotação	<i>rpm, rps</i>
$n_q$	rotação específica	<i>rpm, rps</i>
$n_{qA}$	rotação específica	<i>rpm, rps</i>
$n_s$	rotação específica	<i>rpm, rps</i>
p	pressão	<i>Pa, bar</i>
P	perímetro	<i>m</i>
P	potência	<i>W</i>
$p_0$	pressão inicial	<i>Pa, bar</i>
Q	vazão volumétrica da turbina	<i>m<sup>3</sup>/s</i>
Re	número de Reynolds	<i>[1]</i>
t	passo entre pá da turbomáquina	<i>m</i>
T	tempo	<i>s</i>
T	torque	<i>J</i>
u	velocidade tangencial	<i>m/s</i>
v	volume específico	<i>m<sup>3</sup>/kg</i>
x	título	<i>[1]</i>
w	velocidade relativa	<i>m/s</i>
Y	trabalho específico	<i>J/kg, kJ/kg</i>

#### SOBRESCRITO E SUBSCRITO

a	axial
din	dinâmico
e	externo
est	estático
i	interno
m	modelo
p	protótipo
0	entrada do vapor no injetor
1	entrada do vapor na aleta
2	saída do vapor na aleta
3	posição do vapor entre a saída da aleta e entrada da pá (interstício)
4	entrada do vapor na pá do rotor
5	saída do vapor na pá do rotor
$\infty$	condição ideal

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	17
1.1	OBJETIVO DO TRABALHO	17
1.2	METODOLOGIA	17
1.3	HISTÓRICO	18
<b>2</b>	<b>TEORIA CLÁSSICA</b>	24
2.1	CLASSIFICAÇÃO DAS TURBOMÁQUINAS A VAPOR	25
<b>3</b>	<b>CARACTERÍSTICAS ADIMENSIONAIS</b>	29
3.1	INTRODUÇÃO	29
3.2	ANÁLISE DIMENSIONAL GENERALIZADA	29
3.3	RELAÇÕES CARACTERÍSTICAS	31
3.3.1	Coefficiente de pressão ( $\psi$ )	32
3.3.2	Coefficiente de volume ou vazão ( $\phi$ )	32
3.3.3	Coefficiente de potência	33
3.3.4	Número de Reynolds (Re)	34
3.3.5	Rotação específica	34
3.3.6	Relação diâmetro médio do rotor versus altura da pá ( $l/D_m$ )	40
<b>4</b>	<b>PERDAS QUE DETERMINAM O RENDIMENTO TOTAL</b>	42
4.1	INTRODUÇÃO	42
4.2	PERDAS INTERNAS	42
4.2.1	Perdas na admissão	43
4.2.2	Perdas nos injetores e aletas	44
4.2.2.1	Perdas de perfil	44
4.2.2.2	Perdas secundárias	47
4.2.2.3	Perdas por choque	48
4.2.3	Perdas de transição	50
4.2.4	Perdas no rotor	50
4.2.4.1	Perdas devido ao atrito do rotor e ventilação	51
4.2.5	Perdas por umidade	54
4.2.6	Perdas intersticiais	55
4.2.6.1	Perdas intersticiais em turbomáquinas de ação	55
4.2.6.2	Perdas intersticiais em turbomáquinas de reação	57
4.3	PERDAS EXTERNAS	58
<b>5</b>	<b>ESTIMATIVAS E CÁLCULOS</b>	59
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	67
	REFERÊNCIAS	69
	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	71
	APÊNDICE A – Definições teóricas	73
	APÊNDICE B – Dados coletados	80

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 OBJETIVO DO TRABALHO

Elaborar estudo para análise da influência de parâmetros adimensionais e grandezas dimensionais no projeto de turbomáquinas operando em diferentes situações de pressão, temperatura e vazão mássica de vapor.

A contribuição deste trabalho está no sentido de proporcionar aos projetistas de turbinas a vapor, a serem instaladas em plantas de geração de energia, uma fonte de recorrência para o planejamento e pré-dimensionamento de tais equipamentos, e também aos analistas de plantas de processos, que ao estudarem pontos favoráveis à otimização do consumo energético, têm dificuldades em obter dados orientativos sobre o comportamento de componentes onde haja transformações de formas de energia.

## 1.2 METODOLOGIA

Este trabalho é dividido em duas partes principais, sendo que inicialmente são analisadas as grandezas dimensionais que influenciam diretamente o valor do rendimento interno das turbomáquinas térmicas que utilizam o vapor como fluido de trabalho. Na segunda parte do trabalho são abordadas as classes de pressão e temperatura do vapor na entrada da turbomáquina, faixa de potência, rotação, rendimento e aplicações.

O método de execução pressupõe que a aplicação dos resultados está diretamente ligada a especificação de turbomáquinas em sistemas de cogeração para aproveitamento de fluxos térmicos provenientes de processos, queima de combustíveis ou gases de escape de uma máquina térmica, para os quais os projetistas necessitam estimar o rendimento de tais componentes por ocasião da análise de viabilidade econômica. O método consiste em:



- 1) Pesquisa de mercado junto aos fabricantes de turbinas a vapor para montagem de banco de dados dos equipamentos já fabricados;
- 2) Análise e tabulação dos dados levantados junto ao mercado;
- 3) Descrição dos parâmetros adimensionais que envolvem o dimensionamento das turbomáquinas a vapor;
- 4) Elaboração de gráficos e tabelas de recorrência.

### 1.3 HISTÓRICO

A utilização de turbomáquinas térmicas seja como máquina geradora ou motora teve um grande impulso a partir do término da Segunda Guerra Mundial. Particularmente no Brasil, a grande utilização de turbomáquinas do tipo estacionária, localiza-se nas indústrias de papel e celulose, nas usinas de açúcar e álcool e nas refinarias de petróleo, seja para geração direta de potência de eixo ou cogeração de potência elétrica.

Com a introdução do gás natural na matriz energética brasileira o uso de sistemas alternativos para aproveitamentos energéticos exigirá o conhecimento do comportamento de turbomáquinas a vapor, principalmente em ciclos combinados. Observa-se que mesmo em uma área tradicionalmente importante como esta, o Brasil ainda é totalmente dependente de tecnologia gerada no exterior, tornando-se necessário então, investir em estudos nessa área para produzir tecnologia, evitando a sua importação.

Segundo Husain (1984) a história do desenvolvimento das turbomáquinas a vapor teve início em 120 a.C. quando Hero de Alexandria construiu, conforme ilustrado na Figura 1, o primeiro protótipo de uma turbomáquina trabalhando sobre o princípio da reação e somente em 1629 Giovanni Branca construiu o protótipo de uma turbomáquina de ação, ilustrado na Figura 2. Também segundo Husain (1984), entre os anos de 1806 e 1813, o inventor russo Zalesar construiu vários modelos de turbomáquinas a vapor para a empresa Suzansky na Rússia.

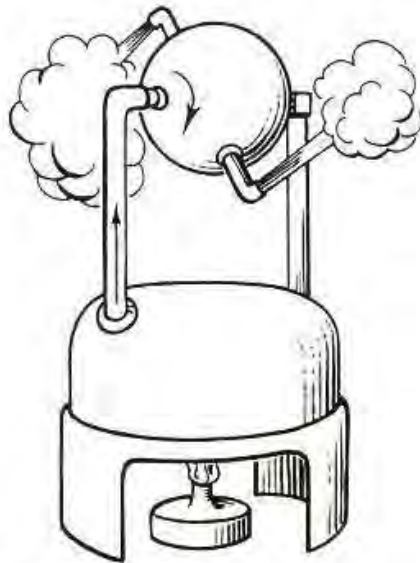


Figura 1 – Turbina de Hero (MATAIX, 1973).

Segundo Macintyre (1983), em 1751 Leonard Euler (1707-1783) publicou seus primeiros trabalhos sobre turbomáquinas, estabelecendo em 1754 a equação que é a base da compreensão do funcionamento das máquinas de reação.

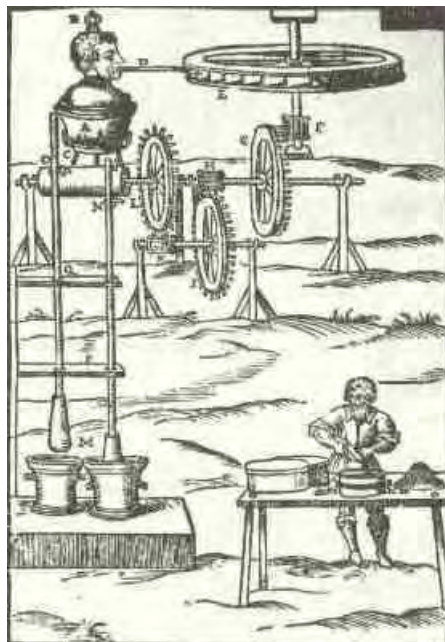


Figura 2 – Turbina de Branca (SHLYAKHIN, 2005).

Segundo Shlyakhin (2005) grandes progressos no desenvolvimento e construção de turbomáquinas a vapor foram relatados no fim do século 19. No ano de 1890, o

engenheiro sueco Gustave de-Laval (1845-1913) construiu uma turbomáquina a vapor de ação de um estágio, ilustrado na Figura 3, com potência de 5 hp (3,73 kW).

O inglês Parsons (1854-1931) fez grande sucesso com o desenvolvimento de uma turbomáquina a vapor de reação em 1894 para aplicações marítimas. O engenheiro norte americano Charles Gordon Curtis (1860-1953) desenvolveu uma turbomáquina de ação de dois estágios em 1896.

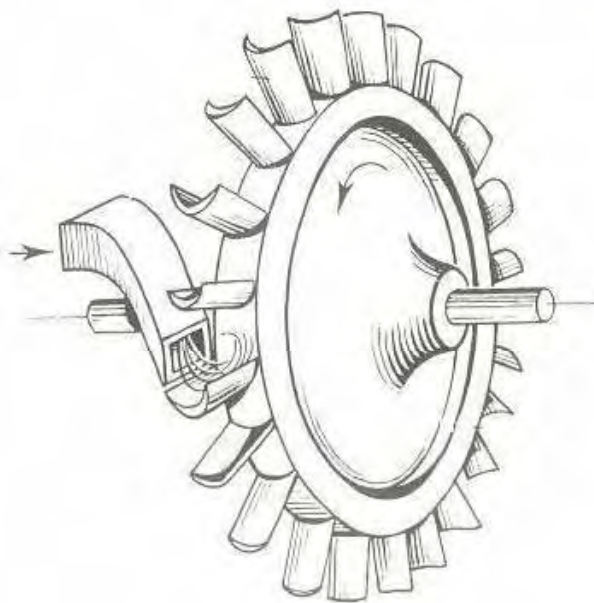


Figura 3 – Turbina de-Laval (MATAIX, 1973).

Existem ainda, outros tipos de turbomáquinas a vapor como é o caso de Rateau e Ljunström, porém não serão citados todos neste momento, uma vez que a base para o desenvolvimento de tais equipamentos já está citada neste texto e demais tipos de turbomáquinas a vapor serão apresentados no Capítulo 2 onde serão tratados na classificação das turbomáquinas a vapor.

Cada uma destas turbomáquinas citadas, bem como as que ainda serão mencionadas nesta dissertação, visaram aperfeiçoar os modelos já existentes e ou solucionar problemas de aplicação, onde as mesmas, ainda não poderiam ser utilizadas por motivos técnicos. Junto com cada desenvolvimento pode-se observar também um aumento na eficiência de tais equipamentos, fato que vem constantemente sendo aprimorado ora por melhorias termodinâmicas no sistema e ou instalação, ora pelos

constantemente avanços na área da metalurgia fornecendo materiais cada vez mais resistentes e capazes de suportar altas temperaturas.

Na Tabela 1, constata-se os principais avanços alcançados no desenvolvimento de turbomáquinas a vapor entre os anos de 1900 e 1984, apresentados por Husain (1984).

Tabela 1- Evolução de parâmetros das turbinas a vapor (HUSAIN, 1984).

Ano	1900	1920	1940	1960	1984
Temperatura na entrada [°C]	200	320	500	550	550
Pressão na entrada [bar] [MPa]	15/1,5	30/3	120/12	180/18	250/25
Rendimento do ciclo (Rankine) [%]	12	16	33	45	48
Taxa de vapor [kg/kWh]	8,3	6,3	3,0	2,2	2,1
Taxa de calor [Mcal/kWh] [ MJ/kWh]	7,1/29,7	5,4/22,6	2,6/10,9	1,9/7,9	1,8/7,5
Rendimento interno [%]	60	75	86	89	90
Potência de eixo [MW]	10	50	160	500	1300

Esta evolução pode ser confirmada se forem observados os dados coletados de algumas das empresas fabricantes de turbomáquinas a vapor existentes no mercado desde 1930 a 2006 conforme Tabelas 2, 3, 4 e 5, apresentadas a seguir:

Tabela 2- Parâmetros das turbinas a vapor entre 1930 e 1933 (GEC, 1930; GEC, 1933).

Parâmetros	Ano						
	1930	1930	1930	1933	1933	1933	1933
Aplicação	Pot. Eixo	Geração energia	Geração energia	Pot. Eixo	Pot. Eixo	Geração energia	Geração energia
Temperatura na entrada [°C]	223	222	385	287,8	354,4	271	293
Pressão na entrada [bar] [MPa]	2,7 / 0,27	28,5 / 2,6	30 / 3,0	10,34 / 1,04	14 / 1,4	11,4 / 1,14	20 / 2,0
Potência [MW]	4,0	0,75	1,5	0,45	1,0	3,75	5,0
Rotação [rpm]	NI	NI	NI	6000	6000	3600	3600
Frequência [Hz]	NA	60	60	NA	NA	60	60
Tensão [V]	NA	480	2300	NA	NA	NI	NI

Tabela 3- Parâmetros das turbinas a vapor Curtis entre 1975 e 1984 (METALÚRGICA DEDINI, 1981a; METALÚRGICA DEDINI, 1981b; METALÚRGICA DEDINI, 1984).

Parâmetros	Tipo						
	1 estágio		2 estágios		1 pressão e 2 velocidade		
Modelo	DSE 550	DSE 700	330Ce	385Ce	40Ce	55Ce	85Ce
Temperatura na entrada [°C]	450	450	399	399	300	300	300
Pressão na entrada [bar] [MPa]	49 / 4,9	49 / 4,9	8,1 / 0,81	8,1 / 0,81	22,3 / 2,23	22,3 / 2,23	22,3 / 2,23
Potência [MW]	0,67	1,34	0,41	2,68	0,37	0,55	1,12
Rotação [rpm]	6200	4800	11300	4000	7000	5500	4000

Tabela 4- Parâmetros das turbinas a vapor entre 1996 e 2005 (TGM, 2006).

Parâmetros	Ano						
	1996	2000	2005	1997	2000	2003	2005
Aplicação	Geração de Energia			Potência de Eixo			
Modelo	TM5000	TM5000	TME35000A	TS1000	TM2000	TM3000	TM Flex 3000
Temperatura na entrada [°C]	330	400	480	280	300	350	300
Pressão na entrada [bar] [MPa]	25 / 2,5	42 / 4,2	65 / 6,5	20 / 2,0	18 / 1,8	28 / 2,8	19 / 1,9
Potência [MW]	5,0	7,6	43,23	0,6	1,65	2,5	2,94
Rotação [rpm]	6500	6500	6000	3600	5000	6500	6500

Tabela 5- Parâmetros das turbinas a vapor (SIEMENS, 2006 a; SIEMENS, 2006 b).

Ano	Parâmetros					
	Temperatura na entrada [°C]	Pressão na entrada [bar] [MPa]	Potência Nominal [MW]	Rotação [rpm]	Modelo	Aplicação
1976	280	18 / 1,8	1,8	1800	GT40	Açúcar e Álcool
1980	300	21,6 / 2,16	2,7	8000	A50	Açúcar e Álcool
1983	280	19 / 1,9	1,29	5000	Z63	Açúcar e Álcool
1985	340	21 / 2,1	2,22	10000	V20	Petroquímica
1985	300	21 / 2,1	4,0	10000	G25	Açúcar e Álcool
1986	350	30 / 3,0	3,48	7500	A50	Açúcar e Álcool
1986	400	43 / 4,3	5,3	7500	A50	Açúcar e Álcool
1986	450	62 / 6,2	2,54	14000	GE16	Petroquímica
1987	450	65 / 6,5	31,5	3600	G50	Papel e Celulose
1988	400	43 / 4,3	5,3	7500	A50	Açúcar e Álcool
1988	475	87 / 8,7	3,43	8600	G20	Petroquímica
1988	280	15 / 1,5	42	3600	V50Z	Petroquímica
1988	450	67 / 6,7	17	8000	G32	Papel e Celulose
1989	475	84 / 8,4	1,4	12000	T40	Papel e Celulose
1990	345	42 / 4,2	1,16	10000	G16	Petroquímica
1993	400	43 / 4,3	4,0	10000	G25	Açúcar e Álcool
1993	428	58 / 5,8	9,9	4900	Z55	Petroquímica
1995	455	43 / 4,3	12,0	6000	A63	Açúcar e Álcool
1996	500	95 / 9,5	4,5	10800	GE20	Açúcar e Álcool
1996	515	114 / 11,4	21,6	5800	GE32	Petroquímica
2000	390	42,2 / 4,22	16,5	6000	A63	Açúcar e Álcool
2000	415	44 / 4,4	12	6000	A63	Açúcar e Álcool
2000	475	82 / 8,2	21,7	8300	G32E	Papel e Celulose
2000	489	80 / 8,0	30,3	6800	V32E	Papel e Celulose
2000	489	40 / 4,0	29	6800	V32E	Papel e Celulose

Conforme já mencionado, pode-se notar um gradual aumento nos parâmetros de pressão e temperatura de entrada e conseqüentemente potência no decorrer dos anos principalmente após o ano 2000 quando o Brasil teve a regulação dos sistemas de cogeração.

## 2 TEORIA CLÁSSICA

Segundo Lucini (1966), turbomáquina é uma máquina térmica em que a variação gradual da quantidade de movimento de um fluido é utilizada para produzir a rotação de um elemento móvel (rotor), formado de um ou vários discos sobre os quais atua o vapor, e cuja energia cinética recebem.

A Figura 4 ilustra o incremento desta energia cinética, adquirida pela massa de vapor que circula ao longo da turbomáquina, conseguido graças à energia potencial da mesma; de modo que, se determinada massa deve ter uma certa velocidade em B, é necessário que exista uma diferença de pressões entre as zonas A e B, de uma tubulação ou condução de vapor.

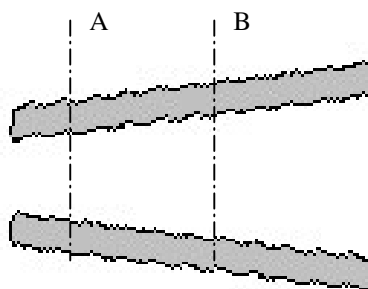


Figura 4 – Transformação de energia nas turbomáquinas.

Tal diminuição de energia potencial deve ser equivalente ao aumento de energia cinética obtido, cuja captação por um ou vários discos se realiza de um modo não fundamentalmente distinto de como ocorre nas turbomáquinas hidráulicas, apesar de se diferenciarem em seus aspectos de detalhe, devido à variação de volume específico do fluido, devido às transformações termodinâmicas que se realizam em consequência da circulação do fluido sobre as pás, e das elevadas velocidades periféricas (em torno de 200 m/s), sendo em termos gerais, muito mais complexo o problema das turbomáquinas a vapor que das hidráulicas.

## 2.1 CLASSIFICAÇÃO DAS TURBOMÁQUINAS A VAPOR

No Apêndice A, estão descritos os princípios da ação e da reação aplicados as turbomáquinas. Este tópico é de grande valia para o entendimento básico do funcionamento das turbinas a vapor.

Pode-se classificar as turbinas a vapor segundo uma série de princípios conforme descritos a seguir.

Segundo a direção do movimento do vapor em relação ao eixo:

- i. *Turbinas axiais*, quando o vapor se desloca dentro do rotor seguindo uma direção sensivelmente paralela ao eixo de rotação;
- ii. *Turbinas radiais*, quando esta direção é sensivelmente perpendicular ao eixo de rotação, não sendo uma aplicação usual;
- iii. *Turbinas tangenciais*, quando o vapor é conduzido tangencialmente ao rotor (de um modo análogo ao qual a água incide sobre um rotor Pelton), não sendo também uma aplicação usual.

Segundo o princípio com o qual o vapor atua sobre o rotor:

- iv. *Turbinas de ação*, quando o vapor sofre expansão unicamente sobre os elementos fixos e não sobre os móveis, de modo que a pressão sobre as partes móveis seja sempre a mesma;
- v. *Turbinas de reação*, quando o vapor sofre expansão também sobre os elementos móveis, de modo que a pressão do fluido na entrada seja maior que a pressão na saída;
- vi. *Turbinas mistas (de ação e reação)*, quando o vapor ora atua como em uma turbina de ação e ora como em uma turbina de reação, predominando um dos princípios, ou quando há igualdade entre os mesmos diz-se que a turbina é de reação intermediária.



Segundo o número de estágios (entende-se por estágio um conjunto constituído por partes fixa e móvel) (Apêndice A):

- vii. *Turbinas de simples estágio*
- viii. *Turbinas de vários estágios, que podem ser classificados segundo o modo de operação:*
  - a. *Turbinas com estágios de pressão;*
  - b. *Turbinas com estágios de velocidade;*
  - c. *Turbinas com estágios de pressão e velocidade.*

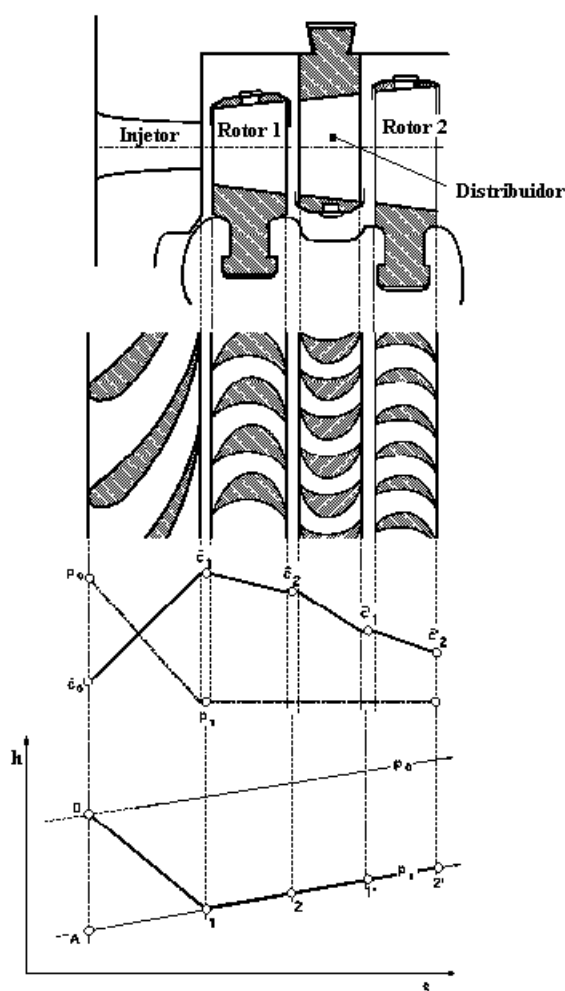


Figura 5 – Esquema de uma turbina Curtis com estágios de velocidades (DÍEZ, 2007).

Segundo o número de pás sobre as quais incidem a corrente de vapor:

- ix. *Turbinas de admissão total, quando o vapor preenche por completo todo o disco de pás (rotor);*

- x. *Turbinas de admissão parcial, quando o vapor incide somente sobre uma parte do disco de pás.*

Segundo as condições do vapor de escape da turbina:

- xi. *Turbinas de escape livre, se o vapor sai diretamente à atmosfera;*
- xii. *Turbinas de condensação, se o vapor passa para um condensador;*
- xiii. *Turbinas de contrapressão, quando o vapor de escape é conduzido a dispositivos especiais para sua futura utilização; nessas turbinas, a pressão do vapor de escape é sensivelmente superior à atmosférica;*

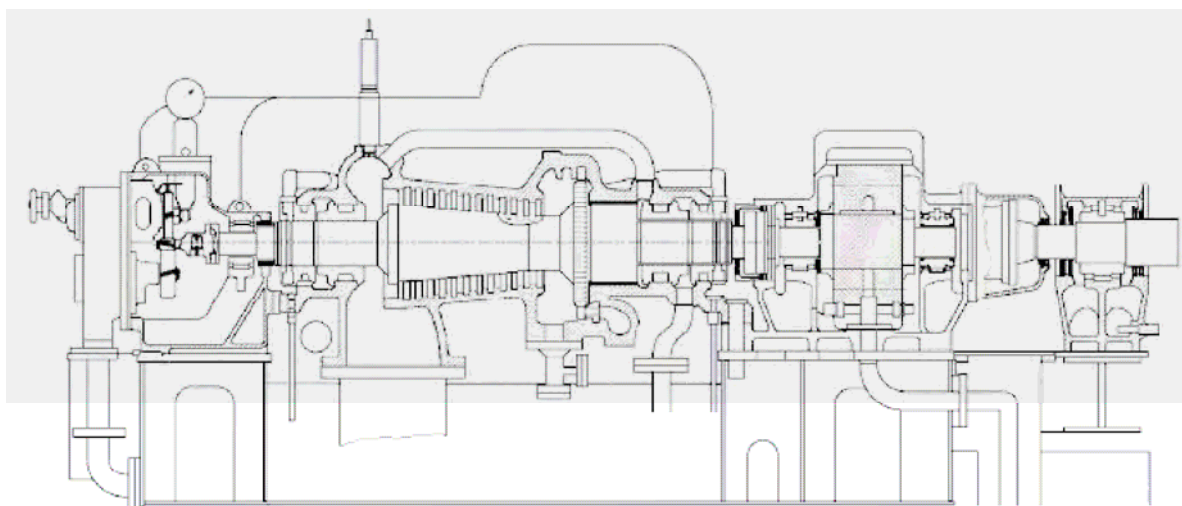


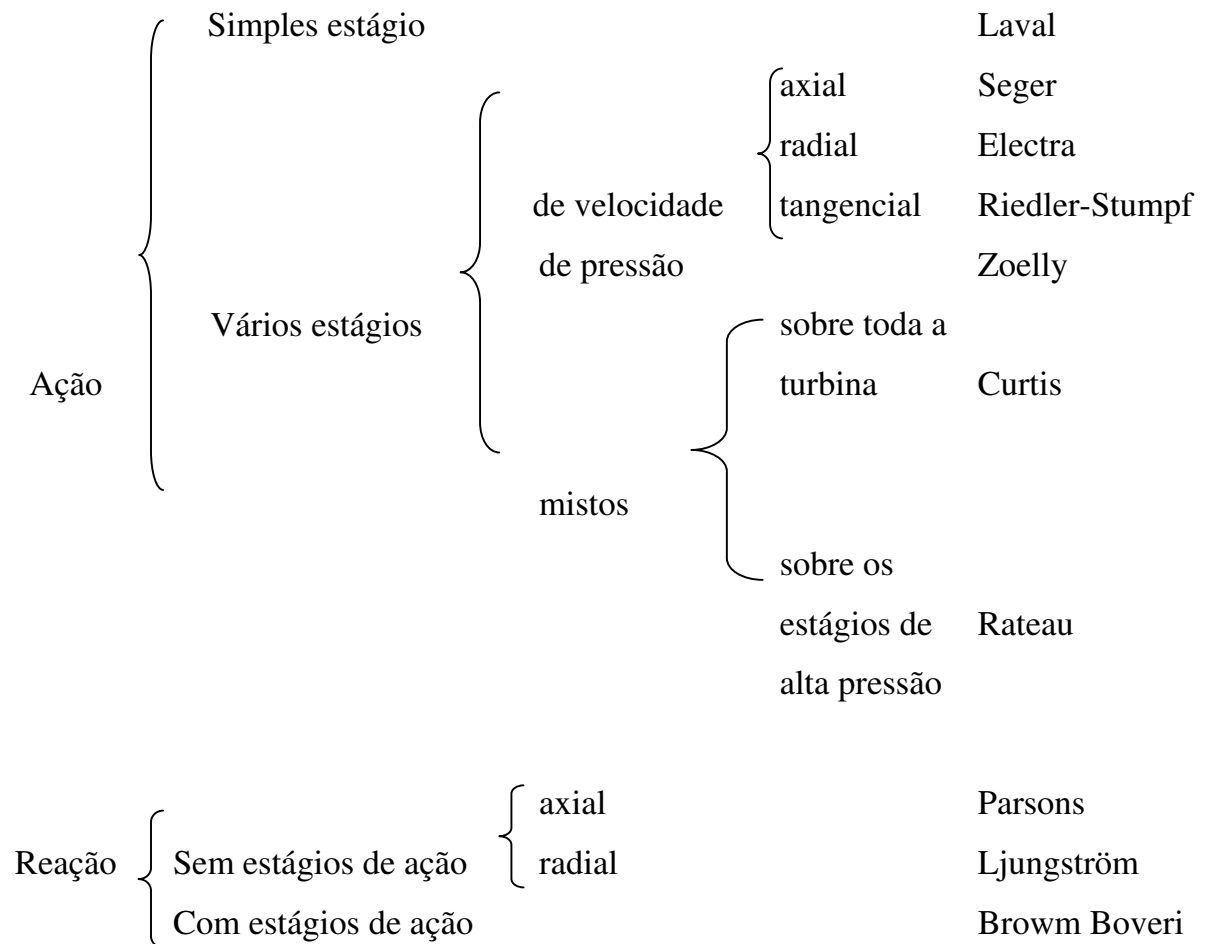
Figura 6 – Turbina de contrapressão (DÍEZ, 2007).

Segundo o estado do vapor (pressão e temperatura) antes de entrar na turbina:

- xiv. *Turbinas de vapor vivo, quando o fluido passa diretamente desde a caldeira até a turbina;*
- xv. *Turbinas de vapor de escape, quando utilizam a energia contida no vapor procedente de outras máquinas;*
- xvi. *Turbinas de vapor saturado;*
- xvii. *Turbinas de vapor re-aquecido.*

Com base no exposto, pode-se relacionar, na Tabela 6, os tipos característicos de turbinas a vapor usuais no mercado (uma vez que existem muitos outros tipos idealizados, porém sem aplicação prática).

Tabela 6 - Classificação e tipos característicos de turbinas a vapor (LUCINI, 1966).



### 3 CARACTERÍSTICAS ADIMENSIONAIS

#### 3.1 INTRODUÇÃO

Determinados problemas tanto da mecânica dos fluidos quanto da termodinâmica ou então da transferência de calor não têm uma solução analítica determinada, e para isto, muitas vezes se torna necessário utilizar métodos experimentais para estabelecer relações entre as variáveis de interesse, porém, como geralmente estudos experimentais são muito caros, é necessário manter estes procedimentos em um nível mínimo. Para tanto se pode utilizar o método da análise dimensional em que todos os termos de uma equação têm as mesmas dimensões como condição e o método da semelhança que é o estudo da previsão das condições do protótipo a partir de observações de modelos.

Na evolução das turbomáquinas a vapor é considerada primordial a investigação experimental com modelos reduzidos.

#### 3.2 ANÁLISE DIMENSIONAL GENERALIZADA

Segundo Fox, McDonald e Pritchard (2006), análise dimensional é uma técnica que objetiva o estabelecimento de relações entre variáveis que influenciam um determinado fenômeno físico a ser estudado. Tais relações, obtidas na forma adimensional indicam a influência de cada variável no fenômeno que se está estudando.

Para tanto, existem dois métodos utilizados que são o método de Rayleigh e o de Buckingham. O método de Rayleigh, em homenagem ao Lord Rayleigh (1842 - 1919) usa álgebra para determinar as relações entre as variáveis. Ao mesmo tempo em que este método pode ser utilizado para qualquer número de variáveis, o mesmo torna-se relativamente complexo e com isto não é geralmente utilizado para mais que quatro variáveis.

Como exemplo, pode-se imaginar um fluxo laminar, a tensão de cisalhamento  $\tau$  é função da viscosidade dinâmica do fluido  $\mu$ , da diferença de velocidade  $du$  entre lâminas adjacentes e separadas por uma distância  $dy$ .

Em primeiro lugar, deve-se escrever uma relação funcional entre as variáveis:

$$\tau = f(\mu, du, dy)$$

$$\text{Supondo } \tau = K(\mu^a du^b dy^c)$$

Escreve-se uma equação dimensional dentro do sistema FLT ou MLT conforme abaixo:

$$(FL^{-2}) = K(FL^{-2}T)^a (LT^{-1})^b (L)^c$$

Resolvendo a equação dimensional por expoentes:

	$\tau$	$\mu$	$du$	$dy$
Força	F	1=	a+	0+
Comprimento	L	-2=	-2a+	b+
Tempo	T	0=	a-	b+

Com isto, tem-se que a solução é:  $a = 1$ ,  $b = 1$ ,  $c = -1$ .

Inserindo os expoentes na equação tem-se que:

$$\tau = K(\mu^a du^b dy^c) = K(\mu^1 du^1 dy^{-1}), \text{ ou } K = \left( \frac{\mu du}{\tau dy} \right). \text{ Isto foi baseado na suposição}$$

de que  $\tau = K(\mu^0 du^b dy^c)$ . O relacionamento geral é  $K = f(\mu du / \tau dy)$ . O relacionamento funcional não pode ser obtido através de análise dimensional e somente análises físicas e ou experimentais podem determinar esta relação. De ambas análises, tem-se:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}$$

O método de Buckingham, ou teorema dos  $\pi$ s de Buckingham, devido a Edgard Buckingham (1867 – 1940) serve para o mesmo propósito que o método de Rayleigh expressando uma variável em termos de variáveis dependentes. O teorema dos  $\pi$ s é preferido quando o número de variáveis excede quatro.

Esse método afirma que  $(n-m)$  grupos dimensionais de variáveis, chamados parâmetros  $\pi$ , em que  $m$  é o numero de dimensões básicas incluídas nas variáveis,

podem ser relacionados por  $\pi_1 = f_1(\pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m})$ , em que  $\pi_1$  inclui a variável dependente e os parâmetros  $\pi$  remanescentes incluem apenas variáveis independentes.

O procedimento usado na aplicação do teorema dos  $\pi$ s é resumido como segue:

1. Escrever a forma funcional da variável dependente em função das  $(n-1)$  variáveis independentes. Neste passo é necessário que se conheça o fenômeno a ser estudado. Quantidades que não têm influência sobre a variável dependente não devem ser incluídas. Também não devem ser incluídas variáveis que dependam umas das outras.
2. Identificar as  $m$  variáveis repetitivas, isto é, variáveis que serão combinadas com cada variável restante para formar os parâmetros  $\pi$ . As variáveis repetitivas selecionadas das variáveis independentes devem incluir todas as dimensões básicas, mas não devem formar um parâmetro  $\pi$  sozinhas.
3. Formar os parâmetros  $\pi$  combinando as variáveis repetitivas com cada uma das variáveis remanescentes.
4. Escrever a forma funcional dos  $(n-m)$  parâmetros  $\pi$  adimensionais.

A aplicação deste teorema da forma exposta resulta na determinação de diversas relações adimensionais, que representam o intrínseco relacionamento entre as variáveis representativas do comportamento físico-matemático do problema em estudo.

### 3.3 RELAÇÕES CARACTERÍSTICAS

As relações obtidas para o estudo das turbomáquinas, indicam a necessidade do conhecimento de grandezas tais como: trabalho específico isoentrópico ( $Y$ ), vazão mássica ( $\dot{m}$ ), vazão volumétrica ( $Q$ ), diâmetro ( $D$ ), velocidade tangencial ( $u$ ), velocidade absoluta ( $c$ ), massa específica ( $\rho$ ), viscosidade dinâmica ( $\mu$ ), peso específico ( $\gamma$ ), rotação ( $n$ ) e outras dimensões ou grandezas que possam estar presentes no estudo de semelhança entre modelo e protótipo.

Esta necessidade vem do fato que a partir de tais relações liga-se as grandezas conhecidas com aquelas que serão obtidas a partir de coeficientes determinados por análises de equipamentos existentes e com desempenho comprovado. Tal desempenho se faz necessário ser conhecido para que as estimativas de grandezas de projeto, que serão feitas através desses coeficientes, possam se aproximar de valores ótimos, conseqüentemente neste ponto está incluído o rendimento da transformação de energia térmica em energia mecânica.

No caso das turbomáquinas a vapor têm-se as seguintes relações descritas nos tópicos seguintes.

### 3.3.1 Coeficiente de pressão ( $\psi$ )

Este coeficiente expressa a relação entre o trabalho específico (queda entálpica) e a energia específica correspondente à velocidade tangencial do rotor para cada estágio de uma turbomáquina a vapor. No cálculo deste coeficiente, deve ser evidenciado para qual o ponto da pá escolhido (mínimo, médio ou máximo) será calculada a velocidade tangencial. Portanto, o coeficiente de pressão terá o mesmo valor para todas as turbomáquinas geometricamente semelhantes se determinado para o mesmo ponto. Normalmente calcula-se para a ponta da pá (ponto máximo). Segundo Pfleiderer (1960) o coeficiente de pressão é determinado para cada estágio pela equação (1).

$$\psi = \frac{2Y}{u^2} \quad (1)$$

### 3.3.2 Coeficiente de volume ou vazão ( $\phi$ )

Coeficiente que expressa a relação entre a vazão volumétrica da turbomáquina e o produto de uma vazão fictícia obtida de uma seção do rotor fixada, pela velocidade tangencial para esta seção. Tanto a vazão volumétrica quanto a velocidade tangencial necessitam de uma definição para qual ponto foi escolhida a sua determinação. A vazão volumétrica (Q) para o caso de turbomáquinas a vapor é aquela medida na saída

do estágio. A velocidade tangencial normalmente é calculada para a ponta da pá (ponto máximo). Conseqüentemente para este ponto, determina-se a seção de passagem (A), e o coeficiente de volume que também segundo Pfleiderer (1960), é calculado pela equação (2).

$$\varphi = \frac{Q}{A u} \quad (2)$$

$$\text{sendo } A_{\text{saída}} = \pi \frac{D_e^2 - D_i^2}{4}.$$

Quando opta-se pela razão entre velocidades, o coeficiente de vazão é expresso pela equação (3), sendo  $c_a$  a componente axial da velocidade absoluta e  $u_e$  a velocidade tangencial calculada para o ponto máximo da pá (diâmetro externo).

$$\varphi = \frac{c_a}{u_e} \quad (3)$$

### 3.3.3 Coeficiente de potência ( $\lambda$ )

Coeficiente que expressa a relação entre a potência eficaz e a potência fictícia. Para turbomáquinas a vapor, considerando o rendimento interno total do estágio da turbomáquina ( $\eta_t$ ), a expressão fica, segundo Bran e Souza (1969):

$$\lambda = \frac{Q Y \eta_t}{\pi (D_e^2 - D_i^2) u^3} = \frac{8 \dot{m} Y \eta_t}{\rho u^3 \pi (D_e^2 - D_i^2)} \quad (4)$$

que, de outra forma, pode-se também ser escrito como:

$$\lambda = \psi \cdot \varphi \cdot \eta_t \quad (5)$$



### 3.3.4 Número de Reynolds (Re)

O Número de Reynolds é um parâmetro adimensional comumente utilizado para transposição de valores de rendimentos de modelos para protótipos. Os dados experimentais de rendimento versus Número de Reynolds (Re) são obtidos para serem utilizados como base para o cálculo de turbinas. Diferentemente da forma clássica para definição de Re, utiliza-se o diâmetro hidráulico ( $D_h$ ) definido para uma seção de passagem do fluxo normalmente no ponto máximo da pá, equação (6),

$$D_h = \frac{4 A}{P} \quad (6)$$

que para uma seção anular fica:  $D_h = D_e - D_i$ , que é a altura da pá.

### 3.3.5 Rotação específica ( $n_q$ )

Para o dimensionamento das turbomáquinas há necessidade do conhecimento da vazão e do trabalho específico disponível. Esta necessidade origina-se do fato de que a partir de tais grandezas pode-se obter outras tais como rotação, diâmetros, velocidades, etc. Para Dias, Magalhães Filho e Oliveira (1978) a ligação entre as grandezas conhecidas e aquelas que serão determinadas é feita através de coeficientes adimensionais obtidos por ensaios em modelos e máquinas para as condições ótimas de funcionamento.

Souza, Fuchs e Santos (1983) relatam que devido à existência de diversos tipos de máquinas de fluxo, cada uma tem suas características geométricas, atendendo a uma faixa de vazão e de diferenças entálpicas, no entanto, não basta selecionar uma máquina de fluxo apenas pela vazão e pela carga que pode estar sujeita. Não basta que a máquina de fluxo funcione. Ela tem que funcionar bem, ou seja, além de fornecer a potência que se necessita, deve responder com o melhor rendimento possível.

Para conseguir isso, deve-se escolher a geometria conveniente para cada instalação. Entretanto, não é muito simples. Quando somente é conhecida a vazão, ou somente a diferença entálpica como referência, seria feita a classificação das máquinas de fluxo segundo essa grandeza, e tudo estaria resolvido. Mas, como as duas grandezas devem ser levadas em consideração, aparecem algumas dificuldades, pois à medida que a importância de uma aumenta, a da outra diminui. Desse modo, não há condições para se escolher apenas pelo valor da vazão ou pelo valor da diferença entálpica, pois ambas devem ser consideradas.

Isso torna necessário definir grandezas ou relações, e modelos matemáticos, que possam verificar a importância dessas grandezas (uma em relação à outra), e que transformem essas relações num valor numérico.

Utilizando-se de uma máquina hidráulica para equacionamento, tem-se:

#### Máquina unidade

Seja uma máquina de fluxo real que opere com uma rotação “n” e tenha um diâmetro de rotor “D”.

Colocando essa máquina de fluxo num banco de testes, e levantando suas características, têm-se:

Vazão	Q	Q <sub>1</sub>	Q <sub>2</sub>	Q <sub>3</sub>	...	...
Altura de carga	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	...	...
Rendimento total	η	η <sub>1</sub>	η <sub>2</sub>	η <sub>3</sub>	...	...

Com esses valores, calcula-se os coeficientes de pressão e o de vazão.

Coeficiente de pressão – que relaciona o trabalho específico e a energia cinética correspondente à velocidade tangencial do rotor, que pode ser mostrado de outra forma (equação (7)):

$$\psi = \frac{gH}{n^2 D^2} = \frac{g}{n^2 D^2} H = K_1 H \quad (7)$$

Coeficiente de volume ou vazão - que relaciona a vazão da máquina e uma vazão fictícia, obtida pelo produto de uma seção do rotor fixada e a velocidade tangencial dessa seção, que mostrado de outra forma, fica (equação (8)):

$$\varphi = \frac{Q}{n D^3} = \frac{1}{n D^3} Q = K_2 Q \quad (8)$$

Portanto, cada par de vazão e altura  $Q-H$  dá origem a um par de adimensionais  $\psi - \varphi$ , que podem ser graficamente representadas.

As curvas determinadas por esse método pertencem a uma família de máquinas de fluxo geometricamente semelhantes à máquina de fluxo ensaiada, tendo todas as máquinas da família um mesmo rendimento máximo.

O rendimento é afetado pela geometria, que por sua vez deve ser projetada e fabricada para atender às especificações desejadas, sem importar o valor da vazão ou da altura de queda.

Escolhendo corretamente, tem-se como resposta o melhor rendimento possível, mesmo que esse rendimento não seja muito alto, pois isso depende do tipo de serviço.

Tomando como referência as curvas universais determinadas na bancada de testes, escolhem-se duas máquinas de fluxo pertencentes à família, uma considerada modelo (m) e outra protótipo (p). Como existe semelhança geométrica, pode-se impor semelhança completa e igualar os adimensionais, ou seja:

$$\Psi_m = \Psi_p$$

$$H_m = \frac{\varphi}{g} n_m^2 D_m^2$$

$$H_p = \frac{\varphi}{g} n_p^2 D_p^2 \quad \rightarrow \quad \text{dividindo membro a membro, tem-se:}$$

$$\frac{H_m}{H_p} = \left[ \frac{n_m}{n_p} \right]^2 \left[ \frac{D_m}{D_p} \right]^2$$

analogamente,

$$\varphi_m = \varphi_p$$

$$\frac{Q_m}{Q_p} = \frac{n_m}{n_p} \left[ \frac{D_m}{D_p} \right]^3$$

Elevando a primeira equação ao cubo e a segunda ao quadrado, tem-se:

$$\left[ \frac{H_m}{H_p} \right]^3 = \left[ \frac{n_m}{n_p} \right]^6 \left[ \frac{D_m}{D_p} \right]^6$$

$$\left[ \frac{Q_m}{Q_p} \right]^2 = \left[ \frac{n_m}{n_p} \right]^2 \left[ \frac{D_m}{D_p} \right]^6$$

Dividindo membro a membro:

$$\frac{\left[ \frac{H_m}{H_p} \right]^3}{\left[ \frac{Q_m}{Q_p} \right]^2} = \left[ \frac{n_m}{n_p} \right]^4 \quad (9)$$

Observando a equação (9), nota-se a importância da vazão, da carga e da rotação de duas máquinas de fluxo pertencentes a uma mesma família, na condição especial de semelhança completa. Entretanto qualquer máquina da família pode servir de modelo, bastando que todos os seus dados sejam conhecidos. Contudo, trabalhando com máquinas reais, não se pode generalizar, pois é uma condição particular de cada fabricante, ou seja, o modelo escolhido serve apenas para aquela família.

Para universalizar esse procedimento, as entidades, pesquisadores e fabricantes decidiram generalizar, definindo uma máquina especial que pudesse ser considerada como modelo para qualquer família. Essa máquina recebeu o nome de Máquina Unidade, com as seguintes características:

- máquina de fluxo fictícia;
- serve de modelo para qualquer família;
- definida para o ponto de máximo rendimento da família (qualquer que seja ela)
- $H = 1\text{m}$ ;  $Q = 1\text{m}^3/\text{s}$ .

Na equação (9), além das cargas e das vazões, tem-se as rotações de duas máquinas de uma família. Utiliza-se a Máquina Unidade como modelo e uma máquina real qualquer como protótipo, para determinar-se a rotação dessa máquina especial, que será denominada rotação específica ( $n_q$ ).

$$\begin{array}{ll}
 \text{Modelo} = \text{Unidade} & \Rightarrow \quad \begin{array}{l} H = 1 \text{ m} \\ Q = 1 \text{ m}^3 / \text{s} \\ n = n_q \end{array} \\
 \text{Protótipo} = \text{real} & \Rightarrow \quad \begin{array}{l} H \\ Q \\ n \end{array}
 \end{array}$$

Substituindo na equação (9) tem-se a equação (10):

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{\frac{H^3}{1}} &= \left[ \frac{n_q}{n} \right]^4 \\
 n_q^4 &= \frac{1}{H^3} \frac{Q^2}{1} n^4 \\
 n_q &= n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (10)
 \end{aligned}$$

Então, a rotação específica é a rotação que a Máquina Unidade deve ter, para ser admitida numa determinada família, com  $H = 1 \text{ m}$ ;  $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ , utilizando o ponto de máximo rendimento. É também conhecida como velocidade específica ou  $n^\circ$  de Brauer.

A importância da determinação da rotação específica resulta de que a mesma fornece um termo de comparação entre as diversas máquinas sob o ponto de vista da velocidade, e de ser o seu valor, decisivo na determinação do formato do rotor a empregar para atender a um número de rotações  $n$ , a uma vazão  $Q$  e a uma carga  $H$ .

Quando se substitui na equação (9) a vazão (por exemplo), da Máquina Unidade, foi utilizado  $1 \text{ m}^3/\text{s}$ , e a vazão da máquina real foi substituída por ‘ $Q$ ’, em ‘ $\text{m}^3/\text{s}$ ’,

procedimento feito para manter a relação adimensional. No entanto, apenas a vazão ‘Q’ aparece na fórmula, devendo entrar obrigatoriamente em ‘m<sup>3</sup>/s’, para cancelar com a mesma unidade da vazão da máquina. Da mesma forma, acontece com a carga. Desse modo pode-se escrever no sistema métrico:

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \frac{(1\text{m})^{3/4}}{\sqrt{1\text{m}^3/\text{s}}}$$

| -----> adimensional

Dessa forma, a unidade utilizada é a mesma tanto para ‘n’ quanto para ‘n<sub>q</sub>’.

Usualmente tem-se: n →rpm      conseqüentemente      n<sub>q</sub> →rpm

Em algumas tabelas ou gráficos, é comum encontrar a rotação específica americana ‘n<sub>q usa</sub>’, correspondente à Máquina Unidade americana. A diferença está nas unidades, pois a Máquina Unidade americana é definida para: H = 1 pé, e Q = 1 gpm.

A unidade do ‘n<sub>q usa</sub>’, é a mesma do ‘n’ utilizado (rpm), no entanto, numericamente o valor é diferente do ‘n<sub>q</sub>’ métrico ( n<sub>q usa</sub> = 52 n<sub>q</sub> ).

Uma outra forma de definir as grandezas da Máquina Unidade é utilizar a potência, como unitária (H = 1 m e P = 1 cv ou em kW), ao invés da vazão, resultando numa outra forma de expressar a rotação específica (n<sub>s</sub>), que leva em conta um rendimento arbitrado inicialmente, mostrado nas equações (11).

Calculando ‘n<sub>s</sub>’, tem-se:

$$\begin{aligned} n_s(\text{kW}) &= 3,121 \eta_t^{0,5} n_q \\ n_s(\text{cv}) &= 3,643 \eta_t^{0,5} n_q \end{aligned} \tag{11}$$

Considerando o trabalho específico, no estudo teórico, o coeficiente que leva em conta a magnitude da aceleração da gravidade no local da instalação da turbina, é denominado “n<sub>q A</sub>”, equação (12), e quando se utiliza “n” em rps (n<sub>q A</sub> = 3,01 n<sub>q</sub> ).

$$n_{qA} = 10^3 n \frac{Q^{1/2}}{(g H)^{3/4}} = 10^3 n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (12)$$

Para as turbomáquinas a vapor Mataix (1973) recomenda que a rotação específica seja calculada utilizando-se a equação (13):

$$n_q = 5,543 n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (13)$$

sendo:

$Y$  = queda entálpica entre a entrada e saída da turbomáquina [J/kg];

$n$  = rotação da turbomáquina [rpm];

$Q$  = vazão volumétrica média entre a entrada e saída da turbomáquina [m<sup>3</sup>/s]

O cálculo da vazão volumétrica pressupõe que a vazão mássica se mantém constante ao longo da turbomáquina.

Em máquinas de mais de um estágio o valor de  $Y$  é uma fração proporcional ao número de estágios.

### 3.3.6 Relação diâmetro médio do rotor versus altura da pá ( $l/D_m$ )

Em uma máquina axial é fundamental a análise da relação  $l/D_m$ , o que tem influência sobre a forma do rotor e com isto a rotação específica, sendo:

$l$  = a média aritmética dos comprimentos radiais das pás, e

$D_m$  = o diâmetro do rotor medido até a metade das pás.

Esta relação também varia com a magnitude do grau de reação do estágio ( $\Omega$ ) e com o grau de admissão ( $\epsilon$ ), conforme Mataix (1973), representada na Tabela 7. É recomendado que esta relação não ultrapassa o valor de 0,33.

Tabela 7 - Relação diâmetro médio do rotor versus altura da pá

<b>Grau de reação</b>	<b>Grau de admissão</b>	<b><math>l/D_m</math></b>	<b>Rotação específica</b>
0	1	<b>0,05</b>	16,7
	1	<b>0,015</b>	9,12
	0,5	<b>0,015</b>	6,45
	0,05	<b>0,015</b>	2,05
0,5	1	<b>0,25</b>	62,5
	1	<b>0,05</b>	28

Mesmo tendo enumerado os parâmetros adimensionais, não se pode prever um comportamento adequado sem levar em conta a qualidade da manufatura, visto que as partes componentes das turbomáquinas são usinadas após o processo de fabricação (soldagem, estampagem, fundição, forjamento, etc.).

Para tanto o projetista deve também conhecer a forma de estimar as perdas internas.



## **4 PERDAS QUE DETERMINAM O RENDIMENTO TOTAL**

### **4.1 INTRODUÇÃO**

Considerando uma turbina ideal, o processo de expansão do vapor é assumido isentrópico, e a única perda que requer atenção é a perda do condensado devido às partes frias da máquina. Em uma turbina real, além da perda por condensado, outras perdas devem ser relacionadas como, por exemplo, o resultado do atrito e da turbulência da vazão de vapor, ou devido ao vazamento de vapor através das várias folgas. Além destas, o trabalho das turbinas é sempre acompanhado por perdas mecânicas devido ao atrito entre os mecanismos e mancais, e caso opere fora do ponto de projeto, as perdas por choque também devem ser consideradas.

Husain (1984), classifica estas perdas em perdas internas e externas onde as perdas internas estão relacionadas com a vazão de vapor através das pás e acompanhadas com mudanças na condição do vapor, e perdas externas, aquelas que não tem influência direta sobre as condições do vapor e podem ser denominadas por perdas mecânicas, como por exemplo, o atrito entre as partes móveis.

### **4.2 PERDAS INTERNAS**

Para Bran e Souza (1969), as perdas internas nas máquinas de fluxo provêm principalmente de três fontes: atrito entre superfícies, fugas de fluido e atrito em labirintos.

Para Husain (1984), estas perdas podem ser classificadas por perdas nos injetores, perdas devido ao atrito dos discos e ventilação, perdas devido a folgas axiais e radiais, perdas devido à umidade do vapor nos últimos estágios, perdas por condensado no início do processo, devido às partes frias, perdas no movimento das pás, perdas de transição, entre outras.

### 4.2.1 Perdas na admissão

Estas perdas são aquelas ocorridas antes da entrada do vapor na turbomáquina propriamente dita. As perdas mais consideráveis na admissão ocorrem na válvula de fechamento rápido, no filtro de vapor embutido nesta válvula, nas válvulas de controle, como também na caixa dos injetores.

Assim, essas perdas fazem com que a pressão nos injetores seja menor que a pressão do vapor de admissão no flange de entrada da turbina. A entalpia do vapor permanece, entretanto, inalterada durante esse estrangulamento.

A perda na admissão é definida pela equação (14):

$$\Delta p = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{c^2}{2} \text{ [Pa]} \quad (14)$$

sendo:

$\zeta$  = coeficiente de resistência ao fluxo de vapor

$\rho$  = massa específica do vapor [kg/m<sup>3</sup>]

$c$  = velocidade do vapor [m/s]

A mecânica dos fluidos mostra que a velocidade exerce grande influência nas perdas de pressão, isto significa que a velocidade do vapor deve ser mantida baixa.

Quanto à resistência ao fluxo, baixos coeficientes são obtidos evitando-se bruscas alterações nos trajetos do vapor e por rápidas variações na seção transversal das áreas de passagem.

Para efeito de projeto, segundo Hussain (1984), uma queda de pressão considerando a válvula totalmente aberta não deve ultrapassar 5% da pressão inicial antes da entrada na válvula ( $p_0$ ) e em turbomáquinas modernas, esta queda de pressão é consideravelmente reduzida para 2 a 3% e em alguns casos até menor.

Para efeito de projeto fica:

$$\Delta p = (0,03 \text{ a } 0,05) p_0 \quad (15)$$

### 4.2.2 Perdas nos injetores e aletas

Para Mataix (1973), as perdas nos injetores podem ser divididas em dois grupos:

- Perdas de superfície que são as perdas devidas ao atrito na camada limite.
- Perdas por desprendimento da camada limite e formação de turbilhonamentos. Denominam-se perdas de forma, aumentam com a divergência do injetor (o ângulo de divergência não deve ser inferior aos 10 a 12°) e, por tanto, aumentam ao fazer o injetor mais fechado. Também aumentam ao diminuir o número de injetores, porque a corrente de vapor será guiada inadequadamente.

Para Husain (1984), estas perdas podem ser classificadas em 3 grupos:

- Perdas de perfil. Estas perdas devem-se ao crescimento da linha de contorno e perdas devido à turbulência na passagem.
- Perdas secundárias. São as perdas atribuídas ao atrito das paredes variando com a altura da aleta e perdas no canal entre aletas e periferia das mesmas.
- Perdas por choque.

#### 4.2.2.1 Perdas de perfil

As perdas de perfil têm origem na viscosidade do vapor e são determinadas pela geometria e condições de operação. Como efeitos importantes, pode-se citar o formato do perfil, ângulo de ataque, a relação entre o passo da pá ( $t$ ) e o comprimento da corda do perfil ( $L$ ) conforme demonstrado na Figura 7, assim como a rugosidade da superfície do injetor e da aleta.

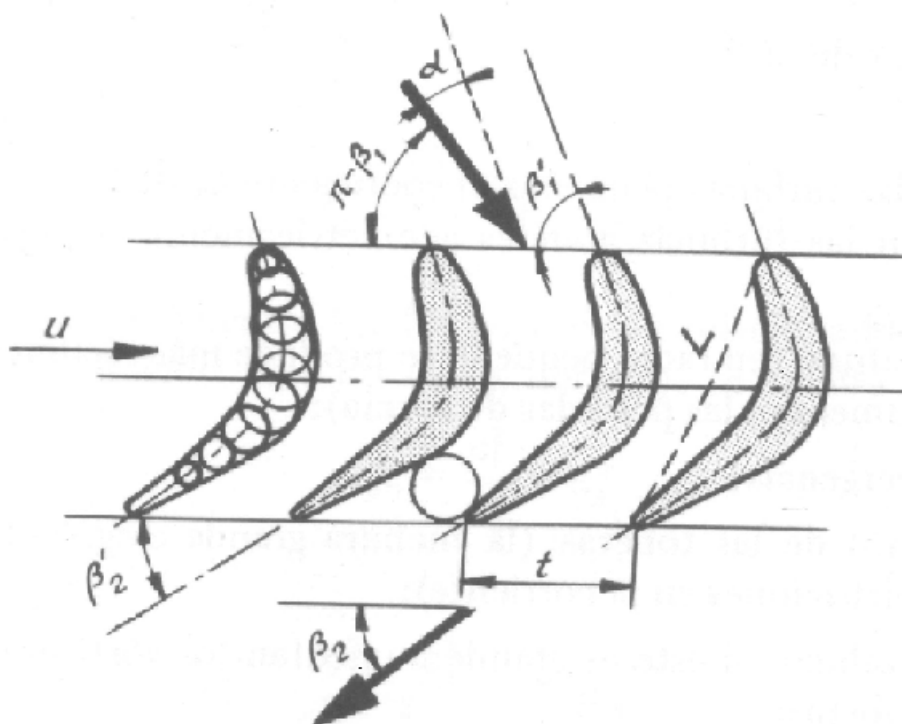


Figura 7 – Desenvolvimento cilíndrico de uma grade (MATAIX, 1973)

Como efeito das condições de operação, pode-se incluir o ângulo de entrada, velocidade sônica do vapor (número de Mach), o número de Reynolds e o grau de turbulência do fluxo na entrada.

Os principais parâmetros do formato do perfil que influenciam as perdas são devidos à espessura do perfil e a espessura da aresta de saída. Quanto mais delgada e menos acentuada a curvatura do perfil, menores serão as perdas. A espessura da aresta de saída ou arraste não pode ser reduzida à espessura aerodinâmica ótima, tendo em vista que uma fina aresta de saída é sensível a danos mecânicos, assim, deve-se buscar uma solução ótima entre as propriedades aerodinâmicas do perfil e sua resistência mecânica. Segundo Albert (2000), três parâmetros devem ser inspecionados durante a manutenção das turbomáquinas a vapor a fim de evitar perdas aerodinâmicas. Estes parâmetros são a espessura da extremidade da aleta, perfil da borda e comprimento da aleta. Na Figura 8 é possível estimar a perda de eficiência para diferentes espessuras de borda.

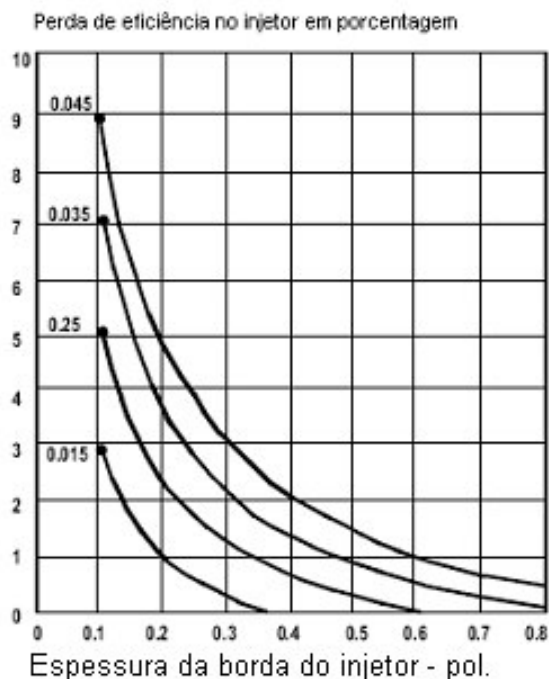


Figura 8 - Perda estimada de eficiência no estágio para diferentes espessuras de borda (ALBERT, 2000)

A rugosidade superficial do perfil da aleta tem influência considerável sobre as perdas para um número de Reynolds alto, isto é, com fina espessura da camada limite. Número de Reynolds muito pequeno, só poderá ter efeito sobre as perdas se ocorrer separação do fluxo pelo perfil, em um número abaixo do Reynolds crítico.

O grau de turbulência é o fator necessário para estabelecer o número de Reynolds com o qual ocorre a separação do fluxo. Quanto maior o grau de turbulência, menor será o número de Reynolds correspondente na separação do fluxo.

Segundo Albert (2000), a rugosidade do injetor no lado da sucção afeta três vezes mais a eficiência no estágio que o lado de pressão. Também devido à alta queda de pressão através dos injetores relativos aos perfis dos estágios de ação, 75% das perdas causadas no estágio são causadas pela falta de acabamento superficial nos injetores. A Figura 9 apresenta a perda aproximada por estágio em função do acabamento superficial para turbomáquinas a vapor GE.

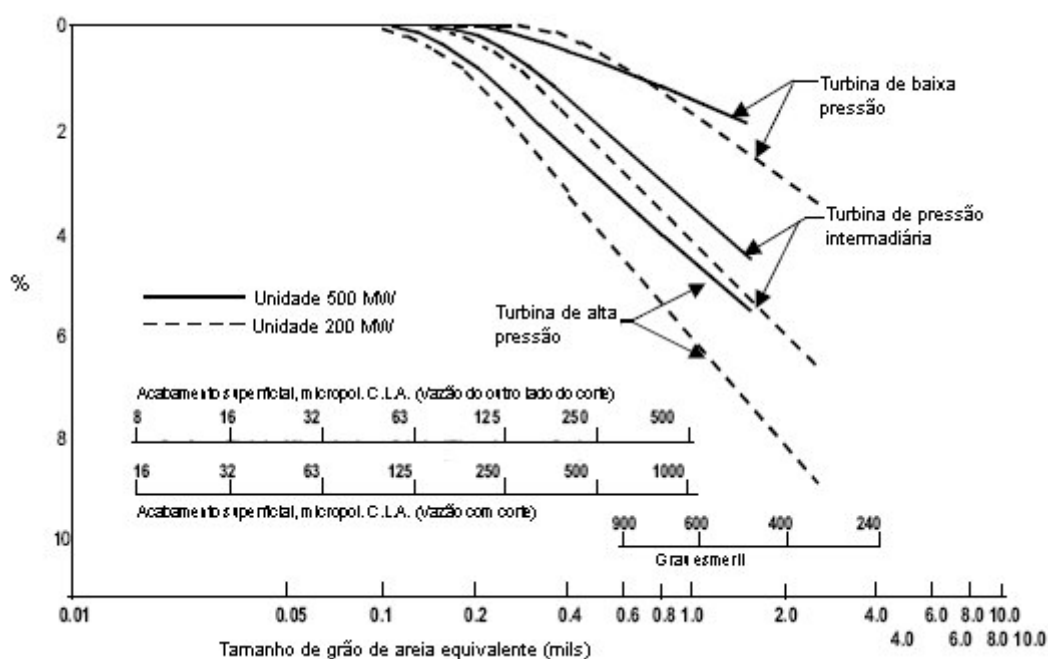


Figura 9 – Perda aproximada de eficiência no estágio e função do acabamento superficial (ALBERT, 2000)

O Número de Mach também é outro fator que influencia as perdas nos perfis. As perdas aumentam caso as pás projetadas para Número de Mach baixo for operada com Número de Mach subsônico alto.

A eficiência do perfil é influenciada pelas condições de operação, visto que para turbinas com velocidade variável, o ângulo do fluxo de entrada dos perfis varia consideravelmente. Deve-se projetar para este tipo de turbina, aletas de modo que as mesmas sejam na medida do possível insensíveis a tais variações.

#### 4.2.2.2 Perdas secundárias

As perdas secundárias nas aletas são afetadas pela relação entre a altura da aleta e o comprimento da corda do perfil, como também pela rotação e aceleração do fluxo através da grade. A perda secundária torna-se menor quanto maior for a relação entre a altura e o comprimento da corda, e menor à rotação e maior a aceleração do fluxo. Para aletas em que a relação entre a altura e a corda do perfil é menor que 1, as perdas secundárias crescem bruscamente, de modo que para turbinas de alta eficiência esta relação não resulta menor que 1,25.

#### 4.2.2.3 Perdas por choque

As perdas por choque ocorrem próximas às velocidades sônicas críticas. O efeito destas perdas é a redução da velocidade do vapor emitido pelo injetor e é indicado pelo coeficiente de perda de velocidade  $\phi_{ch}$ . Estes valores são obtidos através de ensaios experimentais e dependem de algumas dimensões do injetor como comprimento, altura, curvatura, atrito das paredes, velocidade do fluido e forma das passagens das aletas.

Segundo Husain (1984), os coeficientes de perda de velocidade para vários tipos de injetor são:

- $\phi_{ch} = 0,93$  a  $0,94$  para injetores sem acabamento (alta rugosidade);
- $\phi_{ch} = 0,95$  a  $0,96$  para injetores usinados;
- $\phi_{ch} = 0,96$  a  $0,97$  para injetores lisos.

Em injetores convergentes-divergentes, quando a queda de pressão esta abaixo da crítica, ondas de choque influem na vazão e, como resultado, o coeficiente de perda de velocidade  $\phi_{ch}$  é reduzido.

A perda de entalpia nos injetores pode ser determinada pela equação (16):

$$\Delta h_{ch} = \xi_{ch} \cdot h_0 \quad [\text{J/kg}] \quad (16)$$

sendo:

$$\xi_{ch} = 1 - \phi_{ch}^2$$

$\xi_{ch}$  = coeficiente de perda no injetor;

$h_0$  = entalpia na entrada do injetor [J/kg].

Para o propósito de projeto, os valores do coeficiente de perda de velocidade podem ser tomados do gráfico apresentado na Figura 10.

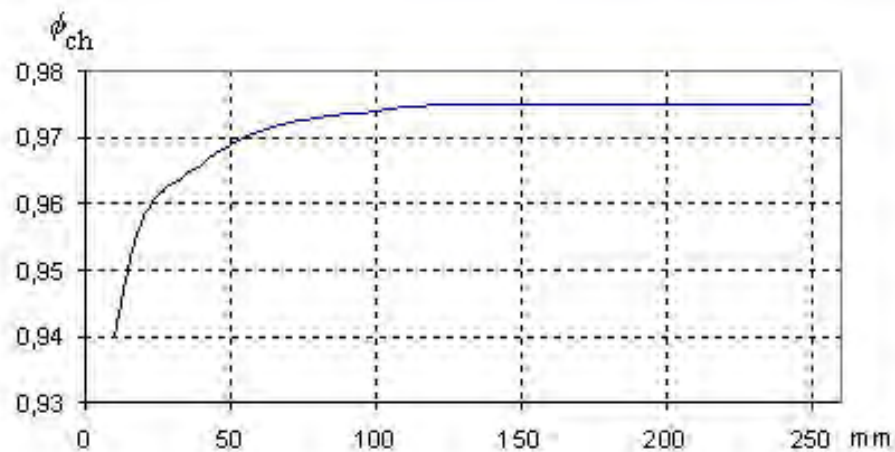


Figura 10 - Coeficiente de perda de velocidade  $\phi_{ch}$  para injetores convergentes em função do comprimento do injetor (MATAIX, 1973).

O somatório das perdas no injetor ou nas aletas é representado ao longo de uma linha adiabática e uma linha horizontal traçada até a intersecção da linha de pressão constante  $p_2$ . O ponto resultante caracterizará o estado do vapor ao fim do injetor ou aleta conforme pode ser observado na Figura 11.

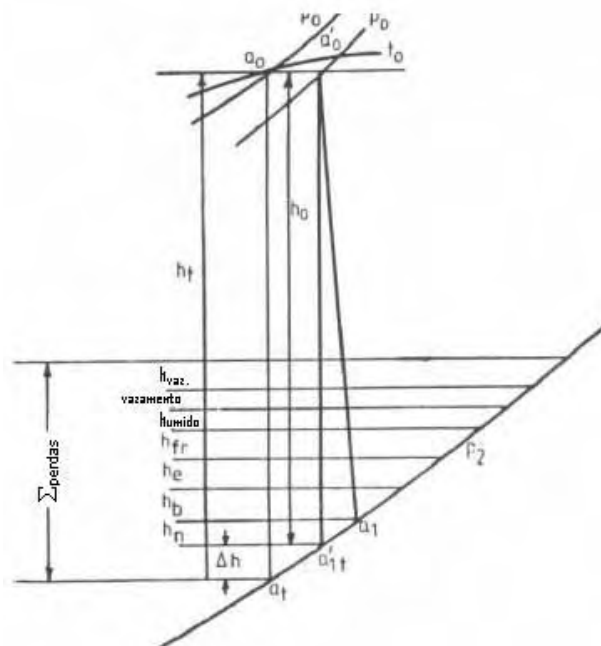


Figura 11 - Representação das perdas em um diagrama  $h-s$  (HUSAIN, 1984).



### 4.2.3 Perdas de transição

Bran e Souza (1973), indicam que a perda na transição ( $\Delta h_3$ ), equação (18) pode ser colocada em função do grau de reação teórico do estágio ( $\Omega_t$ ), denotando o subíndice 3 como sendo a transição entre as partes fixas e móveis ( $\Theta_3$ ), calculado pela equação (17):

$$\Theta_3 = 0,94 - 0,08 \cdot \Omega_t \quad (17)$$

$$\Delta h_3 = 0,5 (w_4 \Theta_3)^2 \quad [\text{J/kg}] \quad (18)$$

As perdas originadas da transição do vapor entre as partes móveis e fixas ( $\Delta h_6$ ), Bran e Souza (1973), indicam este tipo de perda, em função de  $\Theta_6$ , como segue:

- $0,8 \leq \Theta_6 \leq 0,9$ , quando há distância grande entre os estágios, como ocorre nos estágios das turbinas de ação com estágio de pressão.
- $0,9 \leq \Theta_6 \leq 0,95$ , quando a distância é pequena, como ocorre nos estágios das turbinas de reação e de ação com estágios de velocidade.

$$\Delta h_6 = 0,5 (c_5 \Theta_6)^2 \quad [\text{J/kg}] \quad (19)$$

### 4.2.4 Perdas no rotor

Segundo Husain (1984), este tipo de perda é associado a diversos fatores como perdas na entrada, perdas por atrito, perdas por mudança de direção e perdas por escorregamento.

Como perdas na entrada, entende-se a perda decorrente dos jatos de vapor incidindo nas pás. Esta perda depende do formato do perfil da pá na entrada e é mais considerada nos perfis de ação que nos de reação, devido às altas velocidades.

As perdas por atrito são as perdas relativas ao vapor quando o mesmo passa pelas pás encontrando atrito devido à natureza do acabamento superficial conforme foi verificado no item 4.2.3.

As perdas por mudança de direção são atribuídas à passagem do vapor pelas pás e dependem do ângulo do canal entre as mesmas. Atualmente é possível construir pás com altos valores deste ângulo, com perdas mínimas, devido à evolução dos processos de fabricação (brunimento com carbeto de tungstênio).

Perdas por escorregamento são as perdas encontradas na ponta da pá e dependem exclusivamente do formato da ponta da pá, ou seja, quanto maior for a espessura naquele ponto, maior será a perda por escorregamento.

#### 4.2.4.1 Perdas devido ao atrito do rotor e ventilação

É a perda ocasionada pela rotação do rotor em uma atmosfera envolvida pelo fluido que o atravessa. Neste caso, o fluido se adere ao rotor por sua viscosidade e circula desde o eixo até o diâmetro externo formando assim as correntes anulares as quais, absorvem uma parte da energia disponível ao rotor (Figuras 12 e 13).

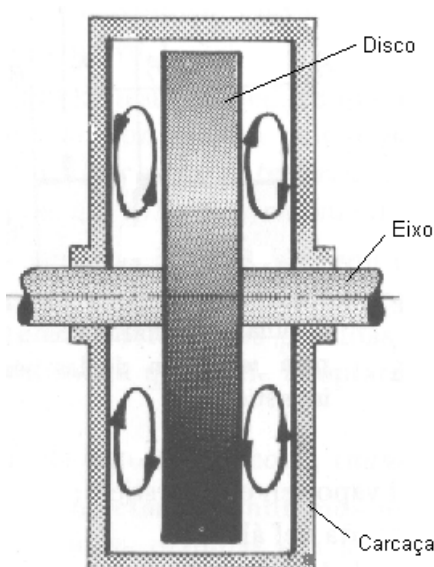


Figura 12 – Movimento do vapor entre o disco, carcaça e eixo (MATAIX, 1973)

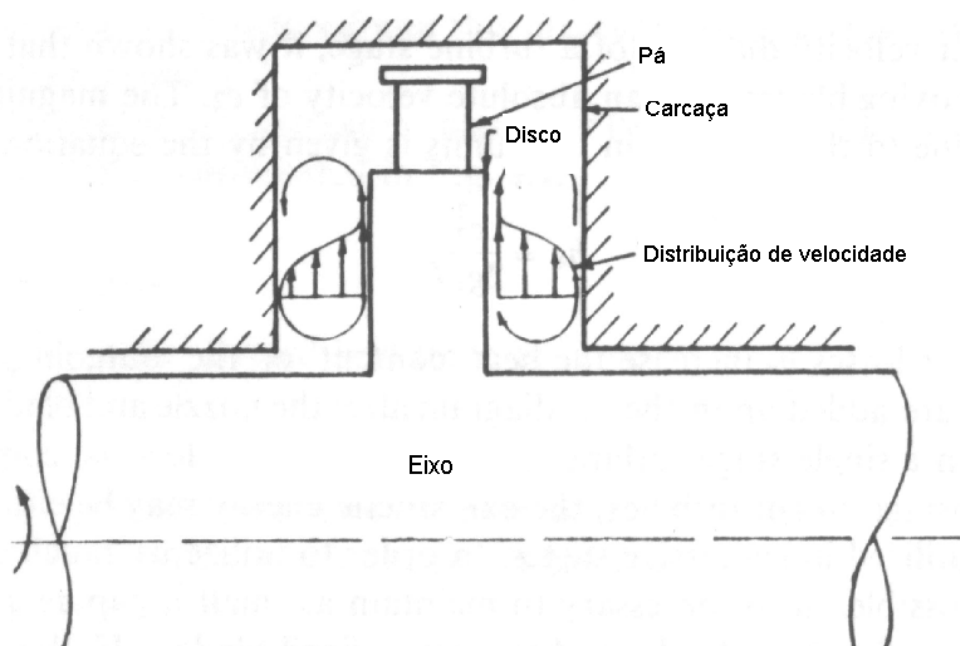


Figura 13 – Linhas de contorno entre o disco e a carcaça (HUSAIN, 1984).

As perdas por ventilação, são atribuídas somente aos estágios de admissão parcial, ou seja, nos estágios em que  $\varepsilon < 1$ , onde  $\varepsilon$  é o grau de admissão definido conforme equação (20):

$$\varepsilon = \frac{\text{comprimento do arco de injeção}}{\text{comprimento da circunferencia total}} \quad (20)$$

A origem destas perdas é porque as pás que não estão em atividade (não estão em contato direto com o vapor) são conduzidas por aquelas que naquele momento estão em contato com o fluido. Com isto, o rotor nestes pontos trabalha como um ventilador quando deveria trabalhar somente como turbina, absorvendo parte da energia transmitida ao rotor.

Para se determinar a magnitude destas perdas, que são perdas de potência, varias fórmulas empíricas são apresentadas.

Mataix (1973), apresenta duas formas de cálculo; sendo a primeira, considerando-se a perda de potência por atrito do rotor radial conforme apresentado na equação (21), a segunda considerando-se a perda de potência por atrito do rotor axial

conforme a equação (22) e a perda por ventilação conforme a equação (23). As perdas por ventilação em turbomáquinas de admissão parcial são muito mais importantes que as perdas por atrito.

$$N_r = 0,027 \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D^5 \quad [\text{W}] \quad (21)$$

sendo,

$\rho$  = massa específica [ $\text{kg/m}^3$ ]

$n$  = rps

$D$  = diâmetro externo do rotor [m]

$$N_r = 0,0095 \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D_m^5 \quad [\text{W}] \quad (22)$$

sendo,

$D_m$  = diâmetro do rotor medido até a metade das pás [m]

$$N_v = (1 - \epsilon) \cdot k \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D_m^4 \cdot \ell \quad [\text{W}] \quad (23)$$

sendo,

$\ell$  = é a media aritmética dos comprimentos radiais das pás [m]

$k$  = é um coeficiente experimental. Para as turbinas Curtis em que este tipo de atrito é muito importante, pode-se usar a relação segundo Husain (1984):

$k = 3,8$  para rotores simples;

$k = 4,5$  para rotores duplos;

$k = 6,0$  para rotores triplos.

Stodola, segundo Mataix (1973) propõe um cálculo onde se leva em consideração tanto a perda por atrito, quanto a perda por ventilação ficando conforme equação (24):

$$N_{rv} = \lambda \cdot \left[ 1,07 \cdot D_m^{2,5} + 0,61 \cdot m(1 - \varepsilon) \cdot D_m \cdot \ell^{1,5} \right] \frac{u^3}{10^6} \cdot \rho \quad [\text{kW}] \quad (24)$$

onde,

$\lambda = 1$  para vapor altamente superaquecido

$\lambda = 1,1$  a  $1,2$  para superaquecido

$\lambda = 1,3$  para vapor saturado

$m$  = número de estágios de velocidade no rotor

$u$  = velocidade tangencial no meio da pá [m/s]

$\ell$  = comprimento radial das pás [cm]

Segundo Husain (1984), tal perda é calculada pela equação (25):

$$N_v = \theta \cdot D_m^4 \cdot n^3 \cdot \ell \cdot \rho \cdot 10^{-10} \quad [\text{kW}] \quad (25)$$

sendo,

$\theta = 1,76$  para rotor simples

$\theta = 2,06$  para rotor duplo

$\theta = 2,8$  para rotor triplo

$\ell$  = comprimento radial das pás [cm]

#### 4.2.5 Perdas por umidade

Esta perda é ocasionada devido às gotas de água contidas no vapor nos últimos estágios da turbomáquina. Estas gotas possuem velocidade menor que o vapor em escoamento causando com isto a perda de rendimento do estágio.

Segundo Husain (1984) a perda entálpica causada pela umidade no vapor é função da perda entálpica para a condição de saída na situação de vapor saturado seco, calculada pela equação (26):

$$\Delta h_{\text{úmido}} = (1 - x) \Delta h_{\text{seco}} \quad [\text{J/kg}] \quad (26)$$

O título do vapor ( $x$ ) deve ser considerado quando da determinação da eficiência do estágio, estimado pela equação (27):

$$\eta_{\text{úmido}} = \eta_{\text{seco}} \cdot x \quad (27)$$

#### 4.2.6 Perdas intersticiais

Para a estimativa deste tipo de perda, deve-se estudar separadamente as turbomáquinas de ação e de reação.

##### 4.2.6.1 Perdas intersticiais em turbomáquinas de ação

Nas turbomáquinas de ação, devido à expansão do vapor nos injetores, existe uma diferença de pressão dos dois lados do conjunto rotor-diafragma. O diafragma é um elemento fixado na carcaça da turbomáquina, que tem a função de reter a massa de vapor que atravessa os injetores (Figura 14).

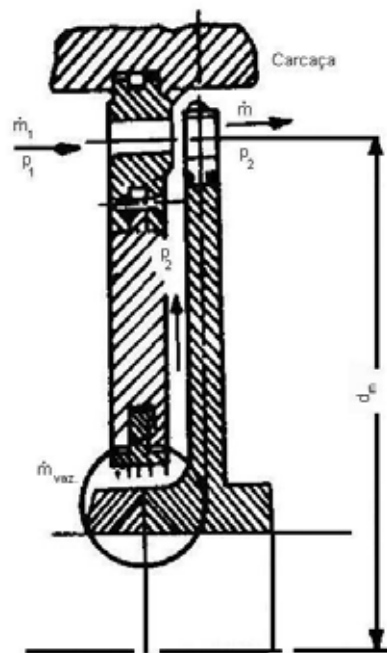


Figura 14 – Representação do diafragma (HUSAIN, 1984).

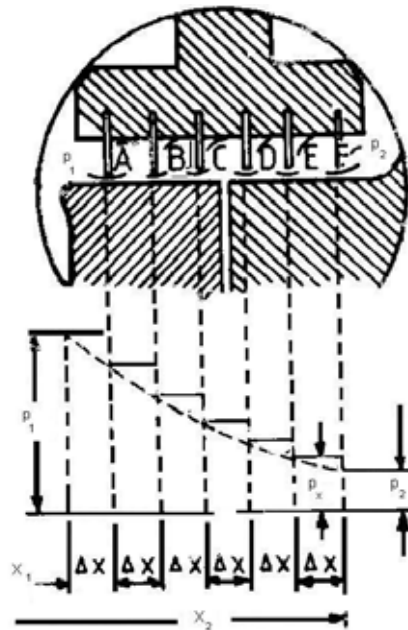


Figura 15 – Selos labirinto (HUSAIN, 1984).

Quando do funcionamento da turbina, tem-se uma folga entre o diafragma e o rotor. Por esta folga tem-se uma perda devido à fuga de vapor causando uma diminuição na queda entálpica útil do estágio.

Para se reduzir esta perda, labirintos são colocados entre o diafragma e o rotor a fim de se minimizar a fuga de vapor por esta folga (Figura 15).

Para calcular a massa de vapor que escapa através dos interstícios, diversos autores já citados neste trabalho utilizam a equação (28):

$$\dot{m}_{\text{vaz}} = \frac{f_s \cdot c}{v} \quad [\text{kg/s}] \quad (28)$$

sendo,

$v$  = volume específico do vapor [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

$f_s$  = área de passagem do vapor no espaço entre interstícios [ $\text{m}^2$ ]

$c$  = velocidade do vapor na folga [ $\text{m/s}$ ]

A perda de entalpia devido a este vazamento (interstícios) pode ser determinada pela equação (29):

$$\Delta h_{\text{vazamento}} = \frac{\dot{m}_{\text{vaz}}}{\dot{m}} \cdot (h_0 - h_2) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (29)$$

sendo,

$\dot{m}$  = vazão mássica total de vapor [kg/s]

$\dot{m}_{\text{vaz}}$  = vazão mássica de vapor através dos interstícios [kg/s]

$h_0$  = entalpia do vapor antes do diafragma [kJ/kg]

$h_2$  = entalpia do vapor após as pás, incluindo todas as perdas, exceto as relativas aos interstícios [kJ/kg].

#### 4.2.6.2 Perdas intersticiais em turbomáquinas de reação

Nas turbomáquinas a vapor de reação, as perdas intersticiais são aquelas decorrentes da folga axial ( $\delta$ ) entre as aletas e o rotor, e entre a carcaça e o rotor conforme ilustrado na Figura 16.

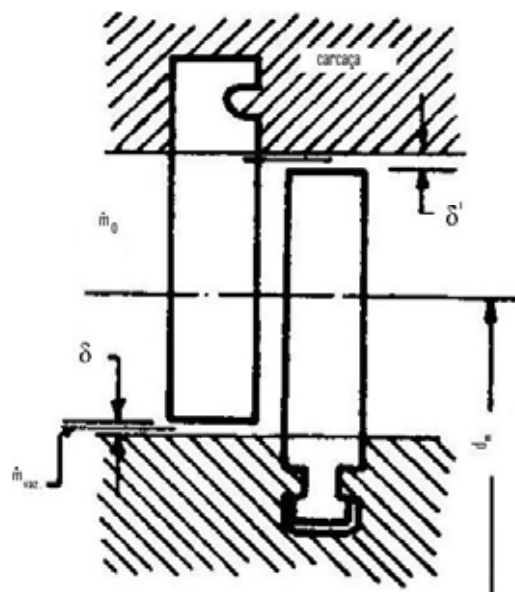


Figura 16- Folgas radiais em estágio de reação (HUSAIN, 1984).



Para o projeto de turbomáquinas a vapor de reação, a perda intersticial é determinada pela equação (30) empírica de Anderhub, sugerida por Mataix (1973).

$$\Delta h_{vr} = 7,19 \cdot \frac{\delta^{1,4}}{\ell} \cdot \Delta h_{estágio} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (30)$$

sendo,

$\delta$  = folga radial [mm]

$\ell$  = altura da pá [mm]

$\Delta h_{estágio}$  = queda de entalpia através do estágio [kJ/kg]

#### 4.3 PERDAS EXTERNAS

Como perdas externas pode-se incluir todas aquelas relativas às perdas mecânicas causadas, por exemplo, pelo atrito do eixo da turbina e os mancais, bombas e outros elementos, ou seja, todas aquelas que não estão relacionadas com a vazão de vapor através das pás, e não tenham influência direta sobre as condições do vapor.

Pode-se expressar as perdas mecânicas ( $\Delta h'_m$ ) em unidades térmicas conforme a equação (31):

$$\Delta h'_m = \frac{N_m}{\dot{m}} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (31)$$

sendo,

$N_m$  = potência mecânica perdida [kW]

$\dot{m}$  = vazão mássica total de vapor [kg/s]

## 5 ESTIMATIVAS E CÁLCULOS

Com as informações obtidas de fabricantes de máquinas instaladas e em funcionamento no Brasil (Apêndice B) foi elaborada a Tabela 8. Estes dados possibilitaram a elaboração dos gráficos apresentados nas Figuras 17 a 25.

Tabela 8 – Dados obtidos de máquinas instaladas no Brasil

máquina	classe	rendimento	velocidade	adimensionais				rotação específica
	potência	interno	tangencial	relação	coeficiente de pressão	coeficiente de potência	coeficiente de vazão	real
		total	na ponta	l/Dm	médio por estágio	médio por estágio	médio por estágio	nq
	MW		m/s		real	real	real	rpm
1	0,21	0,670	113,1	0,043	15,272	8,233	0,804	7,319
2	0,37	0,652	164,9	0,059	6,985	5,499	1,207	18,485
3	0,41	0,785	207,1	0,077	10,471	9,097	1,107	14,689
4	0,55	0,613	172,8	0,043	5,985	5,040	1,373	19,313
5	0,66	0,754	194,8	0,043	15,473	13,174	1,128	8,586
6	0,66	0,785	200,3	0,059	11,942	11,186	1,193	12,289
7	0,88	0,659	180,6	0,034	5,884	5,974	1,541	18,610
8	1,03	0,777	194,8	0,043	12,494	13,898	1,432	11,353
9	1,1	0,670	188,5	0,029	5,498	5,802	1,574	18,122
10	1,33	0,775	188,5	0,034	16,972	23,224	1,766	9,001
11	2	0,804	192,4	0,034	14,288	22,483	1,957	10,784
12	2,65	0,812	188,5	0,029	15,030	26,546	2,176	10,022
13	4	0,778	235,6	0,034	4,455	13,525	3,902	36,487
14	8	0,785	235,6	0,034	5,860	42,710	9,286	45,830
15	12	0,802	235,6	0,034	4,711	45,410	12,018	61,418
16	17	0,825	266,6	0,034	1,396	29,687	25,758	221,371
17	25	0,775	282,6	0,028	1,357	35,918	34,173	240,054
18	31	0,811	254,9	0,026	1,968	51,182	32,061	168,380
19	43	0,888	261,3	0,038	2,313	85,119	41,450	203,870

O rendimento interno total foi calculado efetuando a razão entre a diferença real de entalpias nos pontos de entrada e saída das máquinas e a queda entálpica isoentrópica. As Figuras 17 e 18 mostram os gráficos deste rendimento por classe de potência.

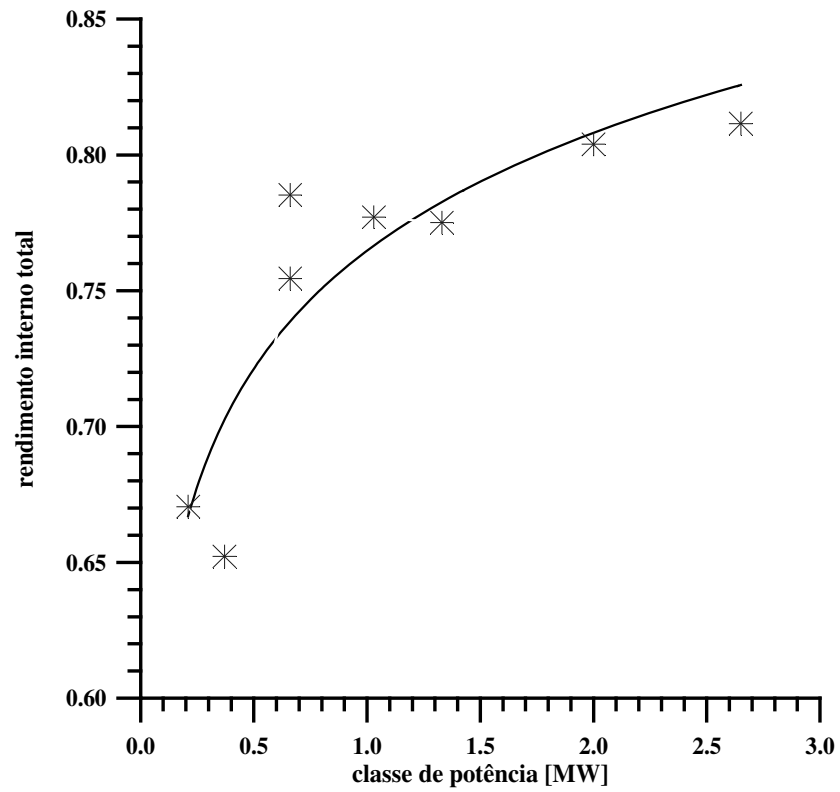


Figura 17 – Rendimento interno total para potência de até 3 MW

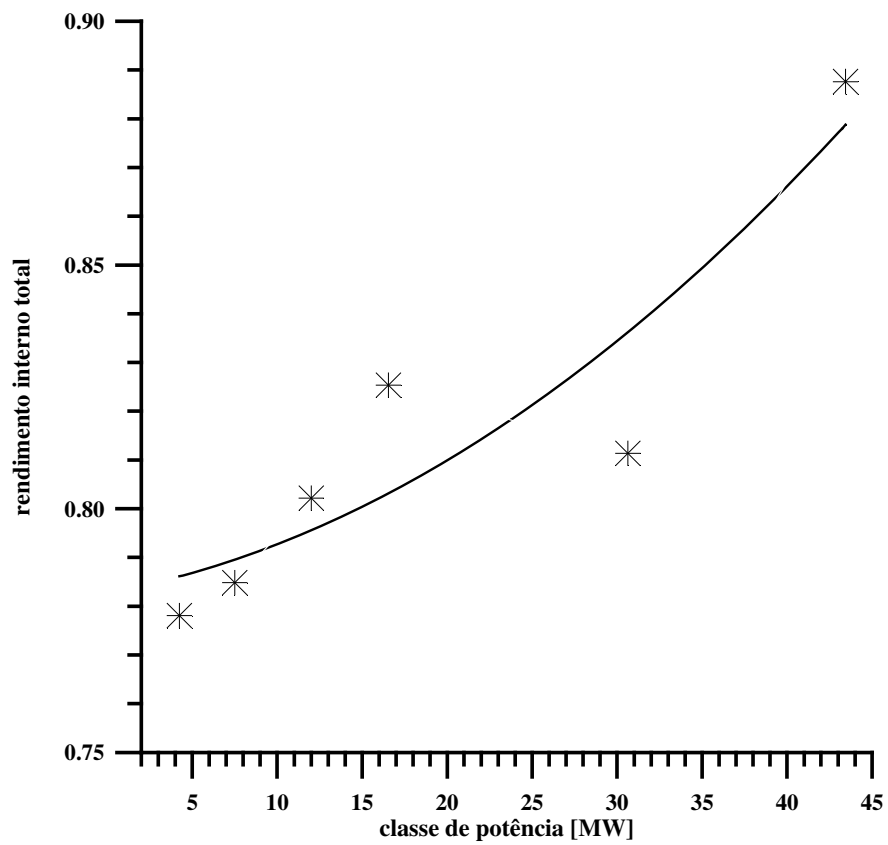


Figura 18 – Rendimento interno total para potência de 3 a 43 MW

A relação  $l/Dm$  (largura da pá / diâmetro médio do rotor) (item 3.3.6) em função da rotação específica (equação (13)) é apresentada na Figura 19.

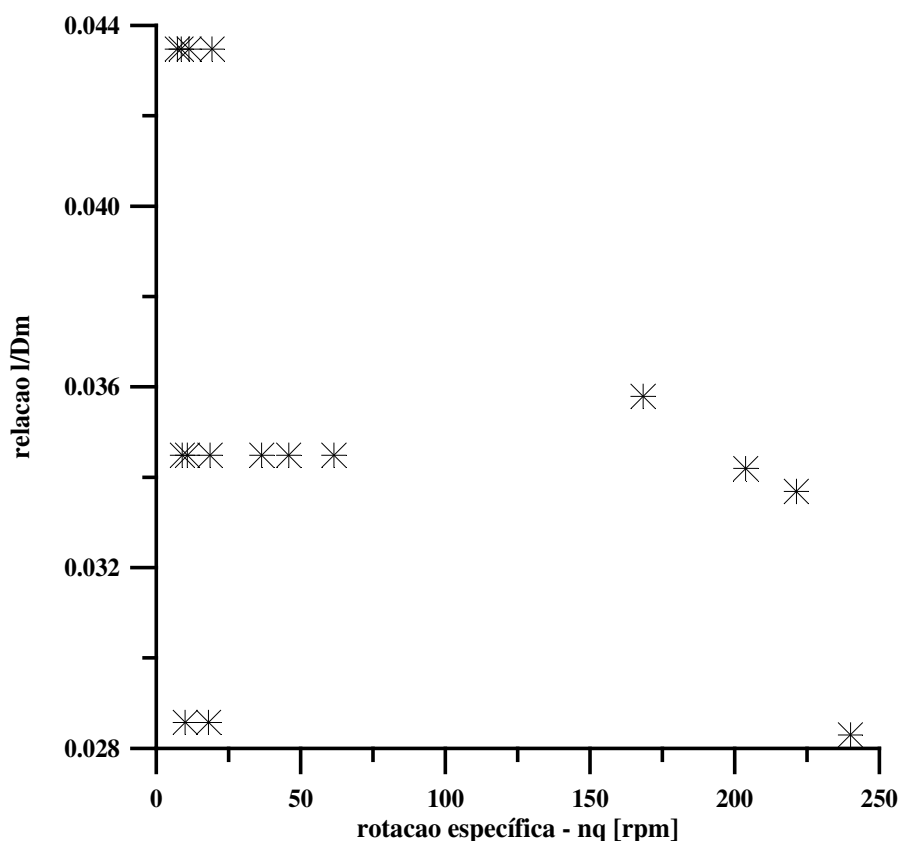


Figura 19 – Relação largura da pá/ diâmetro médio do rotor.

O comportamento do coeficiente de pressão real calculado segundo a equação (1) utilizando a diferença real de entalpia entre os pontos de entrada e saída da máquina e dividida pelo número de estágios é mostrado na Figura 20.

O coeficiente de potência, também calculado por estágio, foi determinado pela equação (4) com a vazão volumétrica média entre a entrada e a saída da máquina. A Figura 21 mostra o comportamento deste parâmetro com a rotação específica.

O coeficiente de vazão foi determinado de forma indireta, como apresentado no item 3.3.3 ( $\lambda = \psi \cdot \phi \cdot \eta_t$ ), e sua relação com a rotação específica é mostrada nas Figuras 22 e 23.

A evolução das ligas de aço, das quais são fabricadas as peças girantes deste tipo de máquina de fluxo, permitiu o aumento da velocidade tangencial na ponta da pá, tendo como consequência uma maior extração de potência (Figuras 24 e 25).

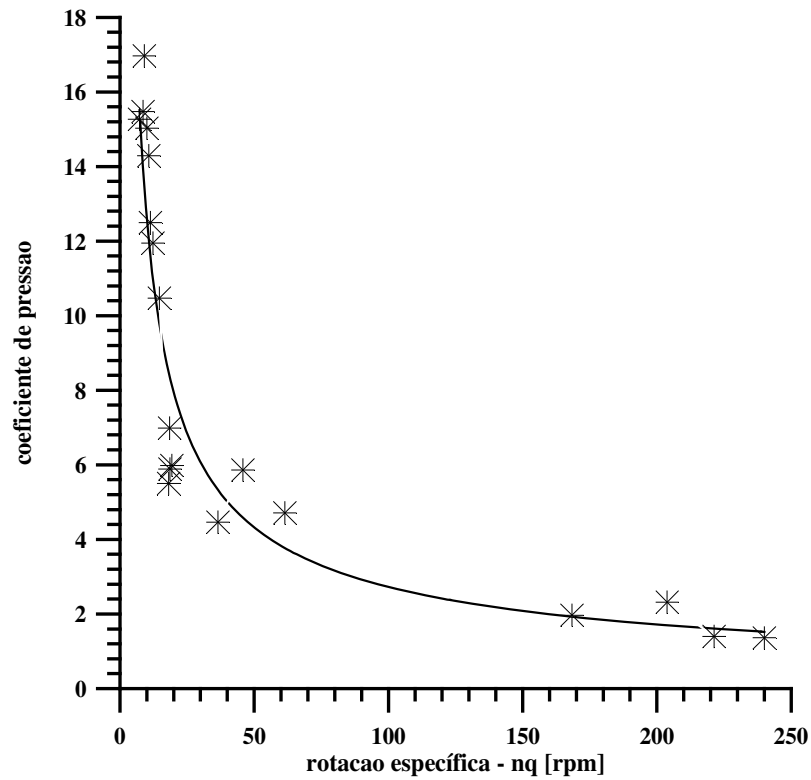


Figura 20 – Coeficiente de pressão.

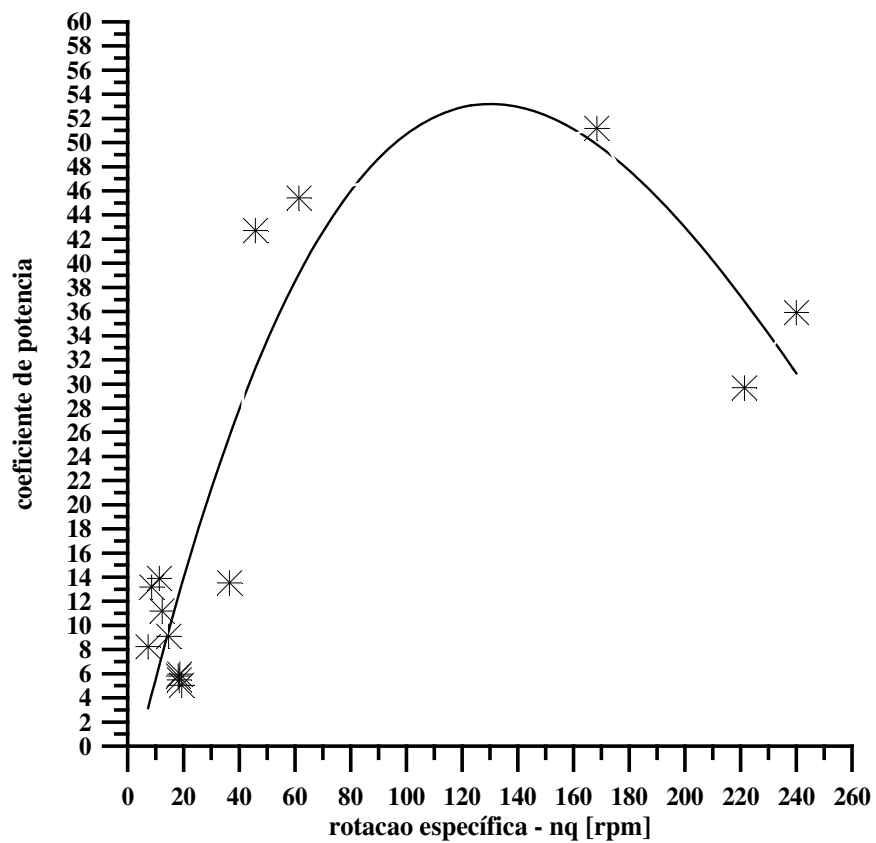


Figura 21 – Coeficiente de potência.

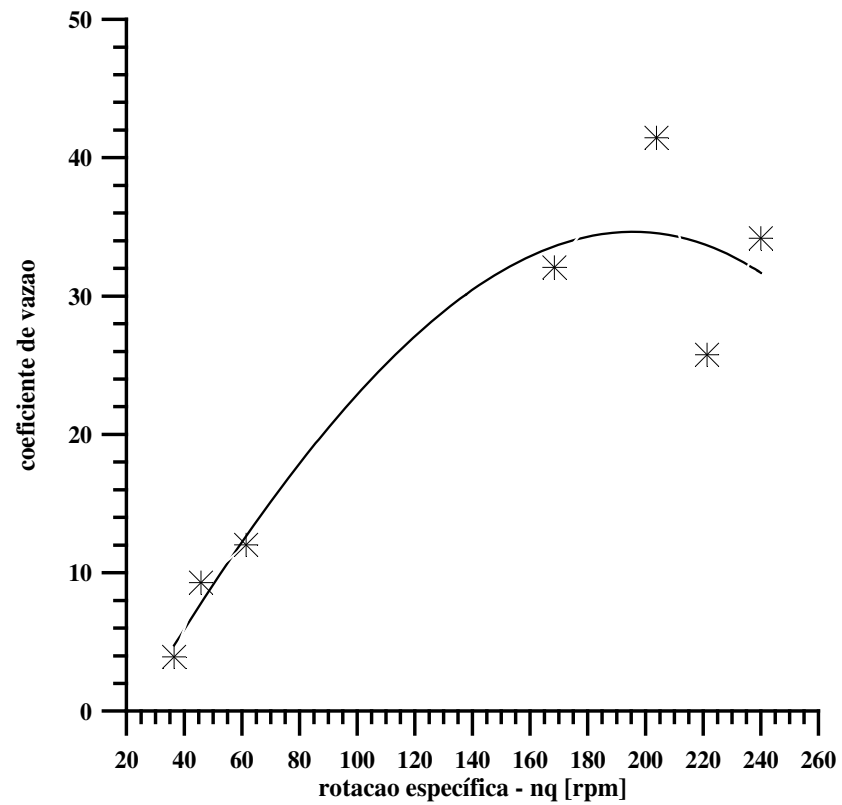
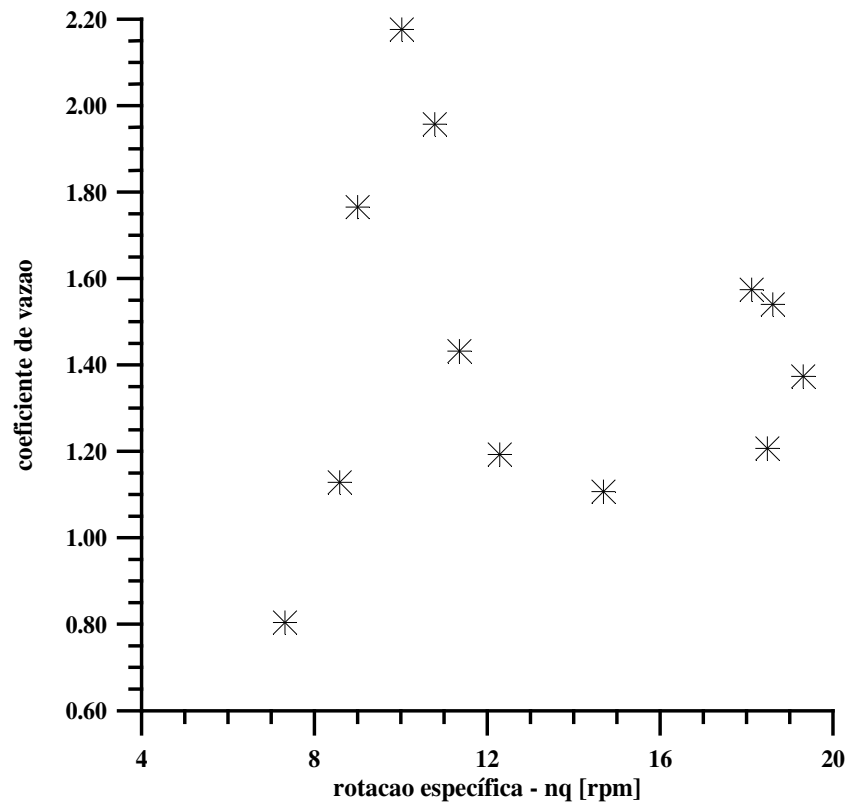


Figura 22 – Coeficiente de vazão para faixa de  $20 < n_q < 250$



. Figura 23 – Coeficiente de vazão para  $n_q < 20$ .

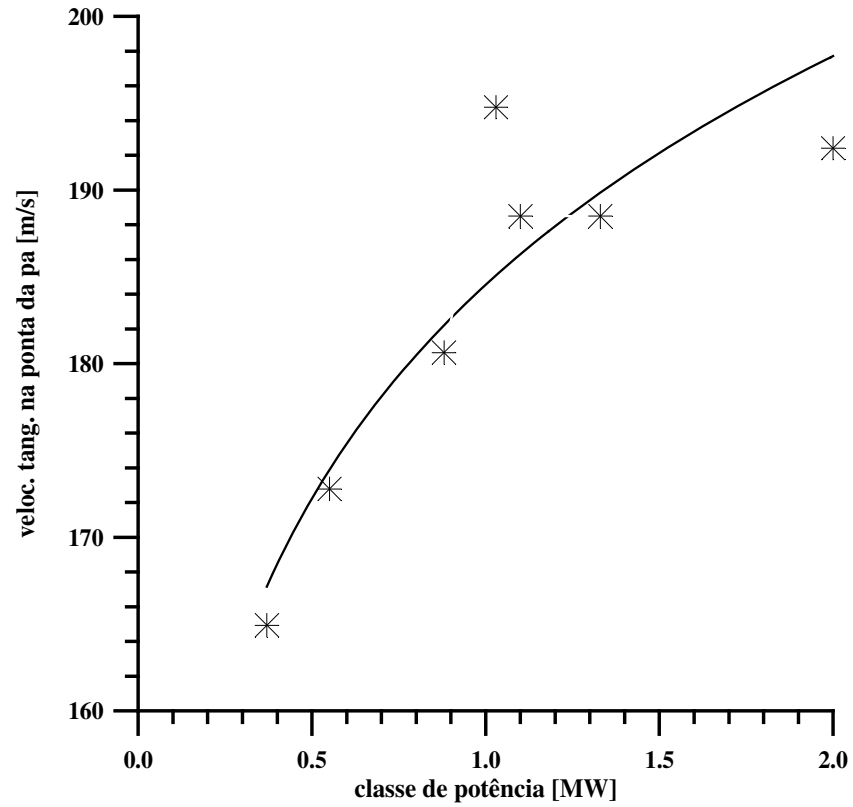


Figura 24 – Velocidade tangencial na ponta da pá para potência de até 2 MW.

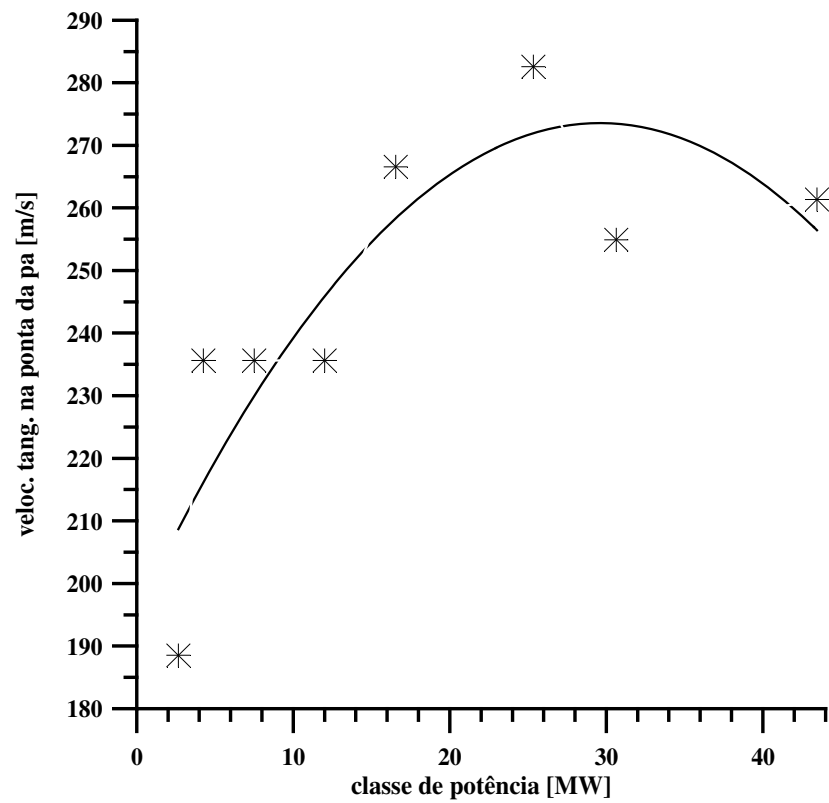


Figura 25 – Velocidade tangencial na ponta da pá para potência de 2 a 43 MW.

Evidenciando que este trabalho teve como materiais dados fornecidos a partir de máquinas instaladas, será também apresentada uma regressão numérica para determinação dos parâmetros analisados.

A) Rendimento interno total (Figuras 17 e 18)

Classe de potência até 3 MW

$$\eta_t = 0,0626 \ln(P) + 0,7647 \quad \text{para} \quad R^2 = 0,7872$$

P = potência em [MW]

Classe de potência entre 3 e 43 MW

$$\eta_t = 0,7828 + 6,2891 \times 10^{-4} (P) + 3,6385 \times 10^{-5} (P)^2 \quad \text{para} \quad R^2 = 0,8315$$

P = potência em [MW]

B) Coeficiente de pressão (Figura 20)

$$\psi = 58,3169 (n_q)^{-0,6653} \quad \text{para} \quad R^2 = 0,9311$$

C) Coeficiente de potência (Figura 21)

$$\lambda = -3,7714 + 0,9815 (n_q) - 4,9949 \times 10^{-3} (n_q)^2 \quad \text{para} \quad R^2 = 0,7941$$

$n_q$  = rotação específica em [rpm] conforme equação (13).

D) Coeficiente de vazão (Figuras 22 e 23)

Para faixa de  $20 < n_q < 250$

$$\phi = -8,2397 + 0,3754 (n_q) - 4,7861 \times 10^{-4} (n_q)^2 \quad \text{para} \quad R^2 = 0,9005$$



E) Velocidade tangencial na ponta da pá (Figuras 24 e 25)

Classe de potência até 2 MW

$$u_e = 184,539 (P)^{0,09949} \quad \text{para} \quad R^2 = 0,8294$$

Classe de potência entre 2 e 43 MW

$$u_e = 195,26 + 5,2913 (P) - 0,08938 (P)^2 \quad \text{para} \quad R^2 = 0,7416$$

## 6 CONCLUSÃO

Baseando-se nos dados coletados, na teoria já desenvolvida para os parâmetros adimensionais analisados e, nos cálculos efetuados e apresentados na Tabela 8, no Apêndice B e nas Figuras 17 a 25, pode-se concluir:

1) O aumento da temperatura e pressão de entrada nas turbomáquinas a vapor permitiu um gradual aumento de potência extraída nos estágios. Isto só foi conseguido devido ao aperfeiçoamento construtivo das caldeiras aquatubulares, e do interesse econômico pela geração de energia elétrica em plantas de açúcar e álcool e de papel e celulose;

2) As Figuras 17 e 18 que apresentam o comportamento do rendimento interno total por classe de potência, possibilitou concluir que este aumento está intrinsecamente ligado ao fato, já mencionado, de ter havido um significativo incremento na pressão e temperatura de entrada das turbomáquinas a vapor. Também se pode concluir pelos dados e informações coletadas, que os fabricantes trouxeram tecnologia para a produção de máquinas de potências maiores, à medida que as plantas de açúcar e álcool e papel e celulose, sinalizaram o mercado consumidor;

3) A relação adimensional  $l/Dm$  tem um comportamento instável para rotações específicas ( $nq$ ) inferiores a 40, mostrando uma tendência decrescente para rotações mais elevadas. No entanto, para a faixa de potência analisada (até 43 MW) os valores desta relação estão entre 0,0285 e 0,0435. O valor médio situa-se entre 0,032 e 0,036. (Figura 19);

4) O comportamento do coeficiente de pressão real médio por estágio ( $\Psi$ ), calculado segundo a equação (1) utilizando a diferença real de entalpia entre os pontos de entrada e saída da máquina dividida pelo número de estágios, e a velocidade tangencial ( $u$ ) na ponta da pá (Figura 20), é bem característico. Sua tendência decrescente acompanha o aumento da rotação específica;

5) O coeficiente de potência, também calculado por estágio, foi determinado pela equação (4) com a vazão volumétrica média entre a entrada e a saída da máquina. A Figura 21 mostrou o comportamento deste parâmetro com a rotação específica. Da mesma forma que ocorreu com a relação adimensional  $l/Dm$ , este tem um

comportamento instável para rotações específicas ( $nq$ ) inferiores a 40, mostrando atualmente uma tendência crescente para rotações mais elevadas, passando por um ponto de máximo em torno de  $nq = 135$ , para decrescer em seguida;

6) O coeficiente de vazão ( $\varphi$ ) que foi determinado de forma indireta, como apresentado no item 3.3.3 ( $\lambda = \psi \cdot \varphi \cdot \eta_t$ ), teve sua relação com a rotação específica mostradas nas Figura 22 e 23. Também um pouco instável para baixas rotações específicas ( $nq < 20$ ). O seu comportamento indicou que seu valor máximo, passa por um valor finito, que deve ser investigado, visto que a faixa analisada não ultrapassou 43 MW;

7) Tendo como base todo o conjunto de dados e informações coletadas, pode-se afirmar que também a evolução dos materiais empregados nos elementos girantes das máquinas a vapor, foi de primordial importância no aumento da velocidade tangencial na ponta da pá. É de conhecimento, que para a faixa de temperatura em torno de 500 °C os aços inoxidáveis apresentam o fenômeno da Fluência, prejudicando a tensão de escoamento do material construtivo. Isto possibilitou o desenvolvimento de máquinas de maior potência, pois o trabalho específico obtido pela análise da equação de Euler (e triângulos de velocidades) é crescente com o aumento das mesmas ( $Y = u \Delta c_u$ ).

Para a seqüência deste trabalho pode-se sugerir um novo esforço junto aos fabricantes para que se tenham maiores informações sobre as turbinas a vapor fabricadas e instaladas no Brasil, com o objetivo de apresentar à Academia possibilidades de parceria para a formação de novos projetistas na área de turbomáquinas térmicas.

## REFERÊNCIAS

ALBERT, P. Steam turbines thermal evaluation and assessment-GER-4190. **G. E. Power Systems**, Schenectady: GE, 2000. 18p

BRAN, R.; SOUZA, Z. **Máquinas de fluxo**: turbinas, bombas e ventiladores. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico S.A., 1969. 262 p.

BRAN, R.; SOUZA, Z. **Máquinas térmicas de fluxo**: turbinas a vapor e a gás. Publicação interna –Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1973. 110 p.

DIAS, J. C.; MAGALHÃES FILHO, P.; OLIVEIRA, W. Comportamento de máquinas de fluxo semelhantes. **Revista EFEI Pesquisa**, Itajubá, v. 4, n.1, p. 22-28, 1978.

DÍEZ, P. F. **Turbinas de vapor**. Disponível em:  
< <http://www.termica.webhop.info/>>. Acesso em: 29 ago.2007.

FOX, R. W.; McDONALD, A . T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006. 798p.

GENERAL ELECTRIC COMPANY. **GEC**: steam turbines – GEA-1011B. Schenectady: GEC, 1930. 12p.

HUSAIN, Z. **Steam turbines**: theory and design. New Delhi: TATA McGraw-Hill, 1984. 226 p.

LUCINI, M. **Turbomáquinas de vapor y de gas**: su cálculo y construcción. Barcelona: Labor, 1966. 467 p.

MACINTYRE, A. J. **Máquinas motrizes hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1983. 649 p.

MATAIX, C. **Turbomáquinas térmicas**. Madrid: Editorial DOSSAT, 1973. 1032 p.

METALÚRGICA DEDINI. **MD**: turbinas a vapor simples estágio série 100 – MDM/PA.3/06.81/2.000-5. Piracicaba: MD, 1981a.

METALÚRGICA DEDINI. **MD**: turbinas série 300 – MDM/TD3/06.81/2.000-2. Piracicaba: MD, 1981b.

METALÚRGICA DEDINI. **MD**: turbinas série DSE – TU-DSE/10-84/1.000. Piracicaba: MD, 1984.

PFLEIDERER, C. **Bombas centrífugas y turbocompresores**. Barcelona: Editorial Labor, 1960. 631 p.

SHLYAKHIN, P. **Steam turbines: theory and design**. Honolulu: University Press of the Pacific, 2005. 248 p.

SIEMENS. **SIEMENS**: linha completa de turbinas a vapor. Jundiaí: SIEMENS, 2006a.

SIEMENS. **SIEMENS**: SST-300-turbina a vapor para produção eficiente de energia a partir de biomassa. Jundiaí: SIEMENS, 2006b.

SOUZA, Z.; FUCHS, R. D.; SANTOS, A. H. M. **Centrais hidro e termelétricas**. São Paulo: Edgard Blücher, 1983. 241 p.

TGM TURBINAS. **TGM**: turbinas a vapor – MK-P-M1A6-R4. Sertãozinho: TGM, 2006.

## BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

COFER IV, J. I.; REINKER, J. K.; SUMNER, W. J. Advances in steam path technology-GER-3713E. **G. E. Power Systems**, Schenectady: GE, 1996. 40p

DREIER JUNIOR, D. R. Upgradable opportunities for steam turbines-GER-3696D. **G. E. Power Systems**, Schenectady: GE, 1996. 18p

FOSTER, V. T. Performance loss of modern steam turbine plant due to surface roughness. In: THE INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS, 1966-1967, London. **Proceedings...** London: The Institution of Mechanical Engineers, 1967. v.181, Part1, n.17.

KOSTYUK, A.; FROLOV, V. **Steam and gas turbines**. Moscow: Mir Publishers Moscow, 1988. 341p.

PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H. **Máquinas de fluxo**. Rio de Janeiro: LTC, 1979. 454 p.

POCHOBRADSKY, B. Steam turbines for combined supply of power and heating steam. **G. E. C. Journal**, London, v.4, n.1, p. 1-16, feb. 1933.

SAARLAS, M. **Steam and gas turbines for marine propulsion**. London: E. & F. N. Spon, 1978. 214 p.

SCHEGLIÁIEV, A. V. **Turbinas de vapor: la teoría del proceso térmico y las construcciones de turbinas**. Moscú: Editorial Mir Moscú, 1978. v.1, 352p. v.2, 246p.

SCHOFIELD, P. Steam turbine sustained efficiency-GER-3750C. **G. E. Power Systems**, Schenectady: GE, 1996. 14p

SCORETZ, M.; WILLIANS, R. Industrial steam turbine value packages-GER-4191A. **G. E. Energy**, Atlanta: GE, 2005. 26p

SOUZA, Z. **Dimensionamento de máquinas de fluxo:** turbinas, bombas, ventiladores. São Paulo: Edgard Blücher, 1991. 266 p.

TROYANOVSKI, B. M.; FILIPPOV, G. A.; BULKIN, A. E. **Turbinas de vapor y de gas de las centrales nucleoelectricas.** Moscú: Editorial Mir Moscú, 1987. 382p.

## APÊNDICE A – Definições teóricas

### A . 1 TRIÂNGULOS DE VELOCIDADES

Para estudar o movimento do fluido nas turbomáquinas a vapor, é necessário utilizar uma nomenclatura que defina os triângulos de velocidades na entrada e na saída do rotor. Tal nomenclatura é descrita a seguir e mostrada na Figura A1:

$\vec{u}$  = velocidade tangencial ou periférica do rotor;

$\vec{c}$  = velocidade absoluta do vapor;

$\vec{w}$  = velocidade relativa do vapor;

$\alpha$  = o ângulo formado entre a velocidade tangencial e a velocidade absoluta;

$\beta$  = o ângulo formado entre a velocidade tangencial e a velocidade relativa;

O subscrito 0, refere-se à entrada do vapor ainda no injetor;

O subscrito 1, refere-se à entrada do vapor na aleta;

O subscrito 2, refere-se à saída do vapor na aleta;

O subscrito 3, refere-se à posição do vapor entre a saída da aleta e a entrada da pá do rotor (interstício);

O subscrito 4, refere-se à entrada do vapor na pá do rotor;

O subscrito 5, refere-se à saída do vapor na pá do rotor.

O subscrito 6, refere-se à saída do vapor da turbomáquina

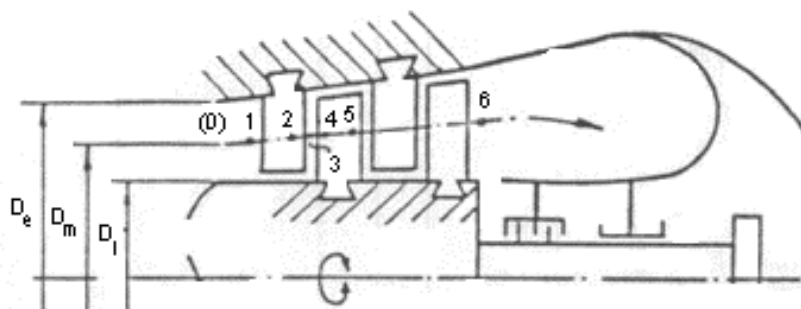


Figura A1 – Convenção de subscritos (BRAN; SOUZA, 1969)



Como exemplo para as componentes dos triângulos de velocidades, considera-se o rotor de uma máquina genérica motora ao qual apresenta velocidade angular  $\omega$ . A velocidade da pá é dada por  $\vec{u} = \omega \cdot r$ , onde  $r$  é a distância radial a partir do eixo central da máquina ou por  $\vec{u} = \pi D n / 60$ , onde  $D$  é o diâmetro a ser considerado e “ $n$ ” é a rotação do eixo.

A velocidade absoluta do fluido  $\vec{c}$  é aquela vista por um observador estacionário e a velocidade relativa  $\vec{w}$  é aquela vista por um observador solidário às pás (Figura A2).

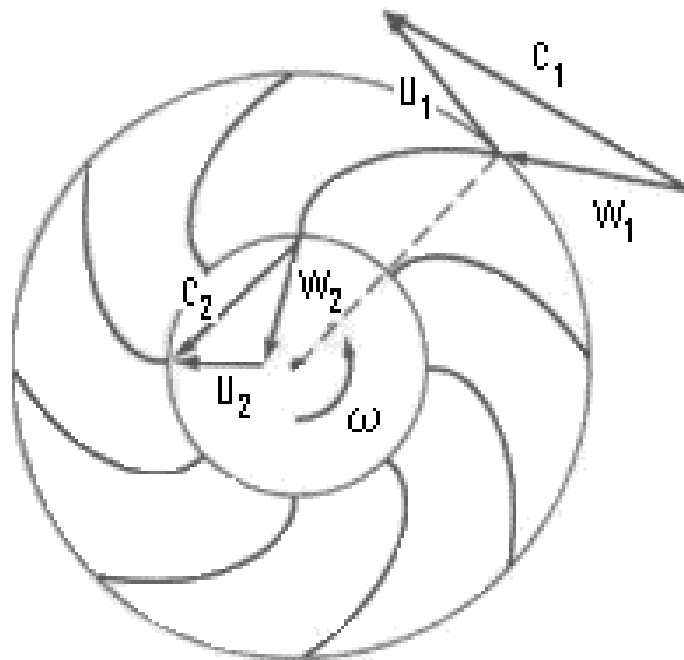


Figura A2 – Triângulo de velocidades (FOX; McDONALD; PRITCHARD, 2006)

A velocidade absoluta do fluido é igual a soma vetorial da velocidade relativa com a velocidade tangencial ou periférica do rotor, tornando-se:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (\text{A1})$$

## A .2 GRAU DE REAÇÃO

O fluido ao passar pelo interior de uma turbina sofre transformação de energia de pressão e de energia cinética (energia de pressão dinâmica). A proporção de energia intercambiada sob forma de pressão estática influencia no projeto da turbomáquina, assim como a forma das pás, o grau de admissão e outros parâmetros de construção estão associados ao chamado grau de reação (variação de energia de pressão estática e energia total do rotor).

O grau de reação teórico, quando o escoamento do fluido através do rotor é considerado ideal, sem perdas, é expresso por:

$$\Omega_t = \frac{Y_{\text{estática}}}{Y_{\text{pá}}} = 1 - \frac{Y_{\text{dinâmica}}}{Y_{\text{pá}}} \quad (\text{A2})$$

Devido à impossibilidade prática de se obter uma turbina que funcione puramente pelo princípio da reação, todas estas máquinas denominadas turbomáquinas de reação utilizam na verdade um sistema misto, onde a idéia é expandir parcialmente o vapor em elementos fixos (aletas) e parcialmente em elementos móveis (pás).

Suponha-se vapor a uma pressão  $p_1$  entalpia  $h_1$  entrando por um injetor T onde começa a expandir-se. Esta expansão continua ao longo da pá até a pressão de saída  $p_2$  e entalpia final  $h_2$ . Sejam também,  $p'$  e  $h'$  a pressão e a entalpia respectivas do vapor no estágio correspondente na saída do injetor (0) e na entrada no rotor 1. Considera-se a expansão sem perdas, entre  $h_1$  e  $h'$ . Isto se realiza no elemento fixo ou injetor T e entre  $h'$  e  $h_2$  na pá do rotor.

A primeira parte corresponde ao trabalho de ação e a segunda parte ao trabalho de reação. Portanto, denomina-se grau de reação ao conjunto formado por uma aleta ou injetor e uma pá, ou seja, é a relação entre o salto entálpico teórico no rotor e o salto teórico total da turbina, sendo assim:

$$\Omega = \frac{\text{Trabalho por reação}}{\text{Trabalho total}} = \frac{h' - h_2}{h_1 - h_2} \quad (\text{A3})$$

Com isto têm-se as seguintes relações:

- a. Grau de reação  $\Omega = 0$ , neste caso diz-se que a turbomáquina é de ação pura, pois  $h' = h_2$  e a expansão ocorre integralmente nos elementos fixos (injetor ou aleta);
- b. Grau de reação  $\Omega = 1$ , neste caso diz-se que a turbomáquina é de reação pura, pois  $h' = h_1$ , ou seja, o vapor sofre expansão tanto nos elementos fixos quanto nos elementos móveis.
- c. Grau de reação  $\Omega = \frac{1}{2}$ , para este caso tem-se que  $h' = \frac{h_1 + h_2}{2}$ . As denominadas turbomáquinas de reação na prática trabalham quase sempre com este tipo de grau de reação e levam um grande número de estágios de modo que apesar do funcionamento por reação, sua velocidade periférica é bastante reduzida.

### A . 3 TURBINA DE AÇÃO

As turbomáquinas a vapor transformam a energia potencial do tipo térmico em energia mecânica. A energia potencial térmica disponível é a diferença de entalpias entre o estado inicial do vapor, na entrada da turbomáquina, e seu estado final, na saída da mesma, a esta diferença se dá o nome de salto entálpico ou salto térmico.

Nas turbomáquinas a vapor existem os elementos fixos que são as aletas e os injetores. Se o salto entálpico se transforma totalmente em energia cinética, a turbomáquina é de ação e a entalpia na saída da aleta para um processo isoentrópico será igual à entalpia final do vapor. Nestas circunstâncias, nas pás dispostas sobre o rotor haverá unicamente uma transformação de energia cinética em mecânica.

Se a conversão de entalpia em energia cinética não é total, utiliza-se aletas em que se têm dois tipos de transformações simultâneas, onde uma fração da energia cinética adquirida se transforma em energia mecânica e o restante em energia cinética e posteriormente em mecânica.

A transformação de energia cinética em energia mecânica se produz fazendo o fluido seguir uma determinada trajetória entre as pás, de forma que sua velocidade absoluta diminua. Qualquer troca de magnitude ou de direção em tal velocidade tem que ser devida ao efeito de uma força que é a ação das pás do rotor sobre o fluido.

Por sua vez, pode-se dizer também que toda a mudança na direção ou na magnitude da velocidade do fluido origina um empuxo sobre as pás, de forma que, quando estas estão montadas sobre um rotor, a potência gerada é igual ao produto da velocidade tangencial das pás pela componente periférica da força.

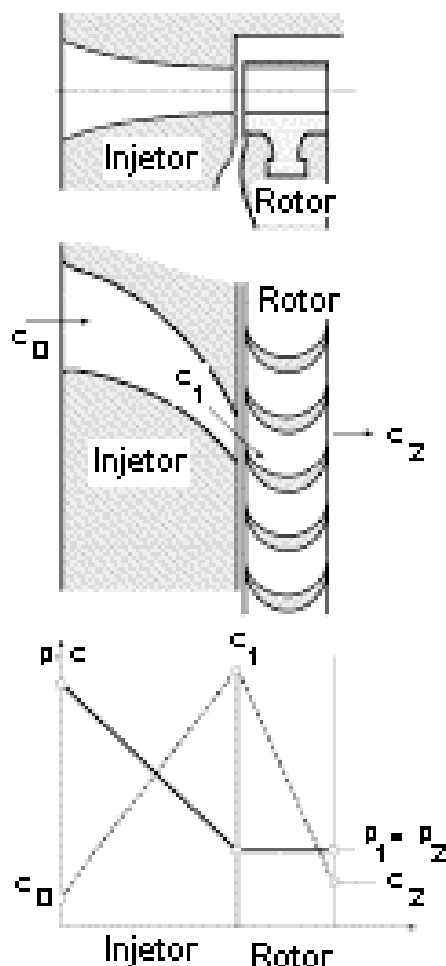


Figura A3 – Esquema de uma turbina de ação de 1 estágio (DÍEZ, 2007).

## A . 4 TURBINA DE REAÇÃO

Quando o salto entálpico de pressão é grande, se recorre a fracioná-lo em uma série de estágios de forma que os de maior pressão se correspondam com a parte de ação (por exemplo, uma turbina Curtis) e o restante com reação.

Considerando um estágio qualquer de reação entre os estados 0 e 2 aos que correspondam as pressões  $p_0$  e  $p_2$ , respectivamente, a velocidade e a correspondente do salto adiabático.

O vapor não se expande totalmente nas aletas guias do injetor sendo que somente o faz a partir de uma pressão  $p_0$  até uma pressão intermediária  $p_i$  com a qual penetra no rotor, continuando sua expansão nas pás do mesmo até alcançar a pressão de saída  $p_2$ .

O injetor é dimensionado de forma que transforme uma parte da energia disponível do vapor em energia cinética  $\frac{c_1^2}{2g}$ .

A fração restante do mesmo se transforma ao longo das pás do rotor em energia cinética de rotação próxima as pás projetadas para que nelas se produzam dois tipos de transformações simultâneas:

- a) A de energia cinética adquirida pelos injetores em energia mecânica;
- b) O restante da entálpia em energia cinética e esta por sua vez em energia mecânica.

## A . 5 EQUAÇÃO DE EULER PARA TURBOMÁQUINAS

A análise ideal das máquinas de fluxo supõe um rotor com número infinito de pás, e conseqüentes canais de espessuras infinitesimais entre as mesmas, condições estas que permitem assumir um escoamento unidimensional ao longo das pás. Assim, o aumento de pressão no interior de uma turbina ideal, desprezando variações de energia potencial, pode ser decomposto em duas transformações de energia independentes, porém simultâneas. Uma delas é a transformação da energia de pressão estática ( $Y_{est}$ , em J/kg), expressa por:

$$Y_{\text{est}} = \frac{p_1^2 - p_2^2}{\rho} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (\text{A4})$$

onde  $p_2$  e  $p_1$  são as pressões na saída e entrada do rotor, respectivamente, em Pa,  $\rho$  é a massa específica do fluido de trabalho, em  $\text{kg/m}^3$  e demais grandezas com o significados já descritos. O primeiro termo da equação traduz o aumento da pressão decorrente da força centrífuga sobre o fluido de trabalho, enquanto que o segundo expressa a transformação de energia cinética em estática no interior do rotor.

Outra forma de aumento da energia de pressão é pela transformação da energia cinética, ou energia específica de pressão dinâmica ( $Y_{\text{din}}$ , em J/kg):

$$Y_{\text{din}} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (\text{A5})$$

onde  $c_2$  e  $c_1$  têm os significados já mencionados. Através da aplicação das relações trigonométricas dos triângulos de velocidade da entrada e da saída do rotor de uma máquina chega-se à equação de Euler para máquinas de fluxo:

$$Y_{\infty} = Y_{\text{est}} + Y_{\text{din}} = u_2 c_{u2} + u_1 c_{u1} \quad (\text{A6})$$

onde  $Y_{\infty}$  é o salto energético específico de um rotor ideal, em J/kg. Baseado em  $Y_{\infty}$  define-se o torque  $T_{\infty}$  exercido pelo rotor ideal sobre o fluido de trabalho, com relação ao eixo de rotação, em J:

$$T_{\infty} = \rho Q (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) \quad (\text{A7})$$

A potência  $P_{\infty}$  (W) necessária para acionar o eixo de um rotor ideal, responsável pelo acréscimo de energia  $Y_{\infty}$ , é dada por:

$$P_{\infty} = \omega T_{\infty} = \rho Q Y_{\infty} \quad (\text{A8})$$

**APÊNDICE B – Dados coletados**

Tabela B1 – Dados coletados de máquinas instaladas no Brasil

Máquina	entrada			saída				vazão			queda entálpica			n° de estágios			
	pressão	temperatura	v.específico	entalpia	pressão	temperatura	v.específico	entalpia	mássica	volum.	total	por estágio					
								real	teórica			real	teórica	real	teórica		
	MPa	°C	m3/kg	kJ/kg	MPa	°C	m3/kg	kJ/kg	t/h	kg/s	m3/s	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg		
1	2,2	300	0,1134	3018	0,25	131	0,726	2725	2581	2,9	0,8	4,1	293	437	97,7	145,7	3
2	2,2	300	0,1134	3018	0,25	135	0,7341	2733	2581	4,7	1,3	6,6	285	437	95,0	145,7	3
3	3,1	400	0,09601	3229	0,25	157,2	0,7785	2780	2657	3,6	1,0	5,9	449	572	224,5	286,0	2
4	2,2	300	0,1134	3018	0,25	142,9	0,7501	2750	2581	7,6	2,1	10,7	268	437	89,3	145,7	3
5	5	450	0,0633	3316	0,15	128,6	1,216	2729	2538	4,3	1,2	9,9	587	778	293,5	389,0	2
6	3,1	400	0,09601	3229	0,2	140,9	0,9373	2750	2619	5	1,4	8,0	479	610	239,5	305,0	2
7	2,2	300	0,1134	3018	0,25	133,5	0,7311	2730	2581	11,2	3,1	15,8	288	437	96,0	145,7	3
8	3,1	400	0,09601	3229	0,2	143,3	0,9432	2755	2619	7,9	2,2	12,6	474	610	237,0	305,0	2
9	2,2	300	0,1134	3018	0,25	131,2	0,7264	2725	2581	14,4	4,0	20,4	293	437	97,7	145,7	3
10	5	450	0,0633	3316	0,15	120,8	1,19	2713	2538	8,2	2,3	18,9	603	778	301,5	389,0	2
11	3,1	400	0,09601	3229	0,15	114,5	1,17	2700	2571	13,7	3,8	21,4	529	658	264,5	329,0	2
12	3,1	400	0,09601	3229	0,15	112,1	1,162	2695	2571	18	5,0	28,2	534	658	267,0	329,0	2
13	2,16	350	0,1279	3134	0,245	149,1	0,7784	2763	2659	41,4	11,5	52,3	371	475	123,7	158,3	3
14	4,3	400	0,06797	3208	0,25	128,9	0,6761	2720	2587	55,4	15,4	124,6	488	621	162,7	207,0	3
15	4,3	455	0,0748	3338	0,245	173,9	0,776	2815	2658	79,2	22,0	161,2	523	680	130,8	170,0	4
16	4,4	400	0,06632	3206	0,65	182,9	0,3101	2809	2725	150	41,7	381,3	397	481	49,6	60,1	8
17	6,6	480	0,04959	3367	0,25	127,6	0,7191	2717	2528	140,4	39,0	420,3	650	839	54,2	69,9	12
18	6,575	480	0,04979	3367	0,014	52,6	8,84	2408	2185	115	31,9	322,6	959	1182	63,9	78,8	15
19	6,7	515	0,05163	3450	0,35	142	0,5289	2739	2649	220	61,1	649,6	711	801	79,0	89,0	9



Tabela B1 - Dados coletados de máquinas instaladas no Brasil (Continuação)

Máquina	diâmetro			altura da pá	rotação	potência		rendimento interno	velocidade tangencial		classe	diâmetro externo	massa específica
	eixo	rotor	médio			ísoentrópica	líquida		tangencial	na ponta			
	m	m	m		rpm	kW	kW		m/s	m/s	MW	m	kg/m3
1	0,45	0,55	0,575	0,025	3600	352,0	236,0	0,670	108,4	113,1	0,21	210	8,818
2	0,45	0,4	0,425	0,025	7000	570,5	372,1	0,652	155,8	164,9	0,37	370	8,818
3	0,45	0,3	0,325	0,025	11300	572,0	449,0	0,785	192,3	207,1	0,41	410	10,416
4	0,45	0,55	0,575	0,025	5500	922,6	565,8	0,613	165,6	172,8	0,55	550	8,818
5	0,45	0,55	0,575	0,025	6200	929,3	701,1	0,754	186,7	194,8	0,66	660	15,798
6	0,45	0,4	0,425	0,025	8500	847,2	665,3	0,785	189,1	200,3	0,66	660	10,416
7	0,45	0,7	0,725	0,025	4600	1359,6	896,0	0,659	174,6	180,6	0,88	880	8,818
8	0,45	0,55	0,575	0,025	6200	1338,6	1040,2	0,777	186,7	194,8	1,03	1030	10,416
9	0,45	0,85	0,875	0,025	4000	1748,0	1172,0	0,670	183,3	188,5	1,1	1100	8,818
10	0,45	0,7	0,725	0,025	4800	1772,1	1373,5	0,775	182,2	188,5	1,33	1330	15,798
11	0,45	0,7	0,725	0,025	4900	2504,1	2013,1	0,804	186,0	192,4	2	2000	10,416
12	0,45	0,85	0,875	0,025	4000	3290,0	2670,0	0,812	183,3	188,5	2,65	2650	10,416
13	0,45	0,7	0,725	0,025	6000	5462,5	4250,0	0,778	227,8	235,6	4	4000	7,819
14	0,45	0,7	0,725	0,025	6000	9556,5	7500,0	0,785	227,8	235,6	8	8000	14,712
15	0,45	0,7	0,725	0,025	6000	14960,0	12000,0	0,802	227,8	235,6	12	12000	13,369
16	0,5	0,7	0,7244	0,0244	6800	20041,7	16541,7	0,825	257,9	266,6	17	17000	15,078
17	0,45	0,68	0,6998	0,0198	7500	32721	25350,0	0,775	274,8	282,6	25	25000	20,165
18	0,58	0,68	0,698	0,018	6800	37758,3	30634,7	0,811	248,5	254,9	31	31000	20,084
19	0,45	0,68	0,707	0,027	6800	48950,0	43450,0	0,888	251,7	261,3	43	43000	19,369

Tabela B1 - Dados coletados de máquinas instaladas no Brasil (Continuação)

Máquina	relação I/Dm	adimensionais				rotação específica							
		coeficiente de pressão		coeficiente de potência		coeficiente de vazão		nqA		nq		ns	
		real	teórico	real	teórico	real	teórico	real	teórico	real	teórico	real	teórico
<b>1</b>	0,043	15,272	22,777	8,233	12,280	0,804	0,539	22,0	16,3	7,3	5,4	18,7	13,9
<b>2</b>	0,059	6,985	10,710	5,499	8,432	1,207	0,787	55,6	40,3	18,5	13,4	46,6	33,8
<b>3</b>	0,077	10,471	13,339	9,097	11,589	1,107	0,869	44,2	36,8	14,7	12,2	40,6	33,9
<b>4</b>	0,043	5,985	9,759	5,040	8,219	1,373	0,842	58,1	40,2	19,3	13,4	47,2	32,7
<b>5</b>	0,043	15,473	20,508	13,174	17,461	1,128	0,851	25,8	20,9	8,6	7,0	23,3	18,8
<b>6</b>	0,059	11,942	15,209	11,186	14,245	1,193	0,937	37,0	30,8	12,3	10,3	34,0	28,4
<b>7</b>	0,034	5,884	8,928	5,974	9,065	1,541	1,015	56,0	40,9	18,6	13,6	47,2	34,5
<b>8</b>	0,043	12,494	16,079	13,898	17,886	1,432	1,112	34,1	28,3	11,4	9,4	31,2	25,9
<b>9</b>	0,029	5,498	8,200	5,802	8,654	1,574	1,055	54,5	40,4	18,1	13,4	46,3	34,3
<b>10</b>	0,034	16,972	21,898	23,224	29,965	1,766	1,368	27,1	22,4	9,0	7,4	24,7	20,4
<b>11</b>	0,034	14,288	17,772	22,483	27,965	1,957	1,574	32,4	27,5	10,8	9,2	30,2	25,6
<b>12</b>	0,029	15,030	18,520	26,546	32,710	2,176	1,766	30,1	25,8	10,0	8,6	28,2	24,1
<b>13</b>	0,034	4,455	5,704	13,525	17,316	3,902	3,036	109,7	91,1	36,5	30,3	100,4	83,5
<b>14</b>	0,034	5,860	7,458	42,710	54,350	9,286	7,288	137,8	115,0	45,8	38,3	126,7	105,8
<b>15</b>	0,034	4,711	6,125	45,410	59,042	12,018	9,640	184,7	151,7	61,4	50,4	171,7	141,0
<b>16</b>	0,034	1,396	1,692	29,687	35,968	25,758	21,260	665,6	576,4	221,4	191,7	627,7	543,5
<b>17</b>	0,028	1,357	1,751	35,918	46,362	34,173	26,475	721,8	596,0	240,1	198,2	659,4	544,6
<b>18</b>	0,026	1,968	2,425	51,182	63,084	32,061	26,013	506,3	432,8	168,4	143,9	473,4	404,7
<b>19</b>	0,038	2,313	2,606	85,119	95,893	41,450	36,792	613,0	560,6	203,9	186,4	599,5	548,2