**ESTIMATIVA DOS PARAMETROS DE
BOMBAS CENTRIFUGAS**

LUIZ ROBERTO MORETTI
Engenheiro Civil

Orientador: Prof. Dr. Antonio Sanchez de Oliveira

Dissertação apresentada à
Escola Superior de Agri-
cultura "Luiz de Queiróz", da
Universidade de São Paulo,
para obtenção do título de
Mestre em Agronomia, Área de
Concentração: Irrigação e
Drenagem.

P I R A C I C A B A
Estado de São Paulo - Brasil
MARÇO - 1993

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Livros da
Divisão de Biblioteca e Documentação - FCLQ/USP

Moretti, Luiz Roberto
M845e Estimativa dos parâmetros de bombas centrífugas.
Piracicaba, 1993.
110p. ilus.

Diss.(Mestre) - ESALQ
Bibliografia.

1. Bomba centrífuga 2. Hidráulica 3. Máquina hi-
dráulica I. Escola Superior de Agricultura Luiz de
Queiroz, Piracicaba

CDD 621.67

ESTIMATIVA DOS PARAMETROS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

LUIZ ROBERTO MORETTI

Aprovado em: 22.03.1993

Comissão julgadora:

Prof. Dr. Antonio Sanchez de Oliveira	ESALQ/USP
Prof. Dr. Luiz Geraldo Mialhe	ESALQ/USP
Prof. Dr. Nilson Augusto Villa Nova	ESALQ/USP

Prof. Dr. Antonio Sanchez de Oliveira
Orientador

SUMARIO

	Página
LISTA DE FIGURAS	iv
LISTA DE TABELAS	vii
LISTA DE SIMBOLOS E INDICES	x
RESUMO	xvi
SUMARY	xviii
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO DE LITERATURA	7
2.1. Classificação geral das bombas	7
2.2. Classificação das bombas segundo sua rotação específica	11
2.3. Teoria elementar do rotor das bombas centrífugas	19
2.4. Discordâncias entre a teoria e a realidade .	26
2.4.1. O número finito de pás do rotor	26
2.4.2. Perdas	40
2.5. Valores e coeficientes experimentais	48
2.5.1. Rendimentos	48
2.5.2. Valores experimentais para projeto ..	50
3. MATERIAL E MÉTODOS	53

	Página
3.1. Procedimentos	53
3.2. Roteiro de cálculos	59
3.2.1. Rotina principal de BOMBAS	60
4. RESULTADOS	68
5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	78
5.1. Catálogos de curvas características	78
5.2. Comportamento de BOMBAS em relação à Teoria da Semelhança Hidrodinâmica das bombas	85
5.3. Influência da variação dos parâmetros de cálculo utilizados em " BOMBAS "	92
6. CONCLUSÕES	97
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	99

LISTA DE FIGURAS

	Página
Figura 1	Classificação das bombas segundo PIMENTA(1978) 13
Figura 2	Gráfico do campo de emprego dos diversos tipos de rotores, e a classificação das bombas segundo MACINTYRE(1980) 15
Figura 3	Relação aproximada entre velocidade específica, forma do rotor e eficiência, apresentada por HICKS & EDWARDS(1971) ... 17
Figura 4	Formas construtivas dos rotores de bombas centrífugas e sua classificação, segundo SCHULZ(1964) 18
Figura 5	Classificação das bombas segundo SOUZA(1986) 20
Figura 6	Dimensões características e esquemas de velocidades em rotores de bombas centrífugas, para formulação da teoria de Euler 22
Figura 7	Esquemas representativos da circulação relativa em rotores de bombas, segundo STEPANOFF(1957) 31

Figura 8	Distribuição de pressões no interior de um canal de rotor, segundo STEPANOFF (1957)	33
Figura 9	Fugas de água na bomba, que ocasionam as perdas volumétricas	43
Figura 10	Variação das perdas em bombas de dupla sucção em função da velocidade específica, segundo STEPANOFF (1957)	45
Figura 11	Materiais utilizados com os rotores	56
Figura 12	Medida do ângulo de saída	56
Figura 13	Medida do diâmetro de entrada (D1)	57
Figura 14	Medida do diâmetro de saída (D2)	57
Figura 15	Medida da largura do rotor (b2)	58
Figura 16	Medida da espessura da pá (e2)	58
Figura 17	Diagrama de blocos do programa "BOMBAS" ..	62
Figura 18	Listagem geral do programa "BOMBAS"	63
Figura 19	Bomba ETA 50-16 (3500 rpm): resultados de "BOMBAS" e catálogo do fabricante	77
Figura 20	Resultado de ensaio em bomba KSB ANS 50-	

	160	81
Figura 21	Resultado de ensaio em bomba KSB ANS 65- 160	82
Figura 22	Resultado de ensaio em bomba KSB ANS 65- 125	83
Figura 23	Gráfico da variação de "Hm" e "Q" em função da variação de "D2" para a bomba ANS 50-200	99
Figura 24	Gráfico da variação de "Q" em função da variação de "b2" para a bomba ANS 50-200	100
Figura 25	Gráfico da variação de "Q" em função da variação de "e2" para a bomba ANS 50-200	101
Figura 26	Gráfico da variação de "Hm" e "Q" em função da variação de "beta2" para a bomba ANS 50-200	102

LISTA DE TABELAS

	Página
Tabela 1	Valores do coeficiente de Pfleiderer ... 37
Tabela 2	Valores de K_{vm2} em função de nq 51
Tabela 3	Valores de ψ em função de β_2 52
Tabela 4	Valores médios das grandezas medidas nos rotores das bombas 69
Tabela 5	Valores máximos e mínimos das diferenças, em relação à média, das medidas realizadas nos rotores ensaiados e o "desvio padrão" dessas medidas 71
Tabela 6	Valores característicos das bombas, no ponto de funcionamento ótimo (melhor rendimento global), obtidos das curvas apresentadas nos catálogos do fabricante..... 73
Tabela 7	Valores calculados com o programa "BOMBAS" e a sua comparação com os apresentados na Tabela 6 75
Tabela 8	Variações aceitáveis em relação aos catálogos 84

Tabela 9	Comparação entre os resultados de "BOMBAS" e os da Teoria da Semelhança de máquinas hidráulicas	89
Tabela 10	Comparação entre os resultados obtidos dos catálogos do fabricante e os da Teoria da Semelhança de máquinas hidráulicas	91
Tabela 11	Variações médias das medidas feitas nos rotores das bombas estudadas	92
Tabela 12	Influência da variação das leituras dos parâmetros D_2 e b_2 no resultado de H_m e Q obtidos com "BOMBAS"	97
Tabela 13	Influência da variação das leituras dos parâmetros e_2 e β_2 no resultado de H_m e Q obtidos com "BOMBAS"	98

LISTA DE SIMBOLOS E INDICES

UTILIZADOS NA REVISÃO DE LITERATURA

- 1 - índice que representa as grandezas à entrada do rotor
- 2 - índice que representa as grandezas à saída do rotor
- b - largura do rotor [m]
- D - diâmetro do rotor [m]
- F - força - geral [kgf]
- g - aceleração da gravidade [m/s^2]
- H - altura manométrica da bomba - geral [m.c.a.]
- He - energia cedida ao líquido pelo rotor, segundo a teoria de Euler [m.c.a.]
- He' - valor de "He" corrigido, tendo em vista a consideração do número finito de pás no rotor [m.c.a.]
- Hu - carga hidráulica útil fornecida pela bomba [m.c.a.]
- k - coeficientes experimentais diversos
- K_{Vm2} - coeficiente para cálculo da velocidade radial
- m - vazão de massa [kg/s]
- N - número de rotações do rotor [rpm]
- nq - número de Brauer = $ns/3,65$
- ns - rotação ou velocidade específica das bombas

$n_{s_{\text{máx}}}$	- "ns" específico para o ponto de máximo rendimento
P	- potência - geral [CV]
P_a	- perda de potência devido ao atrito do líquido com as paredes externas do rotor [CV]
P_{Ha}	- perdas hidráulicas devido ao atrito no rotor [m.c.a.]
P_{Hc}	- perdas hidráulicas devido aos choques que ocorrem com o líquido dentro do rotor [m.c.a.]
P_i	- potência fornecida ao líquido pelo rotor [CV]
P_t	- potência fornecida ao eixo da bomba [CV]
Q	- vazão fornecida pela bomba [m ³ /s]
Q_n	- vazão de projeto da bomba [m ³ /s]
q_e	- perda de vazão da bomba por vazamentos para o exterior [m ³ /s]
q_i	- vazão de recirculação no interior da bomba [m ³ /s]
r	- distância de qualquer ponto do rotor ao seu eixo de rotação [m]
S	- espessura da pá do rotor [m]
T	- momento ou torque - geral [kgf.m]
t	- distância entre pás do rotor, medida segundo a circunferência que tangencia o ponto em estudo e dada por: $t = \pi \cdot D/Z$ [m]
$\vec{u}$	- velocidade, componente de " $\vec{v}$ ", tangencial ao círculo descrito por qualquer ponto do rotor [m/s]
$\vec{v}_m$	- projeção de $\vec{v}$ na direção radial [m/s]

$\vec{v}_u$	- projeção de $\vec{v}$ na direção de $\vec{u}$ [m/s]
$\vec{v}$	- velocidade absoluta do líquido no rotor [m/s]
ω	- velocidade angular de rotação [rad/s]
$\vec{w}$	- velocidade, componente de "v", tangencial à pá do rotor [m/s]
ω_s	- velocidade angular específica das bombas
Y	- trabalho específico efetivo transmitido do rotor ao fluido [W/kg]
$Y_{pá}$	- trabalho específico fornecido pelo rotor ao líquido = $Y + Z_h$ [W/kg]
Z	- número de pás do rotor
Z_h	- perda de trabalho do rotor, por unidade de massa do líquido, devido às perdas hidráulicas [W/kg]
$\hat{\alpha}$	- ângulo entre os vetores velocidade $\vec{v}$ e $\vec{u}$ [graus]
$\hat{\beta}$	- ângulo entre os vetores velocidade $\vec{w}$ e $\vec{u}$ [graus]
γ	- peso específico do líquido [kgf/m ³]
η_h	- rendimento hidráulico da bomba
η_i	- rendimento interno da bomba
η_m	- rendimento mecânico da bomba
η_t	- rendimento global da bomba
η_v	- rendimento volumétrico da bomba
π	- número Pi = 3,1415927
ψ	- coeficiente de contração, referente à redução da área de escoamento do líquido no rotor, devido à

espessura das pás

Ψ - coeficiente de Pfleiderer utilizado para correção de "He", tendo em vista o número finito de pás no rotor

Ψ - coeficiente de pressão, proposto por Pfleiderer

$\rightarrow$ - notação de vetor

UTILIZADOS NA APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS E NO PROGRAMA "BOMBAS"

b2 - largura do rotor no bordo de saída [m, mm]

beta2 - ângulo formado pelas tangentes à face convexa da pá e à circunferência externa do rotor, equivalente a β_2

D1 e d1- diâmetro de entrada (sucção) do rotor [m, mm]

D2 e d2- diâmetro externo do rotor [m, mm]

e2 - espessura das pás na saída do rotor [m, mm]

fi1 - coeficiente de pressão, proposto por Pfleiderer

g - aceleração da gravidade

he1 - carga teórica da bomba, equivalente a He [m.c.a.]

Hm - altura manométrica da bomba, no ponto de melhor rendimento [m.c.a.]

hu - altura manométrica útil da bomba [m.c.a.]

- k** - coeficiente que faz a correção da carga teórica de Euler " H_e " para a carga da bomba com número de pás finito " H_e' "
- kvm2** - coeficiente para cálculo da velocidade radial
- n** - número de rotações do rotor [rpm]
- ni** - coeficiente de contração, referente à redução da área de escoamento do líquido no rotor, devido à espessura das pás
- nq** - número de Brauer
- nqcalc** - número de Brauer
- pi** - número Pi = 3,1415927
- pot** - potência requerida no eixo da bomba [CV]
- Pot.** - potência consumida pela bomba, no ponto de melhor rendimento [CV]
- poti** - potência interna, fornecida ao líquido [CV]
- potr** - potência de atrito nas faces do rotor [CV]
- qreal** - vazão fornecida pela bomba [m^3/s , m^3/h]
- rend** - rendimento global da bomba
- rend.** - máximo rendimento da bomba [%]
- rendv** - rendimento volumétrico da bomba
- rhidr** - rendimento hidráulico da bomba
- t** - distância entre pás do rotor, medida segundo a sua circunferência externa [m]
- t1** - espessura da pá, medida segundo sua projeção na circunferência externa do rotor [m]
- u2** - velocidade tangencial do rotor, no bordo de saída

[m/s]

vm2 - velocidade radial do líquido na saída do rotor

[m/s]

z - número de pás do rotor

ESTIMATIVA DOS PARAMETROS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

Autor: LUIZ ROBERTO MORETTI

Orientador: PROF. DR. ANTONIO SANCHEZ DE OLIVEIRA

RESUMO

Visou-se conhecer, de modo confiável, barato e rápido, os valores de vazão, altura manométrica, rendimento e potência requerida, no ponto de melhor rendimento, de uma bomba centrífuga radial, da qual não se conhece a sua curva característica. Para a consecução desse objetivo, desenvolveu-se uma sequência de medições no rotor desta bomba e um roteiro de cálculos baseado na teoria disponível e em coeficientes experimentais fornecidos por inúmeros autores.

Foram estudados nove modelos de rotores, funcionando em várias rotações. O roteiro de cálculos foi transformado em um programa para micro computador, na linguagem BASIC e os resultados obtidos foram comparados com os fornecidos pelo catálogo do fabricante das bombas.

Os resultados obtidos demonstraram que há boas possibilidades de se utilizar tal procedimento, porém, devem ser realizados estudos mais detalhados referentes a alguns fenômenos que contrariam a teoria das bombas centrífugas, tendo-se como exemplo os maiores efeitos da viscosidade e da rugosidade relativa em bombas de dimensões reduzidas.

A conclusão final sobre a validade ou o grau de confiabilidade da metodologia proposta somente poderá ser obtida com a realização de ensaios de laboratório para determinação das curvas características das bombas estudadas.

PARAMETERS ESTIMATION IN CENTRIFUGAL PUMPS

Author: LUIZ ROBERTO MORETTI

Adviser: PROF. DR. ANTONIO SANCHEZ DE OLIVEIRA

SUMMARY

This research aimed to determine the values of flow, total head, efficiency and required power in a reliable, cheap and quick way, at the most efficient point of a radial centrifugal pump, whose characteristic curve is not available. It was developed a measuring sequence at the impeller of such pump, as well as a calculation routine based on the available theory and on experimental coefficients provided by several authors.

Nine impeller models were studied, working at several rotations. The calculation routine was turned into a microcomputer program, in BASIC language, being the corresponding results compared to the ones provided by the pump catalogues.

Results showed that reasonable chances are expected to use such procedure, although further detailed

studies must be carried out referring to some aspects which do not follow the centrifugal pumps theory, such as the most significant effects of viscosity and relative rugosity on small pumps.

The final conclusion on the validity or reliability level of the proposed methodology will only be obtained from laboratory tests which should be carried out in order to determine the pump characteristic curve.

1. INTRODUÇÃO

A solução dos problemas ligados ao deslocamento dos líquidos tem sido, segundo MACINTYRE(1980), uma das preocupações da Humanidade e um permanente desafio desde a Antiguidade. Assim, cita serem famosos a antiquíssima Nora Chinesa, engenhoso dispositivo constituído por uma roda dotada de caçambas para elevar a água a canais de irrigação, e o sistema de correntes e caçambas com o qual, três mil anos antes de Cristo, no Cairo, a água era retirada do poço de Josephus, construído em duas plataformas com quase 100 metros de profundidade, bem como, faz menção a Arquimedes (287 - 212 a.C.) inventor da primitiva bomba de parafuso, e Ctesibus (270 a.C.) que propôs a bomba de êmbolo.

O deslocamento dos líquidos nada mais é do que a mudança de estado de energia destes líquidos, sendo que, tal mudança se processa com a aplicação de forças convenientes sobre eles.

Segundo PIMENTA(1978), denominam-se genericamente **Máquinas Hidráulicas** os aparelhos que possibilitam a transferência de energia entre um líquido e

um dispositivo mecânico, sendo que, um grupo dessas Máquinas Hidráulicas, denominado bombas hidráulicas, transmite energia mecânica aos líquidos, possibilitando o aumento de sua pressão ou o seu transporte de uma cota para outra maior.

As bombas hidráulicas são, conforme SCHULZ(1964), dispositivos que se usam para elevar líquidos desde um estado de baixa pressão estática a outro de maior pressão estática, podendo-se realizar este trabalho de várias maneiras, a saber:

1. Fazendo atuar uma força sobre o líquido, por meio de um êmbolo de movimento alternativo ou rotatório, ou eliminando-se o elemento transmissor da força, mediante a ação direta da pressão de gases ou de vapor, a alta tensão, que deslocam simultaneamente o líquido.

2. Pela transmissão de trabalho mecânico ao líquido com ajuda de um rotor com pás. Neste caso, a transmissão da energia se manifesta, em parte, mediante um aumento da pressão devido à ação da força centrífuga, e, em parte, com o aumento da energia cinética do líquido, que mais tarde também se transforma em energia de pressão.

3. Mediante a troca de impulso. O líquido impulsor, que entra com grande

3.

velocidade, se mistura com o líquido a ser impulsionado, mais lento, e lhe confere uma parte de sua energia.

4. Mediante a interação entre ar comprimido e água, dispondo as coisas de modo que um braço de tubos comunicantes contenha água e o outro uma mistura de água e ar. Devido à diferença de pesos específicos, se tem uma diferença de alturas que permite elevar continuamente água.

5. Pelo efeito percussivo de uma coluna de água cujo movimento é rapidamente paralisado, e assim, se produz um aumento da pressão e a elevação simultânea da água freada (este equipamento é conhecido como Carneiro Hidráulico).

Ainda segundo o autor citado, as bombas centrífugas e as de êmbolo são as que mais freqüentemente se utilizam, principalmente pelos altos rendimentos que se consegue obter. Entretanto, nos últimos decênios, houve uma extraordinária propagação do uso das bombas centrífugas devido principalmente aos avanços tecnológicos alcançados quanto à construção destas máquinas, que permitem uma infindável variação do campo de trabalho (altura manométrica e vazão), maior número de velocidades de operação e reduzidas dimensões, ocupando pouco espaço,

com conseqüente redução dos custos de aquisição e instalação.

As características anteriormente mencionadas, aliadas à grande versatilidade para transporte e facilidade na manutenção, tornaram as bombas centrífugas, as máquinas mais empregadas para o fornecimento de água para a irrigação. Assim, o conhecimento mais aprimorado das características de funcionamento e operação desses equipamentos é de grande interesse para o projetista de sistemas de irrigação, tendo em vista a necessidade de se otimizar o empreendimento não só quanto ao investimento inicial nos equipamentos, mas também, quanto aos gastos com o consumo de energia e manutenção, ao longo da vida útil, do sistema em projeto.

Dentre as várias características técnicas necessárias para a especificação de uma bomba centrífuga, as mais utilizadas para a escolha do equipamento a ser adquirido são as alturas totais de elevação, as vazões possíveis de obtenção, as potências requeridas e os respectivos rendimentos, sendo estes dados, normalmente, fornecidos pelos fabricantes, com a realização de ensaios específicos e construção das curvas características do equipamento.

Ocorrem, entretanto, na prática, situações em que o conhecimento das características de funcionamento

de uma determinada bomba centrífuga, nova ou usada, é de fundamental importância para o seu emprego, mas, fatores adversos como a impossibilidade de paralização do funcionamento por tempo prolongado, altos custos de transporte para a realização de ensaios em laboratórios especializados ou situações emergenciais que requerem o emprego imediato do equipamento, impedem a execução dos ensaios e a construção das curvas características desta bomba.

Normalmente a solução encontrada para as situações descritas é a utilização das curvas características apresentadas, em catálogos, pelo fabricante do equipamento em estudo, elaboradas com modelos de bombas semelhantes àquela que se deseja empregar. Tal procedimento, dependendo das condições de fabricação, fundição, torneamento e desgaste do rotor, poderá conduzir a resultados bastante diversos da realidade.

O trabalho de pesquisa realizado desenvolveu procedimentos que permitem a obtenção dos valores de vazão, altura manométrica, rendimento e potência requerida no eixo de bombas centrífugas, no ponto de melhor rendimento, sem a necessidade da realização de ensaios laboratoriais.

Desta forma, objetivou-se alcançar o desenvolvimento e a comprovação de uma rotina de medições

e de cálculos que permitam, em curto espaço de tempo, com baixo custo, e emprego de equipamentos facilmente encontrados no mercado, a obtenção dos dados característicos do ponto de funcionamento ótimo (melhor rendimento) de uma determinada bomba centrífuga (vazão, altura manométrica, potência requerida e rendimento esperado) com razoável confiabilidade nos resultados.

Assim, pretende-se que o técnico responsável por um projeto, tenha um instrumento às mãos para obter rapidamente informações sobre uma bomba centrífuga, não só quanto ao seu desempenho mas também quanto à energia que será consumida.

Espera-se que, com simples medições no rotor da bomba centrífuga em estudo e com o auxílio de uma rotina de cálculos definida, sejam obtidas as informações necessárias para o bom emprego do equipamento, ou a realização de um projeto adequado, ou ainda a estimativa confiável do consumo de energia.

2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1. Classificação geral das bombas

Segundo MACINTYRE(1980) as bombas são máquinas geratrizes (recebem trabalho mecânico de uma máquina motriz e o transformam em energia hidráulica) cuja finalidade é realizar o deslocamento de um líquido por escoamento, sendo que, o modo pelo qual é feita a transformação do trabalho em energia hidráulica e o recurso para cedê-la ao líquido, aumentando sua pressão e/ou sua velocidade, permitem classificá-las em :

- bombas de deslocamento positivo ou volumétrico, que possuem uma ou mais câmaras, em cujo interior o movimento de um órgão propulsor comunica energia de pressão ao líquido, provocando o seu escoamento, e podendo ser alternativas (de pistão, de êmbolo ou de diafragma) ou rotativas (de um só rotor ou rotores múltiplos).

- turbobombas chamadas também

hidrodinâmicas ou rotodinâmicas, que são caracterizadas por possuírem um órgão rotatório dotado de pás, chamado rotor, que tem por finalidade comunicar aceleração à massa líquida, para que adquira energia cinética e se realize, assim, a transformação da energia mecânica de que está dotado.

- bombas especiais : bombas injetoras, bombas de injeção a gás, carneiros hidráulicos e outras, que podem ser úteis sob certas condições ou para serviços específicos.

No estudo que se pretende desenvolver serão consideradas apenas as turbobombas, tendo em vista o exposto na introdução deste trabalho.

Segundo LINSLEY & FRANZINI(1978) o elemento rotativo das bombas centrífugas, chamado de rotor, pode ser projetado de forma a forçar a saída da água em direção perpendicular a seu eixo (escoamento radial); para impelir a água com uma velocidade tanto axial como radial (escoamento misto), ou para forçar a água somente em direção axial (escoamento axial), sendo as bombas de escoamento radial e misto chamadas, em geral, de bombas centrífugas, enquanto que as de escoamento axial são chamadas simplesmente de bombas de escoamento axial.

Quanto à classificação acima STREETER(1977) afirma que para cargas manométricas elevadas a bomba mais

adequada é a radial (centrífuga), frequentemente com dois ou mais estágios. Para vazões e cargas manométricas baixas a bomba axial é a mais apropriada e para cargas manométricas e vazões moderadas as bombas de fluxo misto são mais utilizadas. Entretanto não define limites para as expressões alta, moderada e baixa.

MACINTYRE(1980) classifica as turbobombas, segundo a trajetória do líquido no rotor em :

- bomba centrífuga pura ou radial: onde o líquido penetra no rotor paralelamente ao eixo, sendo dirigido pelas pás para a periferia, segundo trajetórias contidas em planos normais ao eixo, acrescentando ainda que estas bombas, pela sua simplicidade, se prestam à fabricação em série, sendo generalizada sua construção e estendida sua utilização à grande maioria das instalações comuns de água limpa, com descargas de 5 a 500 l/s e até mais, e para pequenas, médias e grandes alturas de elevação;

- bomba de fluxo misto ou bomba diagonal: onde o líquido penetra no rotor axialmente, atinge as pás, cujo bordo de entrada é curvo e inclinado em relação ao eixo; segue uma trajetória que é uma curva reversa, pois as pás são de dupla curvatura (exigem projeto mais complexo e com sua fabricação apresentando certos

problemas de fundição), e atinge o bordo de saída que é paralelo ao eixo ou inclinado em relação a ele; sai do rotor segundo um plano perpendicular ao eixo ou segundo uma trajetória inclinada em relação ao plano perpendicular ao eixo.

- bomba axial ou propulsora: onde a trajetória das partículas líquidas, pela configuração que assumem as pás do rotor e as pás guias, começam paralelamente ao eixo e se transformam em hélices cilíndricas, formando uma hélice de vórtice forçado; não é propriamente uma bomba centrífuga, pois a força centrífuga decorrente da rotação das pás não é a responsável pelo aumento da energia de pressão; a bomba axial é empregada para grandes descargas (até várias dezenas de metros cúbicos por segundo) e alturas de elevação de até mais de 40 metros.

Complementando a discussão quanto à classificação das bombas STEPANOFF(1957) afirma que um impelidor (rotor) é designado como radial se a carcaça do rotor é essencialmente normal ao eixo de rotação, possuindo apenas uma leve curvatura à entrada, sendo que estes rotores tem usualmente pás planas. Em uma bomba de fluxo axial, o líquido se aproxima do rotor axialmente e a componente da velocidade de entrada no rotor é paralela ao eixo. Rotores de fluxo misto ocupam uma posição

intermediária dentro de um campo contínuo de variação entre os de fluxo radial e axial, possuindo sempre, pás do tipo Francis. Bombas com configurações extremas de fluxo misto e axial são também chamadas de bombas propelidoras, sendo que ambos os tipos são construídas quase que exclusivamente com rotores abertos.

2.2. Classificação das bombas segundo sua rotação específica

Segundo PIMENTA(1978) é particularmente importante e de largo emprego no estudo das máquinas de fluxo, o adimensional denominado rotação específica (n_s), que decorre da combinação de outros adimensionais usados nos estudos destas máquinas, e que se expressa pela forma $N.Q^{1/2}/(g.H)^{3/4}$, onde "N" é a rotação, "Q" a vazão, "g" a aceleração da gravidade e "H" a altura manométrica. Também afirma que, sob a mesma denominação de rotação específica ou velocidade específica, os construtores de máquinas de fluxo frias, bombas e turbinas, costumam se utilizar de outros coeficientes, deduzidos do anterior por simplificações. Define, então, o número de Brauer (n_q) como $n_q = N.Q^{1/2}/H^{3/4}$, que equivale a $333n_s$. Ainda,

segundo o autor, a curva de rendimento de uma determinada bomba, colocada em função de "ns", tem o aspecto de uma parábola onde, no seu vértice, ocorre o rendimento máximo para um certo valor de "ns", chamado " $ns_{máx}$ "; sendo que esse par de valores se altera quando há mudanças na forma geométrica da bomba. O valor de " $ns_{máx}$ " de cada bomba, representa a sua condição preferencial de funcionamento. O valor do " $ns_{máx}$ " caracteriza a forma da máquina e serve de critério para a sua classificação. Assim, as máquinas radiais possuem pequenos valores de "ns" e as axiais grandes valores. PIMENTA(1978) classifica as bombas de acordo com seu número de Brauer, da seguinte forma (ver Figura 1) :

- * velocidade baixa : $nq < 80$, $r_2/r_1 = 2,2$ a $3,5$
- * velocidade normal: $nq = 80$ a 150 , $r_2/r_1 = 1,8$ a $2,2$
- * bombas rápidas: $nq = 150$ a 300 , $r_2/r_1 = 1,3$ a $1,8$
- * semi-helicoidais: $nq = 300$ a 600 , $r_2/r_1 = 1,1$ a $1,3$

sendo que a classificação apresentada não é rigidamente estabelecida, mas sabe-se, entretanto, que "nq" cresce quando a bomba passa do tipo puramente centrífugo para o axial.

MACINTYRE(1980) define a velocidade específica (ns) como sendo o número de rotações por minuto de uma bomba geometricamente semelhante a uma dada bomba e que eleva 75 litros de água à altura de 1 metro em 1 segundo e é dada pela expressão :

Figura 1 : Classificação das bombas segundo PIMENTA(1978), sendo: (a), (b) e (c) chamadas de centrífugas, (d) de fluxo misto e (e) de axial.

$$n_s = 3,65 \cdot N \cdot Q^{1/2} / H^{3/4}$$

sendo que, também definiu o número de Brauer (n_q) como a rotação da bomba capaz de elevar 1 metro cúbico de água por segundo à altura de 1 metro, e tendo a seguinte relação: $n_q = n_s / 3,65$.

A classificação das bombas, apresentada por MACINTYRE(1980), segundo o " n_s " é (ver Figura 2) :

- a. lentas: $n_s < 90$: bombas centrífugas puras;
- b. normais: $90 < n_s < 130$: semelhantes às anteriores com $d_2 \approx 1,5$ a $2,0 \cdot d_1$;
- c. rápidas: $130 < n_s < 220$: possuem pás com dupla curvatura e $d_2 \approx 1,3$ a $1,8 \cdot d_1$;
- d. extra-rápidas ou helico-centrífugas: $220 < n_s < 440$ com $d_2 \approx 1,3$ a $1,5 \cdot d_1$;
- e. helicoidais: $440 < n_s < 500$: para descargas grandes com $d_2 \approx 1,2 \cdot d_1$;
- f. axiais: $n_s > 500$: destinam-se a grandes descargas e pequenas alturas de elevação, com $d_2 = d_1$.

HICKS & EDWARDS(1971) definem a velocidade específica como um indicador do tipo de bomba que usa a capacidade (vazão) e a carga obtidas no ponto de máxima eficiência, determinando a forma ou perfil geral do

Figura 2 : Gráfico do campo de emprego dos diversos tipos de rotores, e a classificação das bombas segundo MACINTYRE (1980).

rotor. Segundo os autores, em números, a velocidade específica é a velocidade em revoluções por minuto na qual um rotor giraria se reduzido a um tamanho para transportar 1 gpm a uma altura total de 1 ft; sendo que rotores para grandes alturas de elevação usualmente tem baixa velocidade específica e rotores para cargas baixas usualmente tem altas velocidades específicas. Como a Figura 3 mostra, cada classe de rotores tem um intervalo de velocidades específicas para o qual está melhor adaptada. Estes intervalos são aproximados, sem limites claros de divisão entre eles. Esta Figura 3 dá relações gerais entre formas do rotor, eficiência e vazão.

SCHULZ(1964), define a rotação específica (nq) como o número de rotações de uma bomba de execução geometricamente semelhante, em todos os seus detalhes, à bomba em estudo, a qual, com uma altura de elevação, por fase, $H = 1$ metro, proporciona uma vazão $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$, podendo ser encarado como o número de rotações de um "rotor unidade" de uma forma determinada de rotor. O autor apresenta a expressão de rotação específica como:

$$nq = N.Q^{1/2}/H^{3/4}$$

A Figura 4 mostra a classificação apresentada por Schulz sendo: $nq = 12$ a 35 para rotores

Figura 3 : Relação aproximada entre velocidade específica, forma do rotor, e eficiência, apresentada por HICKS & EDWARDS (1971).

Formas constructivas de los rodetes de las bombas centrifugas

Figura 4 : Formas construtivas dos rotores de bombas centrifugas e sua classificaço segundo SCHULZ(1964), sendo (a) lentas; (b) e (c) rápidas e (d) axial.

de alta pressão, caracterizados por canais entre pás longos e de pouca largura, chamados lentos; $nq = 35$ a 160 com canais mais curtos que os anteriores, porém mais largos, para vazões maiores e menores cargas, sendo chamados rápidos; $nq = 200$ a 400 , caso extremo, caracterizados por sua rapidez especialmente grande com uma vazão elevada e altura de elevação muito reduzida, são chamados axiais.

Concluindo, verifica-se que SOUZA(1986), definindo a velocidade angular específica (ω_s) como:
 $\omega_s = N.Q^{1/2}/(g.H)^{3/4}$, (com "N" dado em rad/s) classifica as bombas da seguinte forma:

1. lentas: $\omega_s \leq 0,40$; $D_1/D_2 = 2,2$ a $3,5$
2. normais: $0,40 < \omega_s \leq 0,80$; $D_1/D_2 = 2,2$ a $1,8$
3. rápidas: $0,80 < \omega_s \leq 1,60$; $D_1/D_2 = 1,8$ a $1,3$
4. diagonais: $1,60 < \omega_s \leq 3,20$; $D_1/D_2 = 1,3$ a $1,1$
5. axiais: $3,20 < \omega_s \leq 9,30$; $D_1/D_2 = 1$;

sendo que as bombas classificadas como lentas e normais são bombas centrífugas propriamente ditas (ver Figura 5).

2.3. Teoria elementar do rotor das bombas centrífugas

STEPANOFF (1957), MACINTYRE (1980), PIMENTA

Figura 5 : Classificação das bombas segundo SOUZA(1986),

sendo:

1. lentas ;
2. normais ;
3. rápidas;
4. diagonais , e
5. axiais.

(1978), MATTOS & FALCO(1989), SCHULZ(1964), PFLEIDERER & PETERMANN(1979) e PFLEIDERER(1960) apresentam os mesmos resultados finais para as fórmulas teóricas de dimensionamento de bombas centrífugas. Desta forma, apresenta-se, resumidamente, a teoria geral, destacando, entretanto, considerações de caráter prático feitas pelos autores pesquisados .

Assim sendo, uma partícula líquida ao atravessar um rotor possui uma velocidade absoluta $\vec{v}$, que varia desde a sua entrada até a sua saída, sendo que, esta velocidade, pode ser decomposta a cada instante em uma componente $\vec{w}$ tangencial à pá, em um ponto qualquer, e noutra componente $\vec{u}$ tangencial ao círculo descrito por esse mesmo ponto. A componente $\vec{w}$ é a velocidade relativa e $\vec{u}$ a velocidade de arrastamento, ou componente circunferencial de $\vec{v}$ (ver Figura 6).

A todo instante existe a relação vetorial $\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$ em que $u = W.r$, sendo "W" a velocidade angular do rotor e "r" a distância da partícula ao eixo de rotação.

Pode-se escrever o valor de "u" conforme a equação abaixo:

$$u = 2 . \pi . r . N / 60 \quad [1]$$

onde: u = velocidade em m/s;

r = distância em m;

Figura 6 : Dimensões características e esquemas de velocidades em rotores de bombas centrífugas, para formulação da teoria elementar de Euler.

N = número de rotações por minuto (rpm).

As velocidades acima definidas adquirem singular importância na entrada e na saída do rotor, sendo que, nas considerações seguintes, as velocidades de entrada serão indicadas com o índice 1 e as de saída com o índice 2. As direções dessas velocidades serão indicadas com os ângulos $\hat{\alpha}$ e $\hat{\beta}$, sendo $\hat{\alpha}$ o ângulo de $\vec{v}$ com $\vec{u}$ e $\hat{\beta}$ o ângulo de $\vec{w}$ com $\vec{u}$; tendo, esses ângulos, os mesmos índices que as velocidades.

Na teoria simplificada de Euler, define-se o rotor ideal que é constituído de um número infinito de pás, igualmente espaçadas e de espessura nula, e que o escoamento se processa sem turbilhonamento. Desta forma, em qualquer ponto no interior do rotor, a velocidade $\vec{w}$ é tangente à pá que passa, ou que passaria por esse ponto, e a velocidade $\vec{u}$ é tangente à circunferência que contém o ponto e é concêntrica com o rotor.

Segundo MACINTYRE (1980), sabe-se da teoria de escoamento dos líquidos que este, ao escoar-se num canal, exerce sobre as paredes do mesmo um sistema de forças equivalentes ao de cinco forças finitas. Inversamente, para obrigar o líquido a escoar-se pelo mesmo canal, deve-se exercer sobre a massa líquida um sistema de forças igual e contrário ao referido.

A soma dos momentos de todas essas forças, que é o momento de elevação (M_e), acrescida dos momentos

resistentes mecânicos nos mancais (M_p) deve equilibrar o momento motor (M_m) que o motor aplica ao eixo do rotor para mantê-lo em movimento uniforme. Assim tem-se: $M_m = M_e + M_p$.

Observando o triângulo de velocidades apresentado na Figura 6, verifica-se que a velocidade radial (V_m) nada tem a ver com o torque aplicado ao eixo da bomba. Por outro lado, a variação no valor da velocidade tangencial (V_u), desde a entrada até a saída do rotor, está diretamente relacionada com este torque.

Desta forma e utilizando a segunda Lei de Newton, que estabelece que a variação do momento da quantidade de movimento é igual ao momento resultante das forças aplicadas, pode-se obter as seguintes relações:

a)- força (F) = produto da massa pela aceleração ($m.V$):

$F = m.(V_{u2} - V_{u1})$, onde m é a vazão de massa de líquido transportada, que é constante;

b)- momento (T) = produto da força pela distância ($F.r$):

$T = m.(V_{u2}.r_2 - V_{u1}.r_1)$, onde r_1 e r_2 são os raios da entrada e da saída do líquido no rotor;

c)- potência (P) = produto do momento pela velocidade angular ($T.W$): $P = m.(V_{u2}.r_2 - V_{u1}.r_1).W$.

Efetuada-se a razão entre a potência (P) e a vazão mássica (m), e sabendo-se que o produto $W.r$ é a velocidade denotada por $\bar{u}$ no triângulo de velocidades,

obtem-se a equação da carga hidráulica (H_e) da bomba, no sistema técnico:

$$H_e = (u_2 \cdot Vu_2 - u_1 \cdot Vu_1) / g \quad [2]$$

onde: g = aceleração da gravidade.

Esta expressão é conhecida como a equação fundamental das bombas centrífugas, também chamada de equação de Euler; onde " H_e " é a altura teórica de elevação da água, desprezadas as perdas de natureza hidráulica que ocorrem no interior da bomba.

Verifica-se da equação [2], que a máxima energia (H_e) será obtida quando o termo subtrativo ($u_1 \cdot Vu_1$) for nulo. Este fato ocorrerá somente quando a entrada do líquido no canal das pás for radial, ou seja, quando o ângulo $\hat{\alpha}_1$ for igual a 90 graus. Assim a equação [2] se simplificará para:

$$H_e = u_2 \cdot Vu_2 / g \quad [3]$$

A equação [2] pode ser escrita de outra forma, que sob certos aspectos é mais interessante. Aplicando-se a fórmula clássica dos triângulos obliquângulos ao triângulo das velocidades do rotor (ver Figura 6) resulta :

$$w^2 = u^2 + v^2 - 2 \cdot u \cdot v \cdot \cos$$

$$\text{ou} \quad 2 \cdot u \cdot v \cdot \cos = u^2 + v^2 - w^2$$

que levados à equação [2] resulta em :

$$H_e = \frac{(v_2^2 - v_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)}{2.g} \quad [4]$$

que é a equação conhecida como das velocidades ou da energia cedida ao líquido pelo rotor, a qual revela que a energia cedida pelo rotor ao líquido depende apenas das velocidades de entrada e de saída do rotor, ressaltando-se as simplificações feitas.

Continuando a observar o triângulo de velocidades da Figura 6, verifica-se que a velocidade absoluta $\vec{v}$ pode ser decomposta em duas, uma radial denotada por $\vec{v}_m$ e outra tangencial (na direção de $\vec{u}$) denotada por $\vec{v}_u$. Com isto, observa-se que a vazão que passa pelo rotor da bomba é função da velocidade $\vec{v}_m$, chamada de **velocidade radial** de saída. Desta forma pode-se escrever a expressão que dá a vazão da bomba, que é o produto da área de escoamento pela velocidade radial (ver Figura 6): $Q = 2.\pi .r.b.v_m$; que, ao considerar-se as grandezas à saída do rotor, será escrita com os índices 2:

$$Q = 2.\pi .r_2.b_2.v_{m2} \quad [5]$$

2.4. Discordâncias entre a teoria e a realidade

2.4.1. O número finito de pás do rotor

PIMENTA(1978) faz a introdução da discussão sobre as discordâncias entre os resultados apresentados na Teoria de Euler e aqueles obtidos na prática afirmando que, para se estabelecer a teoria de Euler foram admitidas hipóteses simplificadoras, principalmente o número infinito de pás com espessura nula, que fogem do problema real e não se verificam exatamente nas máquinas de fluxo.

Assim, certos efeitos secundários podem alterar a expressão ideal da transferência de energia, mesmo que não existesse atrito, turbulência ou choques internos. No rotor de uma bomba centrífuga a transferência de energia, entre este e o líquido, faz antever que suas pás estão sujeitas a pressões diferentes nas suas duas faces, sendo maior na face que avança contra o líquido. Há pois um gradiente de pressão entre duas pás consecutivas, de que decorre uma variação da velocidade relativa (w) ao se passar da face convexa de uma pá à face côncava da pá consecutiva.

Como resultado da distribuição de velocidades acima descrita, PIMENTA(1978) afirma que o líquido deixa o rotor com velocidade relativa (w) tangente à pá na sua face de maior pressão e não tangencialmente na face de menor pressão, possuindo aí uma componente na direção de $\vec{u}$, no sentido inverso ao da rotação, fazendo surgir perturbações nos bordos das pás.

Continuando sua análise, o autor acrescenta

que outro fenômeno, conhecido como EFEITO STODOLA, é decorrente da inércia das partículas líquidas no interior do rotor; sendo que as partículas, por sua inércia, tendem a manter sua orientação relativa a eixos fixos, o que provoca um turbilhão relativo ao rotor, que composto com o movimento geral do líquido interfere na distribuição das velocidades dentro de seus condutos.

Como resultado final destes efeitos, afirma que a velocidade relativa média (w_2) fará um ângulo com a direção ideal, que varia de 5 a 10 graus. Esse desvio modifica o triângulo de velocidade na saída, diminuindo de maneira não desprezível, o valor da energia transferida, calculada pela Fórmula de Euler. Entretanto, faz notar que esta diminuição de energia transferida não se enquadra como "perdas" no rotor, sendo antes uma diminuição de ganho de energia, que não se encontra sob a forma de calor e que, nas teorias modernas sobre máquinas de fluxo, procura-se levar em conta tais fenômenos através de coeficientes corretivos.

Detalhando a discussão acima iniciada, STEPANOFF (1957) afirma que as pás do rotor não podem aplicar, e o líquido não pode absorver, a potência requerida para produzir a carga de Euler (H_e) devido às seguintes razões:

- a) - **distribuição de pressão** : a distribuição de pressão no canal entre pás do rotor não é

uniforme, sendo maior na face frontal da pá e menor na face de trás. Tal diferença ocasiona uma variação nas velocidades relativas de escoamento do líquido no rotor, sendo que a integração total das cargas produzidas será menor que aquela calculada com a velocidade média do fluxo.

- b)- **distribuição de velocidades** : uma outra causa para a variação de velocidades é o efeito da mudança de direção na entrada do rotor e no perfil do rotor. Em rotores de escoamento radial o líquido faz uma mudança de 90 graus antes de ser acionado pela pá. O resultado final dessa distribuição irregular de velocidades é a redução da máxima carga possível.
- c)- **circulação relativa** : a distribuição da velocidade relativa através de um canal do rotor é afetada também pela circulação relativa do líquido, devido ao efeito de inércia das partículas do líquido sem atrito com as paredes laterais e pás do rotor(ver Figura 7). Este efeito reduz a carga aplicada ao líquido. Evidentemente a circulação relativa é menor com um grande número de pás, por isso a carga de

entrada e a altura útil da bomba serão maiores para um grande número de pás no rotor. Também é razoável esperar que a circulação relativa é menor em rotores estreitos que em rotores largos, sendo que, para rotores de mesmo diâmetro, a carga total é maior em rotores estreitos. O atrito na superfície envoltória do rotor tem um efeito decisivo no aumento das velocidades absolutas à saída através da redução da circulação relativa dentro do canal do rotor e na transferência do movimento rotatório ao líquido.

d)- **ângulo de descarga real** : um estudo das Figuras 6 e 7 revelará que a circulação relativa de líquidos entre as pás do rotor tem o efeito de diminuir o ângulo de descarga da pá. Assim passa-se de β_2 para β'_2 . O ângulo de entrada β_1 é aumentado para β'_1 permitindo maior pré-rotação que a indicada no triângulo de velocidades de Euler. Porém é importante compreender que mudar o ângulo β_2 da pá para β'_2 significará somente que o líquido retornará novamente para trás da pá e descarregará com um menor ângulo $\beta''_2 < \beta'_2$.

e)- **partes não ativas das pás** : em uma bomba real a

Relative circulation within impeller channel.

Relative circulation within impeller channels of axial flow pump.

Relative motion of particles is opposite to impeller rotation.

Figura 7 : Esquemas representativos da circulação relativa em rotores de bombas, segundo STEPANOFF (1957).

diferença de pressão entre duas faces de uma pá desaparece no topo desta, onde os dois escoamentos, provenientes de canais adjacentes do rotor se juntam. Isto significa que nem toda a pá é igualmente ativa; de fato, a borda de descarga da pá tem que ser inativa, desde que não existe diferença de pressão. Para aliviar a borda de descarga da pá o ângulo β_2 deve ser reduzido. Em bombas reais tem-se encontrado vantagens em diminuir gradualmente a borda de descarga da pá, o qual tem efeito de reduzir o ângulo de descarga da pá. Segundo STEPANOFF (1957) medidas de pressões sobre as pás do rotor, ver Figura 8, mostram que a diferença das pressões nas duas faces têm um máximo perto da borda de sucção e diminui gradualmente para zero perto da borda de descarga. Tal distribuição de pressão em bombas reais não impõe perdas adicionais, mas simplesmente significa que cada pá pode somente transmitir, e o líquido pode somente absorver, uma quantia fixa de energia, sendo esta menor que aquela dada pela equação de Euler.

f)- carga teórica (He) com velocidade radial (V_m) não uniforme : já foi abordado

Figura 8 : Distribuição de pressões no interior de um canal de rotor, segundo STEPANOFF (1957).

anteriormente que em uma bomba a distribuição de velocidades através do canal do rotor não é uniforme. Sob tais condições a carga teórica desenvolvida pelo rotor é menor que aquela calculada com base em uma velocidade média. Assumindo que a velocidade radial varia uniformemente de um valor " V_m' ", em uma lateral do rotor, até " V_m'' ", na outra lateral, tem-se que, em algum ponto distante " x " de " V_m' ", a velocidade radial será dada por " $V_m = V_m' + a.x$ " onde " $a = (V_m'' - V_m')/b$ ", " b " sendo a largura do rotor na borda de descarga. A carga produzida neste ponto será :

$$H_e = \frac{u^2}{g} - \frac{u.V_m}{g \cdot \tan \beta_2}$$

Integrando-se as cargas ao longo da largura do rotor obtém-se a expressão :

$$H_e = \frac{u^2}{g} - \frac{u.V_m}{g \cdot \tan \beta_2} \cdot \left[1 + \frac{(V_m'' - V_m')^2}{12.V_m^2} \right]$$

Uma comparação desta equação com a anterior mostra que a carga teórica média produzida por um rotor com velocidade radial variando de " V_m' " até " V_m'' " é menor do que aquela produzida com velocidade radial média " $V_m = (V_m'' + V_m')/2$ ". A diferença na carga será

tanto maior quanto maior for a diferença entre " V_m'' " e " V_m' ", sendo que esta diferença desaparecerá se " V_m'' " for igual a " V_m' ". Da equação acima nota-se que para uma mesma taxa de variação entre " V_m'' " e " V_m' ", o fator de correção é mais efetivo para rotores nos quais o segundo termo " $u^2.V_m/(g.tg \beta_2)$ " é maior em comparação com o primeiro " u^2/g ". Em projetos normais o segundo termo é maior para rotores de velocidade específica alta; assim a correção afeta mais a carga teórica nestes rotores. Além disso, o fator $[1 + (V_m'' - V_m')^2 / (12.V_m^2)]$ é maior para rotores largos, visto que a variação de velocidade é maior e o comprimento do percurso da água é menor em rotores de velocidade específica maior.

MACINTYRE (1980), quando discute a discordância entre os resultados experimentais e a teoria elementar, apresenta duas causas principais, que são o número finito de pás no rotor e a espessura finita das pás, que correspondem às simplificações feitas para a sua formulação. Continua o autor, afirmando que a energia (H_e') que o rotor realmente cede ao líquido é inferior ao valor calculado (H_e) com as equações da teoria elementar. Para equacionar o problema do projeto e cálculo de bombas com a teoria elementar, apresenta duas soluções comumente

empregadas :

- a)- Adotar para rendimento hidráulico M_h um valor menor do que o encontrado em caso similar, em ensaios de laboratórios. Em seguida, aplicar as equações da teoria elementar. Como $H_u = M_h \cdot H_e$, isto corresponde a projetar a bomba prevendo um maior valor para a energia (H_e) a ser cedida pelas pás.
- b)- Introduzir, no valor de " H_e " teórico, uma correção através de um fator, de modo a poder utilizar os cálculos da teoria elementar.

Assim, partindo da altura útil (H_u) desejada, calcula-se, primeiramente, um valor $H_e' = H_u / M_h$, usando a teoria elementar, e o M_h tirado dos resultados de ensaios. Em seguida, multiplica-se o " H_e' " por um fator de correção e chega-se ao " H_e " teórico, supondo número infinito de pás sem espessura. Procede-se ao dimensionamento do rotor com esse novo valor de " H_e ". Para o caso de contornar as divergências com o número finito de pás, MACINTYRE(1980), (e todos os demais autores pesquisados) afirma que na prática emprega-se o fator de correção " ψ " de Pfleiderer, baseado em pesquisas experimentais, da seguinte forma :

$$H_e = H_e' \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot \psi \cdot r_2^2}{Z \cdot (r_2^2 - r_1^2)} \right) \quad [6]$$

onde:

H_e' = energia cedida ao líquido após correções da teoria;

H_e = energia cedida ao líquido considerando a teoria elementar;

Z = número de pás do rotor;

r_1 e r_2 = raios dos bordos de entrada e saída do rotor;

Ψ = fator de correção experimental.

O fator de correção " Ψ " é apresentado pelos autores consultados de formas diversas. Assim, MACINTYRE(1980), chamando " Ψ " de "Fator de Correção Experimental de Pfleiderer" mostra a seguinte tabela de valores:

Tabela 1: Valores do coeficiente de Pfleiderer

VALORES DE β_2 (graus)	20	23	25	30	35	40
BOMBAS COM PAS GUIAS	0,76	0,80	0,81	0,85	0,90	0,94
BOMBAS SEM PAS GUIAS	0,86	0,90	0,91	0,95	1,00	1,04

SCHULZ(1964) apresenta, para bombas radiais com difusor, e uma relação de raios maior ou igual a 2, a seguinte expressão:

$$\Psi = (0,55 \text{ a } 0,68) + 0,60 \cdot \text{sen } \beta_2 \quad [7]$$

adotando como termo médio: $\Psi = 0,60 \cdot (1 + \text{sen } \beta_2)$.

Comparando-se a equação acima com os valores tabelados por MACINTYRE(1980), verifica-se haver certa proximidade de resultados, sendo que estes últimos

aproximam-se de uma equação do tipo: $\psi = 0,656 + 0,60.\text{sen } \beta_2$, para as bombas sem pás guias.

PFLEIDERER & PETERMANN(1979) indicam as seguintes expressões para estimativa do coeficiente em questão:

- . para bombas com sistema diretor com aletas:

$$\psi = 0,6.(1 + \beta_2 / 60)$$

- . para bombas com caixa espiral como sistema diretor:

$$\psi = (0,65 \text{ até } 0,85).(1 + \beta_2 / 60)$$

- . para bombas com anel diretor liso:

$$\psi = (0,85 \text{ até } 1,00).(1 + \beta_2 / 60)$$

onde o ângulo β_2 deve ser dado em graus. Segundo os autores, os valores calculados com as equações dadas devem ser compreendidos como orientativos, válidos somente para números normais de pás.

Quanto à espessura das pás do rotor, MACINTYRE(1980) afirma que à sua entrada possuem um valor apreciável, em geral adelgaçando em direção ao bordo de saída. Isto produz uma diminuição na seção de escoamento, afetando os valores das velocidades e provocando aumentos das velocidades absoluta e relativa, o que importa em novas perdas de energia, uma vez que essas crescem com a velocidade. A velocidade (v_1') na entrada do rotor, em consequência da espessura do bordo de entrada, é superior à velocidade (v_1) que o líquido possui imediatamente antes de atingir o bordo referido.

Assim propõe escrever-se:

$$v_1 = \varphi_1 \cdot v_1', \text{ sendo } "\varphi_1" \text{ dado por:}$$

$$\varphi_1 = \frac{t_1 - S_1 / \sin \beta_1}{t_1} \quad [8]$$

onde :

S_1 = espessura das pás medida normalmente à superfície, na entrada;

t_1 = o passo das pás medido segundo a circunferência que as tangencia, expresso por $t_1 = \pi \cdot D_1 / Z$ [9]

A espessura das pás na saída do rotor aumenta o desvio da velocidade relativa para trás, alterando, portanto, a direção e a intensidade da velocidade absoluta ao deixar o canal entre as pás, o que não afeta, contudo, o valor $\vec{v}'$ na direção $\vec{u}$. O coeficiente de contração " φ_2 " à saída do rotor pode ser calculado através da equação [8], utilizando-se, entretanto, os valores envolvidos (t_2 , S_2 , β_2 e D_2) à saída do rotor.

Desta forma, afirmam os autores pesquisados, a vazão que sairá do rotor será dada pela expressão:

$$Q' = \varphi_2 \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot v_{m2} \cdot \pi \quad [10]$$

onde:

- . D_2 = diâmetro externo do rotor;
- . b_2 = largura do rotor na saída;

- . V_{m2} = velocidade radial de saída;
- . ψ_2 = coeficiente de contração à saída.

2.4.2. Perdas

Segundo PFLEIDERER & PETERMANN(1979) as principais perdas que ocorrem dentro das máquinas hidráulicas são devidas ao atrito, às variações de seção e de velocidade, que em geral reduzem a pressão e que são conjuntamente chamadas de "perdas hidráulicas". São também denominadas "perdas nas pás" devido ao fato de ocorrerem principalmente nos canais das pás e das aletas. São denotadas " Z_h " e representam uma perda de trabalho por unidade de massa do fluido de trabalho. No caso das bombas, este trabalho de perda deve ser fornecido pelas pás ao fluido de trabalho, adicionalmente ao trabalho específico interno " Y ". O trabalho específico transmitido pelas pás será : $Y_{pá} = Y + Z_h$.

Além das perdas nas pás, existem ainda as perdas por fuga de fluido, que não influem na pressão ou têm uma influência de menor importância. A estas pertencem primeiramente as perdas no labirinto, que ocorrem devido à existência de um interstício entre o rotor e a carcaça, através do qual uma parte da água flui para o tubo de

sucção, evitando o rotor. Além destas, existe usualmente uma perda de fluido através da gaxeta. Em certos tipos de construção existe ainda uma perda adicional no labirinto devido à compensação do empuxo.

Deve-se, também, considerar o atrito nas paredes externas do rotor, ou seja, a potência de atrito no rotor (P_a), que pode ser medida.

As perdas tratadas até agora são, em seu conjunto, denominadas perdas internas. Elas tem a propriedade comum de transmitir calor ao fluido de trabalho. Somadas à potência útil elas resultam na potência interna, que deve ser entregue ao eixo das bombas.

Finalmente, devem ainda ser consideradas as chamadas perdas externas ou mecânicas, que representam principalmente perdas em superfícies deslizantes e que são causadas por atritos em mancais e gaxetas, ou ainda por atrito com o ar nos acoplamentos.

Todas as perdas acima mencionadas causam, na verdade, uma redução no rendimento das máquinas hidráulicas.

As perdas hidráulicas, segundo PIMENTA(1978) compõem-se de dois termos: as perdas por atrito e as perdas por choques. As perdas por atrito são proporcionais ao quadrado da vazão da bomba, podendo ser expressas pela equação: $P_{Ha} = k_1.Q^2$. As perdas devido aos

choques variam com o quadrado das diferenças entre as diversas vazões possíveis de serem fornecidas pela bomba com a vazão (Q_n) de projeto ou nominal (para $V_{u1} = 0$), que pode ser expressa por: $PH_c = k_2.(Q_n - Q)^2$; sendo os valores de " k_1 " e " k_2 " determinados experimentalmente.

MACINTYRE(1980) afirma que as perdas hidráulicas podem ser divididas em:

a)- *Perdas Hidráulicas* propriamente ditas, ocorridas:

- na entrada da bomba;
- no rotor;
- nos canais das pás guias;
- no caracol e deste até a boca de saída.

b)- *Perdas Volumétricas*, devidas à redução da descarga útil da bomba, sendo (ver Figura 9):

- perdas volumétricas exteriores (q_e), devidas à fuga ou vazamentos através da folga entre eixo e caixa da bomba;
- perdas volumétricas interiores, que são as mais importantes, resultado da recirculação de parte do líquido que sai do rotor para a sua entrada novamente, devido à menor pressão à entrada. O líquido que recircula com descarga " q_i " atrita contra a caixa e a face externa da coroa do rotor e pelos "labirintos", e esse

Figura 9 : Fugas de água na bomba, que ocasionam as perdas volumétricas.

atrito consome potência fornecida pelo rotor.

STEPANOFF (1957) apresenta detalhados trabalhos sobre as perdas volumétricas, perdas por atrito no rotor e perdas mecânicas. Um resumo bastante interessante de suas considerações pode ser visto na Figura 10 que mostra o comportamento dessas perdas, estudadas com a variação da velocidade específica das bombas (no caso, bombas de dupla sucção), destacando-se dois aspectos importantes:

- o rápido crescimento das perdas por atrito e das fugas de vazão para bombas com velocidade específica (nq) inferior a 2000 (para Q em gpm e H em ft) ou 39 (para Q em m^3/s e H em metros), ou seja, nas bombas centrífugas radiais;

- ao longo de toda a faixa de variação da velocidade específica estudada, as perdas por fugas são aproximadamente iguais à metade das perdas por atrito.

Continuando, verifica-se que STEPANOFF (1957) afirma que todas as perdas de carga que ocorrem entre os pontos de entrada e saída do líquido no rotor constituem-se nas perdas hidráulicas, incluindo: perdas por atrito nos canais entre a sucção e a descarga no rotor, perdas devido a bruscas mudanças de área ou direção do fluxo e todas as perdas devido a turbilhonamentos e suas causas. Desta forma, considera as perdas por atrito na face externa do rotor, acima descritas e apresentadas

Losses versus specific speed for double-suction pumps.

Figura 10: Variação das perdas em bombas de dupla sucção em função da velocidade específica, segundo STEPANOFF (1957).

na Figura 10 como sendo perdas mecânicas pois, apesar de serem de natureza hidráulica, são externas ao rotor e não resultam em perda de carga hidráulica.

Neste sentido, MATTOS & FALCO(1989), compartilham com a colocação destas perdas, que chamam de "fricção no disco", junto com as chamadas perdas mecânicas. Para o seu cálculo apresentam fórmula experimental dada por:

$$P_a = 0,375 \cdot N^3 \cdot D2^5 \cdot 10^{-9} \quad ; \text{ onde:}$$

P_a = perda de potência devido ao atrito no rotor, em HP;

N = rotação do rotor em rpm;

$D2$ = diâmetro externo do rotor em ft.

Todas as perdas acima descritas alteram o rendimento da bomba que, segundo todos os autores pesquisados, pode ser dado por:

$$\mathcal{M}_t = \mathcal{M}_h \cdot \mathcal{M}_v \cdot \mathcal{M}_m \quad [11]$$

onde: $\mathcal{M}_t$ = rendimento global da bomba;

$\mathcal{M}_h$ = rendimento hidráulico;

$\mathcal{M}_v$ = rendimento volumétrico;

$\mathcal{M}_m$ = rendimento mecânico.

O rendimento hidráulico " $\mathcal{M}_h$ " é dado pela expressão:

$$\mathcal{M}_h = H_u / H_e' \quad [12]$$

onde:

H_u = carga hidráulica útil fornecida;

H_e' = carga hidráulica teórica (com as pás).

O rendimento volumétrico " $\mathcal{M}_v$ " é dado pela expressão:

$$\mathcal{M}_v = Q / (Q + q_e + q_i) ; \text{ onde:}$$

Q = vazão descarregada pela bomba;

q_e e q_i = vazões de perdas volumétricas.

O rendimento mecânico " $\mathcal{M}_m$ " é dado pela expressão:

$$\mathcal{M}_m = P_i / P_t ;$$

onde:

P_t = potência fornecida no eixo da bomba;

P_i = potência fornecida ao líquido no rotor

$$P_i = (Q + q_e + q_i) \cdot H_e'. \quad [13]$$

SCHULZ(1964), tratando das perdas por atrito externo ao rotor, acima mencionadas, não as engloba como rendimento mecânico, mas trata-as como um quarto tipo de perda e apresenta uma equação bastante simples para sua estimativa:

$$P_a = k \cdot 0,144 \cdot D^5 \cdot (N/1000)^3 \cdot \gamma \quad [14]$$

onde: P_a = perda de potência por atrito, em HP;

k = coeficiente que depende da rugosidade e do espaçamento das paredes do rotor e da carcaça da

bomba, do número de Reynolds, e que varia de 1,1 a 1,3;

D2 = diâmetro externo do rotor (m);

N = rotação do rotor (rpm);

γ = peso específico do líquido (kgf/m³).

Assim, SCHULZ(1964) define o rendimento interno da bomba " η_i " dado pela expressão:

$$\eta_i = \eta_h \cdot \eta_v \cdot (1 - P_a/P_i) \quad [15]$$

Desta forma define o rendimento global da bomba como sendo:

$$\eta_t = \eta_i \cdot \eta_m \quad [16]$$

Finalmente, pode-se calcular a potência a ser fornecida ao eixo da bomba através da equação:

$$P_t = \gamma \cdot Q \cdot H_u / (75 \cdot \eta_t) \quad [17]$$

onde : P_t : dado em CV;

Q : dada em m³/s;

H_u : dada em m;

γ : dado em kgf/m³

2.5. Valores e coeficientes experimentais

2.5.1. Rendimentos

Todos os autores apresentam valores indicativos dos rendimentos alcançados pelas bombas hidráulicas. Assim MACINTYRE(1980) apresenta as seguintes considerações:

- *Rendimento volumétrico*: 97% para bombas de grandes descargas e baixa pressão; 95% para bombas de descargas e pressões médias, e 90% para as de pequena descarga e altas pressões.
- *Rendimento hidráulico*: de 50% a 70% para bombas pequenas, sem grandes cuidados de fabricação, com caixa com aspecto de caracol; de 70% a 85% para bombas com rotor e coletor bem projetados, fundição e usinagem bem feitas; de 85% a 95% para bombas de dimensões grandes, bem projetadas e bem fabricadas. Apresenta ainda, fórmula empírica proposta por Walter Jekat para a estimativa do rendimento hidráulico, em função da vazão, dada por: $\eta_h = 1 - 0,80/Q^{(1/4)}$ com "Q" em gpm.
- *Rendimento mecânico*: afirma que varia de 96% a 98%.

PFLEIDERER & PETERMANN(1979) afirmam que as máquinas de fluxo, quando trabalham no ponto de ótimo rendimento, frequentemente alcançam rendimentos entre 80% e 90% ou mais; sendo, nestes casos, o rendimento mecânico da ordem de 99% e o hidráulico entre 85% e 93%.

SCHULZ(1964) apresenta os seguintes valores de rendimentos:

- *Rendimento Hidráulico*: de 80% até 90%, excluindo as bombas pequenas;
- *Rendimento Volumétrico*: de 85% até 98%, aumentando das bombas de baixa vazão e altas pressões para as de altas vazões e baixas pressões;
- *Rendimento Mecânico*: de 96% a 99% para as bombas centrífugas.

MATTOS & FALCO(1989) apresentam valores indicativos para os rendimentos volumétrico e mecânico. Assim, para o volumétrico afirmam variar de 98% para bombas grandes a 90% para as pequenas. Já para o rendimento mecânico (mancais e sistema de vedação) a variação é de 99% para bombas grandes até 95% para as pequenas.

2.5.2. Valores experimentais para projeto

Dentre os autores consultados, aquele que mais resultados experimentais apresentou, orientativos do projeto das bombas centrífugas, foi MACINTYRE(1980).

Desta forma, passa-se a mostrar esses resultados, que serviram de base para a metodologia de cálculos que se desenvolveu, tendo em vista alcançar os

objetivos deste trabalho.

a)- Velocidade radial de saída

Verificou-se durante os estudos realizados, que o ponto crucial, para a obtenção da vazão fornecida pela bomba é o conhecimento da velocidade radial de saída da água do rotor (ver equação [4]).

O autor em questão apresenta a equação [18] dada abaixo, tabelando os valores do coeficiente chamado " K_{Vm2} " em função do Número de Brauer (nq):

$$Vm2 = K_{Vm2} \cdot (2 \cdot g \cdot Hu)^{1/2} \quad [18]$$

Tabela 2: Valores de K_{Vm2} em função de nq .

nq	10	20	30	40	50	60
K_{Vm2}	0,08	0,10	0,12	0,146	0,165	0,18
	a	a	a	a	a	a
	0,09	0,12	0,14	0,165	0,18	0,20

Para utilização no roteiro de cálculo testado neste trabalho, adotou-se o valor mínimo daqueles apresentados na tabela acima.

b)- Altura útil de elevação - H_u

MACINTYRE(1980) apresenta um gráfico, proposto por Pfleiderer, que fornece o coeficiente de pressão em função do diâmetro externo do rotor, da sua rotação e do ângulo de saída da pá. Desta forma, pode-se calcular a altura útil de elevação (H_u) através da

expressão:

$$H_u = \psi \cdot u^2 / (2 \cdot g) \quad [19]$$

O gráfico citado foi transformado na Tabela 3 abaixo apresentada:

Tabela 3: Valores de ψ em função de β_2 .

β_2 (graus)	5	10	15	20	30	40	50
ψ	0,50	0,67	0,82	0,93	1,04	1,10	1,15

3. MATERIAL E MÉTODOS

3.1. Procedimentos

Para a descrição das atividades desenvolvidas, para alcançar-se os objetivos propostos neste trabalho, há necessidade de dividi-las em blocos distintos.

O primeiro está relacionado com a pesquisa bibliográfica, formulação básica e ajustes iniciais de um roteiro de cálculos que terá como função estimar as principais características de funcionamento de uma bomba centrífuga radial qualquer (altura manométrica, vazão, rendimento e potência requerida), através de dados do rotor desta bomba (número de pás e sua espessura, ângulo de saída, número de rotações por minuto, largura na saída e os diâmetros de entrada e de saída).

O conjunto de atividades seguinte é caracterizado pelo desenvolvimento das medições das grandezas intervenientes do rotor da bomba centrífuga, que foram realizadas com o auxílio de paquímetro, régua metálica e papel milimetrado.

Os dados obtidos foram tabulados para poderem ser utilizados, posteriormente, na determinação dos dados característicos do ponto de funcionamento ótimo da bomba.

Finalmente, as medições realizadas na bomba serviram como dados de entrada para a rotina de cálculos definida, que por sua vez, simulou as características de funcionamento desta bomba, conforme descrito anteriormente. Foi possível, então, a confrontação dos resultados obtidos com os fornecidos pelos fabricantes através das curvas características publicadas em catálogos, que são oriundas de ensaios em laboratório, e a verificação final sobre a viabilidade ou não da proposta feita neste trabalho.

As bombas ensaiadas foram as centrífugas de fluxo radial com pás de curvatura simples e volutas sem pás guia. Foram verificadas as bombas com baixa e alta rotação. Estas bombas, que são de fácil fabricação, são as mais comuns no mercado e largamente utilizadas na irrigação. Neste trabalho analisou-se apenas bombas de um estágio (1 rotor).

Pesquisou-se, ao todo, 2 modelos de bombas (marca KSB modelos ETA e ANS), com 9 diâmetros diferentes de rotores (5 das ETA e 4 das ANS), para funcionamento com rotações variando de 1080 rpm a 3500 rpm, totalizando 20 resultados distintos.

As fotos mostradas nas FIGURAS 11 a 16 ilustram a forma como foram obtidos os dados dos rotores pesquisados. Entretanto, deve-se destacar alguns aspectos importantes:

1. Para os parâmetros: largura do rotor, espessura da pá e ângulo de saída; foi realizada uma medida para cada pá do rotor. No caso da largura do rotor, a medida foi tomada no ponto de distância média entre duas pás do rotor. O valor adotado como resultado final foi a média aritmética das medidas executadas.

2. Para a obtenção do ângulo de saída da pá, tendo em vista não dispor-se de um goniômetro, adotou-se o seguinte procedimento: em um papel milimetrado, traçou-se uma reta qualquer; ajustou-se a circunferência externa do rotor tangenciando a reta traçada no papel milimetrado, no ponto de chegada da face de avanço da pá do rotor; ajustou-se uma régua metálica tangenciando esta face citada, traçando-se, então, no papel milimetrado, um segmento de reta com comprimento variando em torno de 4 cm. Com isto pode-se, através de relação do triângulo retângulo obtido, calcular o valor da tangente do ângulo formado pelas duas retas traçadas e, por conseguinte, o valor deste ângulo.

3. Os valores dos diâmetros do rotor

Figura 11: Materiais utilizados com os rotores.

Figura 12: Medida do ângulo de saída.

Figura 13: Medida do diâmetro de entrada (D1).

Figura 14: Medida do diâmetro de saída (D2).

Figura 15: Medida da largura do rotor (b2).

Figura 16: Medida da espessura da pá (e2).

(interno e externo) foram obtidos através da média de três medidas realizadas, em posições diferentes, espaçadas, aproximadamente, de 120 graus.

4. O número de pás foi obtido da contagem direta das pás existentes no rotor e a rotação do rotor foi extraída do catálogo do fabricante.

3.2. Roteiro de cálculos

Tendo por base as considerações teóricas e práticas apresentadas no Capítulo II delineou-se uma seqüência de cálculos, visando obter, a partir de dados dos rotores das bombas pesquisadas, os valores característicos destas bombas (altura manométrica, vazão e rendimento), no ponto de funcionamento ótimo (melhor rendimento).

Com o objetivo de agilizar e facilitar a realização dos cálculos propostos, desenvolveu-se um programa para micro computador, na linguagem BASIC, que foi denominado " **BOMBAS** ".

" **BOMBAS** " está dividido em três partes (ROTINAS), a saber:

- a)- Rotina de entrada de dados: é o bloco de comandos (passos de nº 10 a 130) que permite fazer a entrada dos dados coletados nas

medições feitas no rotor. Os únicos cálculos realizados nesta rotina são os de conversão das medidas, dadas em milímetros, dos diâmetros externo (D2) e interno (D1), da largura do rotor (b2) e da espessura da pá (e2), para metros;

- b)- Rotina principal: é o conjunto de comandos (passos de nº 200 a 450) onde se faz todos os cálculos propostos neste trabalho, obtendo-se os valores finais da altura manométrica, da vazão, do rendimento global da bomba, sua rotação específica e da potência a consumir;
- c)- Rotina para impressão dos resultados: São os comandos do programa (passos de nº 500 a 600) que proporcionam a visualização dos resultados obtidos. Os únicos cálculos realizados nesta rotina referem-se à transformação da vazão de m^3/s em m^3/h e à apresentação do valor do rendimento da bomba em porcentagem(%).

3.2.1. Rotina Principal de "BOMBAS"

O diagrama de blocos e a listagem, mostrados nas Figuras 17 e 18, apresentam a sequência de cálculos e procedimentos adotados para a obtenção dos

resultados constantes do Capítulo 4 deste trabalho.

Os passos do programa proposto são detalhados a seguir:

<u>no</u> da linha do programa	discriminação do procedimento
210	Atribui valores para o número "pi" e para a aceleração da gravidade "g".
220	Calcula a velocidade tangencial "u2" com a utilização da equação [1].
230 a 250	Calcula o coeficiente de diminuição da vazão, devido à espessura das pás do rotor, através das equações [8] e [9].
260	Com a ajuda do programa LOTUS 1-2-3, os dados da Tabela 3 foram ajustados, por regressão linear, a duas equações do tipo exponencial, tendo em vista facilitar o seu emprego. As equações são: a)- para $\beta_2 \leq 20$: $\psi = 0,24094 \cdot \beta_2^{0,45011}$ com $r^2 = 0,998826$; b)- para $\beta_2 > 20$: $\psi = 0,46875 \cdot \beta_2^{0,23093}$

PROGRAMA "BOMBAS" - DIAGRAMA DE BLOCOS

Figura 17 : Diagrama de blocos do programa "BOMBAS".

```

10 ' ROTINA DE ENTRADA DE DADOS

20 cls:print:print"DADOS DE ENTRADA DO ROTOR DA BOMBA :":PRINT
30 input"Diametro entrada: D1 (mm) = ",d1:d1=d1/1000
40 input"Diametro saida: D2 (mm) = ",d2:d2=d2/1000
50 input"Largura do rotor na saida b2 (mm) = ",b2:b2=b2/1000
60 input"Espessura da pa: e2 (mm) = ",e2:e2=e2/1000
70 input"Angulo de saida BETA2 (graus) = ",beta2
80 input"Numero de pas do rotor Z = ",z
90 input"Velocidade de rotacao N (rpm) = ",n
100 PRINT:input"CONFIRMA TODOS OS DADOS DE ENTRADA (S/N) ? ===> ",DIZ$
110 IF DIZ$="S" OR DIZ$="s" THEN GOTO 200
120 IF DIZ$="N" OR DIZ$="n" THEN GOTO 10
130 goto 100

200 ' ROTINA PRINCIPAL

210 pi=3.1415927:g=9.81
220 u2=pi*d2*n/60
230 t=pi*d2/z
240 t1=e2/sin(beta2*pi/180)
250 ni=(t-t1)/t
260 if beta2<=20 then fil=0.24094*beta2*0.45011 else fil=0.46875*beta2*0.23093
270 hu=fil*u2*2/2/g
280 nq=1
290 kvm2=0.00206*nq+0.05973
300 if nq<=24.5 then rendv=0.8655+nq*0.00345 else rendv=0.95
310 vm2=kvm2*(2*g*hu)*0.5
320 qreal=b2*pi*d2*vm2*ni*rendv
330 nqcalc=n*qreal*0.5/hu*0.75
340 if (abs((nqcalc-nq)/nq)*100)<1 then goto 360
350 nq=nqcalc:goto 290
360 k=1+2*(0.615+0.6*sin(beta2*pi/180))*d2*2/(z*(d2*2-d1*2))
370 hel=(u2*2-u2*vm2/tan(beta2*pi/180))/g
380 rhidr=hu*k/hel
390 poti=1000*(qreal/rendv)*(hel/k)/75
400 potr=0.1728e-6*d2*5*n*3
410 rend=rhidr*rendv*0.97*(1-potr/poti)
420 pot=1000*qreal*hu/75/rend
430 goto 500

500 ' ROTINA PARA IMPRESSAO DOS RESULTADOS

510 PRINT:PRINT:PRINT"RESULTADOS OBTIDOS : "
520 PRINT:PRINT"Altura Manometrica: Hm = ";:print using"###.##";hu;:print" m.c.a."
530 print"Vazao de recalques: Q = ";:print using"###.###";qreal;:print" m3/s";
    :print" ( ou ";:print using"###.##";qreal*3600;:print" m3/h)"
540 print"Rendimento da bomba: r = ";:print using"###";rend*100;:print" %"
550 print"Numero de Brauer: nq = ";:print using"###.##";nqcalc;:print" rpm"
560 print"Potencia no eixo da bomba: N = ";:print using"###.##";pot;:print" C.V."
570 print:print:input"DESEJA REALIZAR NOVOS CALCULOS (S/N) ? ===> ",DIZ$
580 IF DIZ$="S" OR DIZ$="s" THEN GOTO 10
590 PRINT"FIM DE PROCESSAMENTO"
600 end

```

Figura 18 : Listagem geral do programa **BOMBAS**.

com $r^2 = 0,991564$.

270 Com a equação [19] calcula-se o
valor da altura útil de elevação da
bomba estudada.

280 a 350 Os passos citados caracterizam um
processo de cálculo iterativo, onde
parte-se de um valor arbitrário para
"nq" e procura-se seu valor
definitivo, através de aproximações
sucessivas. Tal procedimento
tornou-se necessário pois o valor do
coeficiente " K_{Vm2} ", dado pela Tabela
2, é função do valor de "nq", que
não conhecemos "a priori".

280 Arbitra-se, para "nq", o valor 1.

290 Calcula-se o valor de K_{Vm2} com a
expressão:

$$K_{Vm2} = 0,00206.nq + 0,05973$$

obtida por regressão linear dos
dados (menores valores) da Tabela 2,
com $r^2 = 0,995371$.

300 Com o valor de "nq" calculado,
estima-se o rendimento volumétrico
da bomba (rendv) admitindo-se rendv=
95% para as bombas classificadas
como "NORMAIS" ($24,5 < nq < 35,6$) e

65.

"rendv" decrescendo linearmente, de 95% a 90%, para "nq" variando de 24,5 a 10,0 (bombas "LENTAS"). A reta obtida para o intervalo citado possui a seguinte equação:

$$\text{rendv} = 0,8655 + 0,00345 \cdot \text{nq}$$

- 310 Calcula Vm2 através da equação [18].
- 320 Calcula a vazão de saída da bomba (qreal) através da equação [10], multiplicada pelo rendimento volumétrico da bomba (rendv).
- 330 Calcula o novo Número de Brauer (nqcalq) com os valores de altura manométrica (hu) e vazão (qreal) já estimados nos passos anteriores.
- 340 Calcula a diferença percentual entre o novo valor de "nq" (nqcalq) e o valor anterior (nq). Se esta diferença for inferior a 1%, admite como corretos os valores de "qreal" e "hu" e segue para o passo 360. Caso contrário, segue para o passo 350.
- 350 Atribui a "nq" o valor calculado nos passos anteriores (nqcalq) e retorna ao passo 290, recomeçando os

cálculos da vazão a ser fornecida pela bomba.

360

Calcula o coeficiente de redução da carga teórica da bomba (He) devida à existência das pás do rotor, utilizando as equações [6] e [7], sendo esta última, com um coeficiente médio (0,615) dentro do intervalo oferecido pelo autor (0,55 a 0,68) para o primeiro termo da equação. Deve-se lembrar que o termo "beta2*pi/180" nada mais é que a transformação do ângulo beta2, dado em graus, para radianos.

370

Calcula a altura teórica de elevação "He" (he1), através da teoria de Euler (sem a existência das pás reais) e com o auxílio da equação [3] combinada com a colocação de "Vu2" em função de "u2" e "Vm2", que pode ser obtida do triângulo de velocidades da Figura 6, mostrada a seguir:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = V_{m2} / (u_2 - V_{u2})$$

logo:

$$u_2 - V_{u2} = V_{m2} / \operatorname{tg} \beta_2$$

isolando " Vu_2 " obtemos:

$$Vu_2 = u_2 - Vm_2 / \operatorname{tg} \beta_2 .$$

Aplicando o valor acima de " Vu_2 " na equação [3] obtém-se:

$$He = u_2 . (u_2 - Vm_2 / \operatorname{tg} \beta_2) / g, \quad \text{ou}$$

$$He = (u_2^2 - u_2 . Vm_2 / \operatorname{tg} \beta_2) / g$$

380 Calcula o rendimento hidráulico da bomba (ρ_{hidr}) através das equações [12] e [6].

390 Calcula a potência interna da bomba (ρ_{oti}) através da equação [13].

400 Calcula a perda de potência devida ao atrito do líquido com a superfície externa do rotor e com a carcaça da bomba (ρ_{otr}), através da equação [14].

410 Calcula o rendimento global da bomba (ρ_{end}) através das equações [15] e [16]. Adotou-se para o rendimento mecânico das bombas, um valor médio, e constante, igual a 97%.

420 Calcula a potência a ser fornecida ao eixo da bomba, em CV, (ρ_{ot}) através da equação [17].

430 Segue para a rotina de impressão de resultados no passo 500.

4. RESULTADOS

Nas tabelas que são apresentadas neste Capítulo, estão contidos todos os resultados, tanto das medições realizadas quanto dos cálculos feitos com o auxílio do programa *"BOMBAS"*.

Na Tabela 4 são mostrados os resultados médios das medidas realizadas nos rotores, bem como, a identificação das bombas onde são empregados os rotores estudados. As colunas constantes desta tabela estão identificadas conforme descrição abaixo:

coluna	título	identificação
1	MODELO	INDICA O MODELO DA BOMBA
2	D1	DIAMETRO DE ENTRADA DO ROTOR
3	D2	DIAMETRO DE SAIDA DO ROTOR
4	b2	LARGURA DO ROTOR NA SAIDA
5	e2	ESPESSURA DA PA NA SAIDA
6	beta2	ANGULO DE SAIDA DA PA
7	Z	NUMERO DE PAS DO ROTOR
8	N	ROTAÇÃO DO ROTOR
9	D2/D1	COLUNA 3 DIVIDIDA PELA 2

Tabela 4 : Valores médios das grandezas medidas nos rotores das bombas.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
MODELO	D1 entrada (mm)	D2 saida (mm)	b2 (mm)	e2 (mm)	beta2 (graus)	Z (pas)	N (rpm)	D2/D1
ETA 32-12	50.65	124.07	5.15	3.03	30.47	7	1700	2.45
ETA 32-12							3500	
ETA 50-20	68.75	204.83	8.38	2.80	30.35	7	1080	2.98
ETA 50-20							1680	
ETA 50-20							3500	
ETA 65-26	75.77	213.97	8.25	2.87	32.13	8	1080	2.82
ETA 65-26							1710	
ETA 80-16	101.38	159.98	25.15	3.45	28.37	7	1080	1.58
ETA 80-16							1680	
ETA 80-16							3500	
ETA 125-26	150.95	260.08	27.33	4.00	40.80	8	1120	1.72
ETA 125-26							1740	
ANS 40-200	68.98	192.00	8.93	3.47	24.41	6	1750	2.78
ANS 40-200							3500	
ANS 50-200	76.98	219.03	11.85	4.26	25.16	6	1750	2.85
ANS 50-200							3500	
ANS 65-160	93.60	172.15	20.71	3.20	29.74	6	1750	1.84
ANS 65-160							3500	
ANS 80-250	118.15	265.88	20.35	3.70	27.07	6	1750	2.25
ANS 80-250							3500	

Na Tabela 5 são mostradas as diferenças percentuais máximas e mínimas, em relação à média, bem como, o desvio padrão das medidas feitas nos rotores. As grandezas medidas são identificadas da mesma maneira que na Tabela 4: D1, D2, b2, e2 e beta2.

As colunas mostradas são a seguir identificadas:

coluna	título	identificação
1	MODELO	INDICA O MODELO DA BOMBA
2, 5, 8, 11 e 14	MAX	INDICA A MAXIMA DIFERENÇA PERCENTUAL, OBTIDA NAS LEITURAS DA GRANDEZA EM QUESTÃO, EM RELAÇÃO A MÉDIA DAS LEITURAS FEITAS: $MAX = (X_{máx} - X_m) / X_m \cdot 100$
3, 6, 9, 12 e 15	MIN	INDICA A MINIMA DIFERENÇA PERCENTUAL, OBTIDA NAS LEITURAS DA GRANDEZA EM QUESTÃO, EM RELAÇÃO A MÉDIA DAS LEITURAS FEITAS: $MIN = (X_{min} - X_m) / X_m \cdot 100$
4, 7, 10, 13 e 16	DESV	DESVIO PADRÃO DAS MEDIDAS / $X_m \cdot 100$

OBSERVAÇÃO: Nas definições acima X_m =valor médio das leituras; $X_{máx}$ e X_{min} = valores máximo e mínimo respectivamente.

Tabela 5 : Valores máximos e mínimos das diferenças, em relação à média, das medidas realizadas nos rotores ensaiados e o "desvio padrão" dessas medidas.

1	D1			D2			b2			e2			beta2		
MODELO	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	MAX	MIN	DES	MAX	MIN	DES	MAX	MIN	DES	MAX	MIN	DES	MAX	MIN	DES
	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
ETA 32-12	0.20	-0.10	0.14	0.06	-0.10	0.07	3.11	-1.75	1.67	2.30	-2.64	2.06	9.94	-5.15	4.51
ETA 50-20	0.15	-0.15	0.12	0.03	-0.01	0.02	2.69	-1.49	1.57	16.07	-8.93	8.38	9.19	-8.27	5.65
ETA 65-26	0.11	-0.16	0.11	0.08	-0.06	0.06	6.67	-3.64	3.48	6.88	-5.80	4.96	3.21	-2.96	2.15
ETA 80-16	0.02	-0.03	0.02	0.01	-0.02	0.01	0.60	-0.40	0.43	2.90	-4.35	2.43	6.73	-7.30	4.21
ETA 125-26	0.13	-0.17	0.12	0.07	-0.03	0.05	0.44	-0.66	0.37	5.26	-9.77	5.91	3.41	-3.70	2.70
ANS 40-200	0.03	-0.04	0.03	0.00	0.00	0.00	1.40	-0.84	0.84	9.51	-9.22	6.04	6.64	-7.13	4.48
ANS 50-200	0.16	-0.10	0.11	0.01	-0.01	0.01	0.42	-0.42	0.27	9.15	-13.15	7.55	8.78	-7.15	5.67
ANS 65-160	0.16	-0.16	0.13	0.00	0.00	0.00	0.92	-0.53	0.49	4.69	-7.81	4.03	4.03	-4.40	2.51
ANS 80-250	0.04	-0.04	0.03	0.01	-0.01	0.01	0.74	-0.25	0.38	8.11	-6.76	5.99	8.53	-4.03	4.81

Na Tabela 6 são mostrados os valores característicos das bombas estudadas, no ponto de rendimento ótimo, obtidos dos catálogos do fabricante (KSB). Os catálogos utilizados foram os fornecidos pela KSB para as bombas centrífugas horizontais tipo ETA (ref. 1150.OB) e tipo ANS (ref. 2740.OB/8) . As colunas constantes desta tabela estão identificadas conforme descrição abaixo:

coluna	título	identificação
1	MODELO	INDICA O MODELO DA BOMBA
2	diâmetro rotor	INDICA A CURVA CARACTERISTICA DA BOMBA, APRESENTADA NO CATALOGO, DE ONDE FORAM OBTIDOS OS DADOS SEGUINTEs
3	rend.	RENDIMENTO GLOBAL DA BOMBA
4	Hm	ALTURA MONOMÉTRICA
5	Q	VAZÃO
6	N	ROTAÇÃO DO ROTOR
7	nq	NÚMERO DE BRAUER (ver pág. 14)
8	Pot.	POTÊNCIA CONSUMIDA PELA BOMBA

Na Tabela 7 são apresentados os resultados dos cálculos elaborados com o programa **"BOMBAS"** e sua comparação com os valores obtidos dos catálogos do fabricante das bombas estudadas, constantes da Tabela 6.

Tabela 6 : Valores característicos das bombas, no ponto de funcionamento ótimo (melhor rendimento global), obtidos das curvas apresentadas nos catálogos do fabricante.

1	2	3	4	5	6	7	8
MODELO	diametro rotor (mm)	rend. (%)	H _m (mca)	Q (m ³ /h)	N (rpm)	n _q	Pot. (CV)
ETA 32-12	124	58.0	5.5	5.8	1700	19.0	0.20
ETA 32-12	124	58.0	22.5	12.6	3500	20.0	1.81
ETA 50-20	205	70.0	6.8	23.5	1080	20.7	0.85
ETA 50-20	205	71.0	16.2	37.0	1680	21.1	3.13
ETA 50-20	205	72.0	73.0	76.0	3500	20.4	28.54
ETA 65-26	214	71.0	7.6	25.5	1080	19.9	1.01
ETA 65-26	214	72.0	18.5	43.5	1710	21.1	4.14
ETA 80-16	160	81.0	3.9	48.0	1080	44.9	0.86
ETA 80-16	160	81.0	9.4	72.0	1680	44.3	3.09
ETA 80-16	160	82.0	40.5	156.0	3500	45.4	28.54
ETA 125-26	260	81.5	12.5	170.0	1120	36.6	9.66
ETA 125-26	260	82.0	31.0	255.0	1740	35.2	35.70
ANS 40-200	192	53.0	16.0	23.5	1750	17.7	2.63
ANS 40-200	192	61.8	63.0	47.0	3500	17.9	17.75
ANS 50-200	219	69.5	21.0	47.5	1750	20.5	5.32
ANS 50-200	219	74.5	84.0	92.0	3500	20.2	38.42
ANS 65-160	172	81.0	12.6	72.0	1750	37.0	4.15
ANS 65-160	172	82.0	50.0	146.0	3500	37.5	32.97
ANS 80-250	266	71.5	29.5	116.0	1750	24.8	17.73
ANS 80-250	266	77.5	118.0	234.0	3500	24.9	131.96

As colunas constantes da Tabela 7 estão identificadas conforme descrição abaixo:

coluna	título	identificação
1	MODELO	INDICA O MODELO DA BOMBA
2	Hm'	ALTURA MANOMÉTRICA CALCULADA
3	delta Hm	DIFERENÇA PERCENTUAL ENTRE OS VALORES Hm' (CALCULADO) E Hm (CATALOGO) = $(Hm' - Hm) / Hm \cdot 100$
4	Q'	VAZÃO CALCULADA
5	delta Q	DIFERENÇA PERCENTUAL ENTRE OS VALORES Q' (CALCULADO) E Q (CATALOGO) = $(Q' - Q) / Q \cdot 100$
6	rend.'	RENDIMENTO GLOBAL CALCULADO
7	delta r	DIFERENÇA PERCENTUAL ENTRE OS VALORES rend.' (CALCULADO) E rend. (CATALOGO) DADA POR : $(rend.' - rend.) / rend. \cdot 100$
8	nq'	NÚMERO DE BRAUER CALCULADO
9	delta nq	DIFERENÇA PERCENTUAL ENTRE OS VALORES nq' (CALCULADO) E nq (CATALOGO) = $(nq' - nq) / nq \cdot 100$
10	Pot.'	POTÊNCIA REQUERIDA NO EIXO DA BOMBA CALCULADA
11	delta Pot	DIFERENÇA PERCENTUAL ENTRE OS VALORES Pot.' (CALCULADO) E

Tabela 7 : Valores calculados com o programa **"BOMBAS"** e a sua comparação com os apresentados na Tabela 6.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
MODELO	Hm'	delta Hm	Q'	delta Q	rend.'	delta r	nq'	delta nq	Pot.'	delta Pot
	(mca)	(%)	(m3/h)	(%)	(%)	(%)		(%)	(CV)	(%)
ETA 32-12	6.41	16.5	6.45	11.2	64	10.3	17.9	-5.8	0.24	17.8
ETA 32-12	27.19	20.8	13.28	5.4	64	10.3	17.9	-10.7	2.08	14.9
ETA 50-20	7.05	3.7	19.31	-17.8	64	-8.6	18.3	-11.7	0.79	-6.6
ETA 50-20	17.06	5.3	30.03	-18.8	64	-9.9	18.3	-13.2	2.97	-5.0
ETA 50-20	74.04	1.4	62.57	-17.7	64	-11.1	18.3	-10.1	26.85	-5.9
ETA 65-26	7.79	2.5	20.43	-19.9	62	-12.7	17.4	-12.4	0.95	-6.0
ETA 65-26	19.54	5.6	32.35	-25.6	62	-13.9	17.4	-17.4	3.78	-8.7
ETA 80-16	4.23	8.5	53.39	11.2	91	12.3	44.6	-0.7	0.92	7.5
ETA 80-16	10.24	8.9	83.06	15.4	91	12.3	44.6	0.8	3.48	12.5
ETA 80-16	44.46	9.8	173.04	10.9	91	11.0	44.6	-1.7	31.45	10.2
ETA 125-26	13.09	4.7	146.03	-14.1	80	-1.8	32.8	-10.4	8.84	-8.5
ETA 125-26	31.59	1.9	226.87	-11.0	80	-2.4	32.8	-6.9	33.14	-7.2
ANS 40-200	15.46	-3.4	29.32	24.8	67	26.4	20.3	14.9	2.49	-5.2
ANS 40-200	61.86	-1.8	58.64	24.8	67	8.4	20.3	13.5	19.94	12.4
ANS 50-200	20.27	-3.5	53.02	11.6	70	0.7	22.2	8.3	5.68	6.9
ANS 50-200	81.07	-3.5	106.05	15.3	70	-6.0	22.2	10.1	45.47	18.4
ANS 65-160	13.01	3.3	77.55	7.7	86	6.2	37.5	1.3	4.33	4.4
ANS 65-160	52.05	4.1	155.11	6.2	86	4.9	37.5	0.0	34.68	5.2
ANS 80-250	30.37	2.9	157.33	35.6	77	7.7	28.3	14.0	22.85	28.9
ANS 80-250	121.49	3.0	314.67	34.5	77	-0.6	28.3	13.5	182.77	38.5

Pot. (CATALOGO) DADA POR :

$$(Pot.' - Pot.) / Pot. \cdot 100$$

Na Figura 19 mostra-se um exemplo da tela final apresentada pelo programa **"BOMBAS"**, no caso, quando dos cálculos para o rotor da bomba ETA 80-16 para 3500 rpm, bem como, as curvas características apresentadas no catálogo do fabricante.

DADOS DE ENTRADA DO ROTOR DA BOMBA :

Diametro entrada: D1 (mm) = 101.38
 Diametro saida: D2 (mm) = 159.98
 Largura do rotor na saida b2 (mm) = 25.15
 Espessura da pa: e2 (mm) = 3.45
 Angulo de saida BETA2 (graus) = 28.37
 Numero de pas do rotor Z = 7
 Velocidade de rotacao N (rpm) = 3500

CONFIRMA TODOS OS DADOS DE ENTRADA (S/N) ? ==> s

RESULTADOS OBTIDOS :

Altura Manometrica: Hm = 44.46 m.c.a.
 Vazao de recalque: Q = 0.04807 m³/s (ou 173.04 m³/h)
 Rendimento da bomba: η = 91 %
 Numero de Brauer: nq = 44.6 rpm
 Potencia no eixo da bomba: N = 31.45 C.V.

DESEJA REALIZAR NOVOS CALCULOS (S/N) ? ==> s

Figura 19 : Bomba ETA 80-16 (3500 rpm): resultados de
 "BOMBAS" e catálogo do fabricante.

5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A discussão dos resultados obtidos com o programa **"BOMBAS"** será dividida em três partes, com o intuito de ajudar na análise da sua aplicabilidade e sobre a consecução dos objetivos deste trabalho.

Na primeira parte serão feitas considerações sobre a base de comparação utilizada, ou seja, os catálogos do fabricante. A fase seguinte abordará questões ligadas à observância do comportamento dos resultados de **"BOMBAS"** e dos valores dos catálogos com relação aos princípios básicos do funcionamento das bombas centrífugas, destacadamente quanto à "semelhança das máquinas hidráulicas". Finalizando, a terceira parte desta discussão abordará os aspectos inerentes à própria metodologia de cálculos adotada, através da análise das variações nas medidas dos parâmetros utilizados e sua influência nos resultados finais.

5.1. Catálogos de curvas características

A simples observação da Tabela 7, mostrada no Capítulo anterior, pode dar a idéia de que os resultados obtidos com "**BOMBAS**" são satisfatórios quanto à altura manométrica e duvidosos quanto à vazão. Entretanto, deve-se fazer uma análise mais detalhada da base de comparação utilizada, que são os resultados obtidos dos catálogos fornecidos pelo fabricante das bombas estudadas.

Uma consideração importante está baseada no fato de que as curvas características constantes nos referidos catálogos são, na verdade, construídas com base na média dos resultados de inúmeros ensaios realizados em bombas semelhantes aos modelos lá citados. Tais bombas apresentam-se com construção esmerada, e com menos imperfeições de construção.

Na realidade, sabe-se que, por mais cuidados que se tome, nem todas as bombas fabricadas possuem as mesmas características de construção. Com efeito, alterações nas dimensões, formas e rugosidades, principalmente dos rotores, são bastante freqüentes, basicamente durante a fase de fundição das peças.

Tal situação é bastante lembrada por todos os autores consultados, que admitem ser os resultados obtidos com os catálogos, indicativos daquele que se espera obter na prática; sendo que, o resultado definitivo do comportamento da bomba que se quer utilizar, somente

poderá ser obtido através da realização de ensaios em laboratório para a determinação da sua curva característica.

Nas Figuras 20, 21 e 22 pode-se observar os resultados de ensaios realizados, pelo próprio fabricante, em bombas ANS, executados segundo norma da Associação Brasileira de Normas Técnicas - ABNT.

Pode-se observar, nas figuras citadas, diversas formas de comportamento das curvas reais, discordando das teóricas. Tomando como exemplo a MEGA(ANS) 50-160 (Figura 20), o valor do rendimento ótimo é praticamente o mesmo nas duas curvas, porém defasados em relação à vazão, ocasionando diferenças para a vazão da ordem de 23% e para a altura manométrica da ordem de 15%, no ponto de melhor rendimento.

Sabe-se, entretanto, que muitas das variações apontadas nos testes podem ser corrigidas pelo fabricante, através de ajustes, principalmente nos rotores, e que a grande maioria das bombas apresenta estas variações dentro de limites considerados aceitáveis. A Tabela 8, extraída de MATTOS & FALCO(1989) apresenta as variações aceitáveis entre os resultados de testes e os contidos nos catálogos, para bombas centrífugas utilizadas em refinarias de petróleo.

Um outro aspecto a considerar nestas discussões, refere-se às imprecisões que podem ocorrer,

Figura 20 : Resultados de ensaio em bomba KSB-ANS 50-160.

Figura 21 : Resultados de ensaio em bomba KSB-ANS 65-160.

MOD. 03058

Figura 22 : Resultados de ensaio em bomba KSB-ANS 65-125.

tanto na confecção como reprodução gráfica das curvas características dos catálogos, bem como, na realização das leituras diretas dos gráficos, tal como foram realizadas. Estas condições certamente podem proporcionar erros nos valores mostrados na Tabela 6.

Desta forma, verifica-se que a comparação entre os resultados de *"BOMBAS"* e os obtidos dos catálogos deve ser vista, não como definitiva, sobre a adequação da rotina de cálculos proposta na obtenção dos resultados esperados, mas sim, como uma verificação da tendência de aproximação aos resultados corretos.

Tabela 8 : Variações aceitáveis em relação aos catálogos.

=====		
VARIAVEL	PONTO GARANTIDO	VAZÃO NULA*

carga de 0 a 500 ft	-2%	+10%
	+5%	-10%
carga de 500 a 1000 ft	-2%	+8%
	+3%	-8%
carga acima de 1000 ft	+2%	+5%
	-2%	-5%
potência	+4%	

=====

** Os percentuais negativos só são aceitáveis se a curva $H \times Q$ resultante do teste for estável.*

5.2. Comportamento de "BOMBAS" em relação à Teoria da Semelhança Hidrodinâmica das bombas

Sabe-se que as equações da Teoria da Semelhança Hidrodinâmica poderão ser aplicadas a duas ou mais máquinas hidráulicas desde que três condições, necessárias e suficientes, sejam satisfeitas:

- semelhança geométrica entre os rotores: as relações entre dimensões lineares devem ser constantes;
- semelhança cinemática: os diagramas das velocidades devem ser semelhantes geometricamente;
- semelhança dinâmica: as relações entre forças de inércia e viscosas devem ser respectivamente constantes.

Assim, no caso de uma mesma bomba, funcionando com diferentes rotações, pode-se afirmar que as condições da semelhança são obedecidas e, então, são válidas suas equações, que estão abaixo mostradas:

$$Q_2/Q_1 = N_2/N_1 \quad [20]$$

$$H_2/H_1 = (N_2/N_1)^2 \quad [21]$$

$$P_2/P_1 = (N_2/N_1)^3 \quad [22]$$

onde:

1 e 2: índices que representam duas bombas semelhantes: bomba 1 e bomba 2;

Q : vazão;

H : altura monométrica;

P : potência requerida no eixo da bomba;

N : número de rotações do rotor.

É fácil de se concluir que, neste caso, os rendimentos globais das duas bombas são idênticos, bastando observar que se dividirmos as expressões do rendimento das duas bombas, dada genericamente pela equação [23], e substituirmos os valores das relações dadas nas equações [20], [21] e [22], obteremos como resultado a unidade: $M_1 / M_2 = 1$.

$$M = \eta \cdot Q \cdot H / P \quad [23]$$

Por outro lado, MACINTYRE (1980) lembra que, somente para determinados valores da pressão e da velocidade, se consegue reduzir suficientemente as perdas de energia por atrito, por irregularidades no escoamento e por fugas na bomba, obtendo-se o rendimento (M) ótimo. Assim, afirma que, modificando-se o número de rotações para um valor (N_x) diferente daquele para a qual a bomba foi projetada (N), o rendimento diminuirá (M_x). Desta forma propõe a seguinte relação:

$$P_x / P = (N_x / N)^3 \cdot (M / M_x) \quad [24]$$

MACINTYRE(1980) apresenta, ainda, uma expressão empírica para cálculo do rendimento de uma bomba projetada para funcionar com rotação "N", que irá funcionar com rotação "N_x":

$$\eta_x = 1 - (1 - \eta) \cdot (N/N_x)^{0,1} \quad [25]$$

Outro aspecto abordado por MACINTYRE (1980) refere-se às diferenças de dimensões entre bombas semelhantes. Assim, afirma que teoricamente, bombas geometricamente semelhantes deveriam ter suas curvas semelhantes. Entretanto, em uma série de bombas semelhantes, as de menores dimensões têm rendimento mais baixo, porque a influência da espessura das pás, das folgas, da rugosidade relativa, as imperfeições e os efeitos da viscosidade são mais significativos nessas bombas do que nas maiores.

Da mesma forma como procedido no caso do rendimento, se efetuarmos a divisão das expressões do Número de Brauer (nq) de duas bombas semelhantes e empregando-se as relações dadas pelas equações [20], [21] e [22], obteremos como resultado a unidade. Isto demonstra que as bombas semelhantes entre si possuem o mesmo Número de Brauer, ou seja, a mesma rotação específica.

Tendo em vista checar as considerações acima, tanto para o programa "BOMBAS" quanto para os resultados obtidos dos catálogos foram elaboradas as Tabelas 9 e 10, respectivamente. Assim, para cada modelo de bomba estudado, partindo-se dos resultados obtidos (Q ,

Hm e nq) para a menor rotação analisada, e com o emprego das equações da teoria da semelhança, foram obtidos os valores (Q, Hm e nq) esperados para as demais rotações estudadas; que são comparados com os obtidos do programa e dos catálogos.

As colunas constantes das Tabelas 9 e 10 estão identificadas conforme descrição abaixo:

coluna	título	identificação
1	MODELO	INDICA O MODELO DA BOMBA
2	N	ROTAÇÃO DA BOMBA
3	Hm	ALTURA MANOMÉTRICA
4	Q	VAZÃO
5	nq	NÚMERO DE BRAUER
6	Hm'	ALTURA MANOMÉTR. DA SEMELHANÇA
7	dif Hm	$(Hm' - Hm) / Hm' \cdot 100$
8	Q'	VAZÃO DA SEMELHANÇA
9	dif Q	$(Q' - Q) / Q' \cdot 100$
10	nq'	NÚMERO DE BRAUER DA SEMELHANÇA
11	dif nq	$(nq' - nq) / nq' \cdot 100$

Analisando os resultados obtidos na Tabela 9, verifica-se que no programa **"BOMBAS"** houve uma quase que total concordância entre os resultados obtidos por ele e os da teoria da semelhança das máquina hidráulicas, demonstrando que a metodologia de cálculos empregada

Tabela 9 : Comparação entre os resultados de **"BOMBAS"** e os da Teoria da Semelhança de máquinas hidráulicas.

1	"BOMBAS"				SEMELHANÇA					
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
MODELO	N	Hm	Q	nq	Hm	Dif Hm	Q	Dif Q	nq	Dif nq
	(rpm)	(mca)	(m3/h)		(mca)	(%)	(m3/h)	(%)		(%)
ETA 32-12	1700	6.41	6.45	17.9						
ETA 32-12	3500	27.19	13.28	17.9	27.2	-0.07	13.3	-0.00	17.9	0.05
ETA 50-20	1080	7.05	19.31	18.3						
ETA 50-20	1680	17.06	30.03	18.3	17.1	-0.00	30.0	0.03	18.3	0.02
ETA 50-20	3500	74.04	62.57	18.3	74.0	0.00	62.6	0.01	18.3	0.01
ETA 65-26	1080	7.79	20.43	17.4						
ETA 65-26	1710	19.54	32.35	17.4	19.5	-0.06	32.3	-0.01	17.4	0.04
ETA 80-16	1080	4.23	53.39	44.6						
ETA 80-16	1680	10.24	83.06	44.6	10.2	-0.04	83.1	-0.01	44.6	0.03
ETA 80-16	3500	44.46	173.04	44.6	44.4	-0.08	173.0	-0.01	44.6	0.05
ETA 125-2	1120	13.09	146.03	32.8						
ETA 125-2	1740	31.59	226.87	32.8	31.6	0.01	226.9	-0.00	32.8	-0.01
ANS 40-20	1750	15.46	29.32	20.3						
ANS 40-20	3500	61.86	58.64	20.3	61.8	-0.03	58.6	0.00	20.3	0.02
ANS 50-20	1750	20.27	53.02	22.2						
ANS 50-20	3500	81.07	106.05	22.2	81.1	0.01	106.0	-0.01	22.2	-0.01
ANS 65-16	1750	13.01	77.55	37.5						
ANS 65-16	3500	52.05	155.11	37.5	52.0	-0.02	155.1	-0.01	37.5	0.01
ANS 80-25	1750	30.37	157.33	28.3						
ANS 80-25	3500	121.49	314.67	28.3	121.5	-0.01	314.7	-0.00	28.3	0.00

conduz a resultados teoricamente corretos. Cabe lembrar que nos cálculos propostos existe processo iterativo para a obtenção da vazão (Q) e do Número de Brauer (nq), bem como, não se utiliza as equações da teoria da semelhança.

Na Tabela 10, apesar de em alguns casos as diferenças de resultados chegarem a mais de 5% pode-se admitir haver concordância entre a teoria e a prática, podendo-se atribuir estas diferenças a imprecisões de leituras nos gráficos apresentados nos catálogos. Tais considerações reforçam as afirmações feitas no final do item 5.2. deste trabalho, referentes à comparação dos resultados de *"BOMBAS"* e dos catálogos.

Quanto ao rendimento das bombas, o roteiro de cálculos proposto apresenta o mesmo valor para bombas de mesmo " nq ". Tal fato se ajusta à Teoria da Semelhança, entretanto, não concorda com as afirmações de MACINTYRE(1980) anteriormente citadas, nem tão pouco, com os resultados obtidos pelos catálogos dos fabricantes; sendo que, destes últimos, verifica-se uma tendência de aumento do rendimento das bombas, de mesmo " nq ", quando há aumento do número de rotações por minuto. Tal fato, aliado às afirmações de MACINTYRE(1980), ver equações [24] e [25], induz a acreditar que as bombas centrífugas, apresentadas nos catálogos citados, são projetadas para 3500 rpm. Desta forma, para adequação da rotina de

Tabela 10 : Comparação entre os resultados obtidos dos catálogos do fabricante e os da Teoria da Semelhança de máquinas hidráulicas.

1 MODELO	CATALOGOS				SEMELHANCA					
	2 N (rpm)	3 Hm (mca)	4 Q (m3/h)	5 nq	6 Hm (mca)	7 Dif Hm (%)	8 Q (m3/h)	9 Dif Q (%)	10 nq	11 Dif nq (%)
ETA 32-12	1700	5.5	5.8	19.0						
ETA 32-12	3500	22.5	12.6	20.0	23.3	3.49	11.9	-5.52	19.0	-5.49
ETA 50-20	1080	6.8	23.5	20.7						
ETA 50-20	1680	16.2	37.0	21.1	16.5	1.55	36.6	-1.22	20.7	-1.79
ETA 50-20	3500	73.0	76.0	20.4	71.4	-2.22	76.2	0.21	20.7	1.73
ETA 65-26	1080	7.6	25.5	19.9						
ETA 65-26	1710	18.5	43.5	21.1	19.1	2.90	40.4	-7.74	19.9	-6.12
ETA 80-16	1080	3.9	48.0	44.9						
ETA 80-16	1680	9.4	72.0	44.3	9.4	0.39	74.7	3.57	44.9	1.51
ETA 80-16	3500	40.5	156.0	45.4	41.0	1.12	155.6	-0.29	44.9	-0.99
ETA 125-26	1120	12.5	170.0	36.6						
ETA 125-26	1740	31.0	255.0	35.2	30.2	-2.75	264.1	3.45	36.6	3.72
ANS 40-200	1750	16.0	23.5	17.7						
ANS 40-200	3500	63.0	47.0	17.9	64.0	1.56	47.0	0.00	17.7	-1.19
ANS 50-200	1750	21.0	47.5	20.5						
ANS 50-200	3500	84.0	92.0	20.2	84.0	0.00	95.0	3.16	20.5	1.59
ANS 65-160	1750	12.6	72.0	37.0						
ANS 65-160	3500	50.0	146.0	37.5	50.4	0.79	144.0	-1.39	37.0	-1.30
ANS 80-250	1750	29.5	116.0	24.8						
ANS 80-250	3500	118.0	234.0	24.9	118.0	0.00	232.0	-0.86	24.8	-0.43

cálculos proposta, verifica-se haver necessidade de se desenvolver maiores pesquisas sobre este tema; sendo uma das possibilidades a utilização das equações [24] e [25], propostas por MACINTYRE(1980).

5.3. Influência da variação dos parâmetros de cálculo utilizados em "BOMBAS"

A observação da Tabela 5, mostrada no Capítulo 4, possibilita uma melhor discussão e avaliação dos resultados mostrados na Tabela 7.

Para auxiliar na análise, apresenta-se na Tabela 11 um resumo das variações médias dos parâmetros medidos (D1, D2, b2, e2 e beta2).

Tabela 11 : Variações médias das medidas feitas nos rotores das bombas estudadas.

=====		
Parâmetro medido	% de variação média	
diâmetro externo - D2	+0,03	-0,03
diâmetro interno - D1	+0,11	-0,11
largura - b2	+1,89	-1,11
espessura da pá - e2	+7,21	-7,60
ângulo de saída - beta2	+6,72	-5,57

Verifica-se da Tabela 11 que as maiores variações nas medidas feitas ocorrem para os parâmetros espessura das pás (e_2) e ângulo de saída (β_2), com a largura do rotor (b_2) possuindo variação intermediária.

Uma primeira razão para o acima exposto pode estar fundamentada na precisão do equipamento de medição utilizado (paquímetro). Assim, sendo a menor divisão da escala de 0,05 mm, verifica-se que os erros de leitura serão crescentes das medidas do diâmetro externo ("D2" variou de 124,77 mm a 265,88 mm : erro médio de 0,013%) até a medida da espessura das pás ("e2" variou de 2,80 mm a 4,26 mm : erro médio de 0,71%).

Outra fonte de erros de leitura, que pode ser considerada, é a dificuldade crescente de realização das medidas, do parâmetro "D2" até o " β_2 ". Assim, cita-se a metodologia de medida do ângulo de saída da pá (β_2), onde o ajuste das tangentes foi realizado visualmente, com a pá situada no interior do rotor.

Finalmente, lembra-se que outra fonte de variações nas medidas dos parâmetros pesquisados, é aquela devida às imperfeições na fundição dos rotores. Com efeito, as grandezas internas dos rotores (b_2 , e_2 e β_2) são as mais suscetíveis a defeitos de fundição.

Analizando, agora, as equações utilizadas em "**BOMBAS**" para a determinação da vazão (Q) e da altura manométrica (Hm) verifica-se que:

a)- Para a determinação da altura manométrica são utilizados os parâmetros "D2" e "beta2" (ver equações [1] e [19] e a Tabela 3), sendo que a maior influência é devida a "D2" que aparece elevado ao quadrado, enquanto "beta2" aparece com expoentes menores que 1 (0,45 e 0,23). Desta forma, espera-se que ocorram pequenos erros na sua determinação.

b)- Para a determinação da vazão, entretanto, há a interferência de todos os parâmetros medidos, desde "D2" até "beta2". Para tanto, basta observar as equações [8], [9] e [10] e a Tabela 2. É interessante notar, também, que na determinação da vazão usa-se o valor calculado de "Hm", bem como, o próprio valor estimado da vazão, através do processo iterativo proposto. Desta forma, espera-se que os valores calculados para a vazão possuam maiores erros e/ou variações, em relação à realidade, tendo em vista a grande influência da variação dos valores medidos, nos resultados finais.

As Tabelas 12 e 13 ilustram as considerações acima mostrando, para as bombas estudadas, a variação nos resultados obtidos com **"BOMBAS"**, para a vazão e altura manométrica, devido a variações nos valores de entrada dos parâmetros "D2", "b2", "e2" e "beta2".

Deve-se destacar que os valores de entrada dos parâmetros foram analisados dentro dos intervalos abaixo relacionados, que se aproximam da mesma ordem de grandeza das variações de leituras, mostradas nas Tabelas 5 e 11:

$$0,999.D2 \leq D2' \leq 1,001.D2$$

$$0,95.b2 \leq b2' \leq 1,05.b2$$

$$0,90.e2 \leq e2' \leq 1,10.e2$$

$$0,90.beta2 \leq beta2' \leq 1,10.beta2$$

As colunas constantes nas Tabelas 12 e 13 estão identificadas conforme descrição a seguir:

coluna	título	identificação
1	MODELO	INDICA O MODELO DA BOMBA
2	ROTAÇÃO	INDICA EM QUANTAS ROTAÇÕES POR MINUTO FUNCIONA A BOMBA ESTUDADA
3 e 7	Hm máx	INDICA A PORCENTAGEM MAXIMA DE VARIAÇÃO, EM RELAÇÃO A MÉDIA, OBTIDA PARA A ALTURA MANOMÉTRICA, COM A VARIAÇÃO DO PARAMETRO INDICADO NA 1ª LINHA DA TABELA

4 e 8	Hm min	INDICA A PORCENTAGEM MINIMA DE VARIACAO, EM RELACAO A MEDIA, OBTIDA PARA A ALTURA MANOMETRICA, COM A VARIACAO DO PARAMETRO INDICADO NA 1ª LINHA DA TABELA
5 e 9	Q max	INDICA A PORCENTAGEM MAXIMA DE VARIACAO, EM RELACAO A MEDIA, OBTIDA PARA A VAZAO, COM A VARIACAO DO PARAMETRO INDICADO NA 1ª LINHA DA TABELA
6 e 10	Q min	INDICA A PORCENTAGEM MINIMA DE VARIACAO, EM RELACAO A MEDIA, OBTIDA PARA A VAZAO, COM A VARIACAO DO PARAMETRO INDICADO NA 1ª LINHA DA TABELA

As Figuras 23, 24, 25 e 26 mostram o comportamento da variacão da altura manométrica (Hm) e da vazão (Q) em funo da variacão dos parâmetros mencionados nas Tabelas 12 e 13, dentro dos intervalos descritos na página anterior.

Estudos de regressão linear, elaborados com auxílio do programa "LOTUS 123", mostraram que, para os intervalos de variacão adotados, as relações entre os

Tabela 12 : Influência da variação das leitura dos parâmetros D2 e b2 no resultado de Hm e Q obtidos com "BOMBAS".

1	2	PARAMETRO: D2				PARAMETRO: b2			
		3	4	5	6	7	8	9	10
MODELO	ROTACAO	Hm max	Hm min	Q max	Q min	Hm max	Hm min	Q max	Q min
	(rpm)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
ETA 32-12	1700	0.31	-0.16	0.16	-0.16	0.00	0.00	6.51	-6.36
ETA 32-12	3500	0.18	-0.22	0.15	-0.23	0.00	0.00	6.40	-6.33
ETA 50-20	1080	0.14	-0.14	0.21	-0.16	0.00	0.00	6.99	-6.37
ETA 50-20	1680	0.18	-0.23	0.17	-0.20	0.00	0.00	6.99	-6.35
ETA 50-20	3500	0.19	-0.20	0.18	-0.18	0.00	0.00	6.98	-6.36
ETA 65-26	1080	0.26	-0.13	0.15	-0.20	0.00	0.00	6.43	-6.33
ETA 65-26	1710	0.20	-0.20	0.19	-0.19	0.00	0.00	6.42	-6.33
ETA 80-16	1080	0.24	-0.24	0.19	-0.17	0.00	0.00	7.23	-7.02
ETA 80-16	1680	0.29	-0.20	0.17	-0.18	0.00	0.00	7.21	-7.03
ETA 80-16	3500	0.20	-0.18	0.17	-0.17	0.00	0.00	7.21	-7.03
ETA 125-26	1120	0.15	-0.23	0.17	-0.17	0.00	0.00	6.86	-6.71
ETA 125-26	1740	0.19	-0.22	0.17	-0.17	0.00	0.00	6.86	-6.70
ANS 40-200	1750	0.26	-0.19	0.17	-0.17	0.00	0.00	6.65	-6.51
ANS 40-200	3500	0.19	-0.19	0.19	-0.17	0.00	0.00	6.66	-6.51
ANS 50-200	1750	0.20	-0.20	0.19	-0.17	0.00	0.00	6.81	-6.62
ANS 50-200	3500	0.20	-0.20	0.18	-0.18	0.00	0.00	6.79	-6.63
ANS 65-160	1750	0.23	-0.15	0.18	-0.17	0.00	0.00	7.01	-6.83
ANS 65-160	3500	0.21	-0.19	0.17	-0.17	0.00	0.00	7.01	-6.85
ANS 80-250	1750	0.20	-0.20	0.18	-0.17	0.00	0.00	6.69	-6.55
ANS 80-250	3500	0.21	-0.20	0.17	-0.18	0.00	0.00	6.69	-6.55

Tabela 13 : Influência da variação das leitura dos parâmetros e_2 e β_2 no resultado de H_m e Q obtidos com "BOMBAS".

1 MODELO	2 ROTACAO (rpm)	PARAMETRO: e_2				PARAMETRO: β_2			
		3	4	5	6	7	8	9	10
		H_m max (%)	H_m min (%)	Q max (%)	Q min (%)	H_m max (%)	H_m min (%)	Q max (%)	Q min (%)
ETA 32-12	1700	0.00	0.00	1.55	-1.55	2.34	-2.34	1.71	-2.17
ETA 32-12	3500	0.00	0.00	1.51	-1.58	2.21	-2.43	1.73	-2.11
ETA 50-20	1080	0.00	0.00	0.41	-0.83	2.27	-2.41	1.19	-1.35
ETA 50-20	1680	0.00	0.00	0.83	-0.83	2.23	-2.40	1.13	-1.36
ETA 50-20	3500	0.00	0.00	0.83	-0.83	2.22	-2.40	1.15	-1.34
ETA 65-26	1080	0.00	0.00	0.88	-0.88	2.31	-2.31	1.18	-1.42
ETA 65-26	1710	0.00	0.00	0.87	-0.87	2.25	-2.41	1.21	-1.43
ETA 80-16	1080	0.00	0.00	1.61	-1.59	2.36	-2.36	1.52	-1.82
ETA 80-16	1680	0.00	0.00	1.60	-1.60	2.25	-2.34	1.49	-1.82
ETA 80-16	3500	0.00	0.00	1.61	-1.60	2.23	-2.38	1.50	-1.82
ETA 125-26	1120	0.00	0.00	0.86	-0.86	2.22	-2.44	0.96	-1.15
ETA 125-26	1740	0.00	0.00	0.86	-0.86	2.22	-2.41	0.96	-1.15
ANS 40-200	1750	0.00	0.00	1.19	-1.19	2.26	-2.39	1.43	-1.70
ANS 40-200	3500	0.00	0.00	1.21	-1.19	2.23	-2.41	1.43	-1.69
ANS 50-200	1750	0.00	0.00	1.30	-1.28	2.22	-2.42	1.45	-1.70
ANS 50-200	3500	0.00	0.00	1.28	-1.28	2.22	-2.41	1.44	-1.72
ANS 65-160	1750	0.00	0.00	1.07	-1.06	2.23	-2.38	1.13	-1.35
ANS 65-160	3500	0.00	0.00	1.07	-1.07	2.23	-2.40	1.13	-1.36
ANS 80-250	1750	0.00	0.00	0.83	-0.82	2.24	-2.40	1.08	-1.26
ANS 80-250	3500	0.00	0.00	0.82	-0.82	2.23	-2.40	1.08	-1.27

Variação de Hm e Q com D2 em "BOMBAS"

Bomba: ANS 50-200

Figura 23 : Gráfico da variação de "Hm" e "Q" em função da variação de "D2" para a bomba ANS 50-200.

Variação de Q com b2 em "BOMBAS"
 Bomba: ANS 50-200

Figura 24 : Gráfico da variação de "Q" em função da variação de "b2" para a bomba ANS 50-200.

Variação de Q com e2 em "BOMBAS"

Bomba: ANS 50-200

Figura 25 : Gráfico da variação de "Q" em função da variação de "e2" para a bomba ANS 50-200.

Variacão de Hm e Q c/ beta2 em "BOMBAS"
Bomba: ANS 50-200

Figura 26 : Gráfico da variao de "Hm" e "Q" em funo da variao de "beta2" para a bomba ANS 50-200.

parâmetros em questão podem ser expressas, com boa confiabilidade, através de equações do tipo:

- linear: $y = a.x + b$;
- exponencial: $y = a.x^b$

onde:

x = parâmetro estudado: "D2", "b2", "e2" e "beta2";
 y = altura manométrica "Hm" ou vazão "Q".

As equações e coeficientes de correlação obtidos para a bomba ANS 50-200 estão apresentados a seguir:

- Para variação de "D2":

$$Hm = 0,1849.D2 - 20,233 \quad (r^2 = 1)$$

$$Q = 0,4324.Q - 41,694 \quad (r^2 = 0,9999)$$

- Para variação de "b2":

$$Q = 1,9206.b2^{1,3421} \quad (r^2 = 0,9999)$$

- Para variação de "e2":

$$Q = -1,5995.e2 + 59,839 \quad (r^2 = 0,9999)$$

- Para variação de "beta2":

$$Hm = 9,6231.beta2^{0,2309} \quad (r^2 = 0,9999)$$

$$Q = 31.909.beta2^{0,1574} \quad (r^2 = 0,9994)$$

sendo: "D2", "b2" e "e2" em mm, "beta2" em graus, "Hm" em m.c.a. e "Q" em m³/h.

Destaca-se das equações acima que, com excessão daquelas obtidas para a variação de "D2", os

resultados obtidos atendem às expectativas. Assim, as influências de "b2" e "beta2" nos resultados de "Hm" e "Q" ocorrem em equações com coeficientes exponenciais diferentes da unidade e, também, no caso de "beta2", em equações trigonométricas (seno e tangente). A influência de "e2" acontece apenas na determinação do coeficiente de contração à saída do rotor, com expoente 1, caracterizando a sua linearidade (ver equação [8]). Entretanto, "D2" afeta os resultados, tanto de "Hm" como de "Q", através de equações lineares e não lineares; porém, as equações que caracterizam sua influência, mostradas na página anterior são lineares. Verificou-se, entretanto, que tal situação deve-se ao fato de que a variação dada a "D2" (+/- 0,1%) é que proporcionou a obtenção destas equações, por ser muito pequena, o que afetou o cálculo de regressão elaborado. Realizando variação de "D2" no intervalo de +/- 10% foram obtidas as seguintes equações:

$$H_m = 0,0004225.D_2^2 \quad (r^2 = 0,9999)$$

$$Q = 0,003496.D_2^{1,7863} \quad (r^2 = 0,9999)$$

Estes resultados atendem às expectativas, pois, para a altura manométrica "Hm", a influência de "D2" se dá em uma equação do segundo grau (ver equações [1] e [19]) e para a vazão "Q" o parâmetro "D2" aparece em várias equações com expoentes diferentes da unidade.

Finalizando estas considerações, destaca-se

que dentre os parâmetros analisados, aquele que apresenta maior influência no cálculo da vazão (Q) é " b_2 ", que é a largura do rotor. Com efeito, observa-se que as variações nos valores de " b_2 " acarretam mudanças no valor de " Q " da ordem de 40% superiores à dada em " b_2 " (ver Tabela 12). Tal aspecto é bastante relevante tendo em vista que em algumas das bombas estudadas as variações nas medidas deste parâmetro atingiram a mais de 5% em relação à média (ver Tabela 5). Os demais parâmetros envolvidos apresentam menores influências das variações das leituras, no resultado da vazão calculada por "**BOMBAS**"; porém, estas variações, nos casos de " e_2 " e " β_2 ", não podem ser desprezadas, pois atingem a cerca de 2% em relação à média.

Com relação ao cálculo da altura manométrica " H_m ", verifica-se que a maior influência de variações de leituras no resultado final é relativa ao parâmetro " β_2 " (ver Tabelas 5, 12 e 13). Assim, para variações nas leituras de " β_2 " da ordem de 10%, obtém-se variações no resultado de " H_m " da ordem de 2,5%. O parâmetro " D_2 ", apesar de que a variação do seu valor apresenta uma alteração no resultado final de " H_m ", ampliado em cerca de 100%, não inspira maiores preocupações, pois é o parâmetro menos sujeito a erros de leituras e a variações de medidas.

6. CONCLUSÕES

As principais conclusões oriundas dos assuntos abordados nos Capítulos anteriores podem ser resumidas como segue:

- Vislumbra-se boas perspectivas de utilização do roteiro de cálculos, e consequentemente do programa **"BOMBAS"**, na obtenção de valores orientativos para o emprego de bombas centrífugas, das quais não se conhece a sua curva característica. Tal conclusão baseia-se no fato de que os resultados obtidos, em muitos dos casos estudados, aproximam-se consideravelmente dos esperados, obtidos dos catálogos do fabricante;
- O roteiro de cálculos proposto apresenta resultados dentro dos conceitos teóricos disponíveis, mesmo com a utilização de alguns coeficientes obtidos de ensaios práticos. Entretanto, verifica-se que poderão ser acrescentadas "sub-rotinas" onde sejam incluídas outras informações que poderão influenciar os resultados finais, tais como: idade e tamanho da

bomba, condições de conservação e tipo de difusor;

- Para maior confiabilidade nos resultados de **"BOMBAS"** deve-se realizar estudos com rotores de bombas de outros fabricantes;
- A real comprovação da validade e do grau de confiabilidade das rotinas de medidas nos rotores e dos cálculos propostos, somente poderão ser obtidos com a realização de ensaios em laboratório para a determinação das curvas características das bombas estudadas. Também deverão ser realizadas determinações mais precisas do ângulo de saída das pás (β_2), com a utilização de goniômetro e com a abertura do rotor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACCORSI, PEDRO L.. Ensaios de modelos de turbinas hidráulicas. Estudos da capacitação e das precisões de medidas dos bancos de ensaios de turbinas do Centro Tecnológico de Hidráulica. São Paulo, 1985, 187p. (Mestrado - Escola Politécnica da USP).

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Ensaios de bombas hidráulicas de fluxo P-MB-778. São Paulo, IPISIS S/A, 1975.

HICKS, TYLER G; EDWARDS, THEODORE W.. Pump Applications Engineering. New York (USA), McGraw-Hill Book Company, 1971.

LINSLEY, RAY K.; FRANZINI, JOSEPH B.. Engenharia de recursos hídricos; tradução e adaptação de Luiz Americo Pastorino. São Paulo, MacGraw-Hill do Brasil, EDUSP, 1978.

- MACINTYRE, ARCHIBALD J.. Bombas e instalações de bombeamento. Rio de Janeiro, Editora Guanabara Dois S.A., 1980.
- MATTOS, E. E.; FALCO, R. de. Bombas Industriais. Rio de Janeiro, JR Editora Técnica Ltda., 1989.
- PFLEIDERER, CARL. Bombas centrífugas y turbocompressores; tradução da 4a. edição Alemã por Rafael Miravitllas Serradell. Barcelona, Editorial Labor, S.A., 1960.
- PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H.. Máquinas de fluxo; tradução de Ana Lúcia Serio de Almeida, José Abel Royo dos Santos [e] Zulcy de Souza. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, 1979.
- PIMENTA, CARLITO F.. Curso de hidráulica geral. São Paulo, laboratório de Hidráulica CTH, 1978.
- SCHULZ, HELLMUTH. Bombas; tradução espanhola por Martin Kraemer Morata. Barcelona, Editorial Labor, S.A., 1964.
- SOUZA, PODALYRO A.. Estações de recalque. In: PROGRAMA NACIONAL DE IRRIGAÇÃO. Curso de elaboração de projetos

de irrigação. Brasília, PNI/Fundação CTH, 1986.

STEPANOFF, A. J.. Centrifugal and axial flow pumps. 2a. edição. New York (USA), John Wiley & Sons, 1957.

STREETER, VICTOR L.. Mecânica dos fluidos; tradução de Celso da Silva Muniz [e outros]. São Paulo, Macgraw-Hill do Brasil, 1977.

TROSKOLANSKI, ADAM T.. Hydrometry : Theory and practice of hydraulic measurements. Oxford, Pergamon Press, 1960.

YASSUDA, E. R.; NOGAMI, P. S.. Bombas e estações elevatórias. In: CETESB. Técnica de abastecimento e tratamento de água. 2a. edição. São Paulo, CETESB, 1976.