

TESE

904

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO



(C. 840) 73

282

POP

INFLUÊNCIA DA CAVITAÇÃO E DA RECIRCULAÇÃO DE SUÇÃO SOBRE
OS CRITÉRIOS DE PROJETO E NA FIXAÇÃO DA FAIXA OPERACIONAL
DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

EMILIO AUGUSTO XAVIER

ORIENTADOR: Prof. MSc. Nelson Manzanares Filho
CO-ORIENTADOR: Prof. MSc. José Eugênio Rios Ricci

Itajubá, Julho de 1992

DEDICATÓRIA

À minha esposa MÁRCIA e filhos GUILHERME, FERNANDO e AMANDA.

AGRADECIMENTOS

Meus agradecimentos à COMPANHIA SIDERÚRGICA NACIONAL que possibilitou a minha participação no **Curso de Mestrado** e a realização desta dissertação. Em particular, ao pessoal da Gerência de Seleção e Treinamento (G.S.T.) pelo apoio fundamental recebido.

Também quero agradecer sinceramente a todos os professores e funcionários da EFEI que, de alguma maneira, me ajudaram no desenvolvimento desta dissertação. Em particular:

- Professores MSc. Nelson Manzanares Filho e MSc. José Eugênio Rios Ricci, pela valiosa orientação e pelo incentivo prestado:

- Professores Dr. Genésio José Menon e MSc. Waldir de Oliveira, pelas sugestões recebidas;

- Bibliotecária Maria Helena Martins, pelo trabalho de aquisição dos artigos técnicos estrangeiros.

RESUMO

Os fenômenos da cavitação e da recirculação de sucção que ocorrem na região da entrada de rotores de bombas centrífugas, são analisados detalhadamente no sentido de se verificar suas causas e suas consequências, descrever como eles se desenvolvem, conhecer os meios para sua detecção e previsão e saber como evitar ou controlá-los à níveis aceitáveis.

Também são estudados os efeitos desses fenômenos sobre a determinação dos parâmetros de projeto de bombas centrífugas. São identificados e comparados reciprocamente os critérios de projeto em otimizações para reduzir o NPSH requerido e para reduzir a vazão crítica de início da recirculação de sucção. Conclui-se que bombas de alto nível de energia, projetadas para terem excelentes capacidades de sucção e trabalhando com água fria, têm inevitavelmente estreitas faixas de operação estável para vazões parciais.

Finalmente, é mostrada a influência desses fenômenos e de outros fatores na fixação dos limites da faixa de operação segura e estável de bombas centrífugas. Conclui-se que a flexibilidade operacional dessas máquinas é influenciada predominantemente pela cavitação e pela recirculação interna.

SUMÁRIO

DEDICATÓRIA	I
AGRADECIMENTOS	II
RESUMO	III
SUMÁRIO	IV
SIMBOLOGIA	IX
LISTA DE FIGURAS	XVII
LISTA DE TABELAS	XXIII
<u>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO</u>	1
1.1 - Justificativa do trabalho	1
1.2 - Objetivos do trabalho	4
1.3 - Descrição dos capítulos	4
<u>CAPÍTULO 2 - CAVITAÇÃO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS</u>	7
2.1 - Introdução	7
2.2 - Definição e Critérios de avaliação	7
2.3 - Prevenção da cavitação em bombas centrífugas	9
2.3.1 - NPSH	10
2.3.2 - Altura geométrica de sucção máxima	14
2.3.3 - Coeficientes para previsão da cavitação	15
2.3.4 - Relacionamento entre $Z_{e_{máx}}$ e os coeficientes σ , S_s e S	18
2.4 - Cavitação incipiente	19
2.4.1 - Detecção experimental da cavitação incipiente	20
2.5 - Cavitação causando queda no desempenho da bomba	21
2.6 - Cavitação causando erosão na bomba	23
<u>CAPÍTULO 3 - REGIRCUÇÃO DE SUCCÃO</u>	25
3.1 - Introdução	25

3.2 - Causas da recirculação de sucção	27
3.2.1 - Fluxo reverso causado pelo descolamento do fluxo na entrada da pá	30
3.2.2 - Fluxo reverso causado pelo "stall rotativo"	31
3.3 - Efeitos da recirculação de sucção	35
3.3.1 - Análise das causas	35
3.3.2 - Fatores que influenciam a intensidade e os efeitos da recirculação de sucção	40

CAPÍTULO 4 - CRITÉRIOS DE PROJETO EM OTIMIZAÇÕES PARA REDUZIR O NPSH REQUERIDO E A VAZÃO CRÍTICA DA BOMBA 45

4.1 - Introdução	45
4.2 - Otimização para reduzir o NPSH requerido	47
4.2.1 - Ângulo de entrada do fluxo ($\beta_{0,T}$) e valores recomendados de S e S_s	48
4.2.2 - Providências adicionais para diminuir o NPSH requerido	53
4.2.3 - Indutores	56
4.2.4 - Pás estabilizantes	59
4.3 - Otimização para reduzir a vazão crítica	61
4.3.1 - Características das bombas testadas por SEN, SCHIAVELLO e BREUGELMANS	63
4.3.2 - Resultados dos testes	68
4.3.3 - Conclusões tiradas dos resultados dos testes	70
4.3.4 - Efeitos do fluxo tridimensional	71
4.3.5 - Razão de difusão do fluxo relativo e Aumento da altura de pressão aerodinâmica	72
4.3.6 - Parâmetro da bomba	74
4.4 - Análise comparativa entre as otimizações para reduzir o NPSH requerido e a vazão crítica	75

CAPÍTULO 5 - LIMITES DA FAIXA OPERACIONAL DE UMA BOMBA

GENTRÍFUGA 79

5.1 - Introdução	79
5.2 - Limite da faixa de operação para $Q > Q_n$	81
5.2.1 - Relação potência do motor/potência consumida	81
5.2.2 - Relação NPSH disponível/NPSH requerido	81
5.2.3 - Esforço radial	82
5.3 - Limite da faixa de operação para $Q < Q_n$	84
5.3.1 - Esforço radial	84
5.3.2 - Aumento da elevação de temperatura	85
5.3.3 - Relação NPSH disponível/NPSH requerido	87
5.3.4 - Recirculação interna	88
5.4 - Faixa de operação segura e estável	96

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES 98

6.1 - Conclusões	98
6.2 - Sugestões para trabalhos futuros	100

APÊNDICE A - INFORMAÇÕES COMPLEMENTARES SOBRE A CAVITAÇÃO ... 102

A.1 - Causas da diminuição da pressão na região de entrada de uma bomba centrífuga	102
A.2 - NPSH requerido para cavitação incipiente	109
A.3 - NPSH requerido para queda no desempenho da bomba - $NPSH_{R3\%}$	114
A.4 - Taxa de erosão por cavitação	119
A.5 - Vida de um rotor em cavitação	122
A.6 - Relacionamento entre os diversos tipos de $NPSH_R$ de uma bomba	128

A.7 - Meios para aumentar o NPSH disponível ou diminuir o NSPH requerido	135
--	-----

<u>APÊNDICE B - INFORMAÇÕES COMPLEMENTARES SOBRE A RECIRCULAÇÃO DE SUCÇÃO</u>	142
B.1 - Descrição da recirculação de sucção	142
B.1.1 - Bombas testadas e procedimentos experimentais	142
B.1.2 - Vazões críticas	145
B.1.3 - Pressão estática na parede do tubo de sucção	148
B.1.4 - Distribuições das componentes da velocidade na entrada	150
B.1.5 - Limites do fluxo reverso	152
B.1.6 - Distribuições da energia na entrada	154
B.1.7 - Perdas de energia devido ao fluxo reverso ..	156
B.1.8 - Instabilidade do fluxo de entrada	157
B.1.9 - Instabilidade da curva H x Q da bomba	158
B.2 - Recirculação de sucção para vazão nula	160
B.3 - Métodos de detecção da vazão crítica da bomba	163
B.3.1 - Métodos diretos	163
B.3.2 - Métodos indiretos	165
B.4 - Previsão da vazão crítica da bomba	166
B.4.1 - Influência da velocidade específica de sucção	166
B.4.2 - Influência do diâmetro externo do rotor	168
B.4.3 - Formulação empírica	169
B.4.4 - Cartas de seleção	174
B.4.5 - Vazão crítica em função da velocidade tangencial $u_{1,T}$	176
B.5 - Meios de atenuar os efeitos da recirculação de sucção.....	178
B.5.1 - Anel de desgaste com anteparo	178
B.5.2 - Recirculador de fluxo reverso	179

B.5.3 - Recomendações gerais para aplicações de bombas 181

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 183

SIMBOLOGIA

Caracteres Latinos

- A_s - área útil de entrada do rotor.
- A_2 - área de saída do rotor.
- AR - razão de aspecto do sistema de pás ($= \bar{b}/\bar{\ell}$).
- b - largura da pá no plano meridional ou coeficiente de vazão.
- C - velocidade absoluta do fluxo.
- C_s - velocidade absoluta do fluxo na sucção, medida na seção de teste no tubo de sucção ou na seção de entrada do rotor.
- C_s^* - velocidade absoluta do fluxo na seção de entrada da bomba.
- C_e - velocidade do líquido no reservatório de sucção.
- C_{LA} - coeficiente de sustentação aerodinâmico.
- C_{LA}° - carregamento aerodinâmico da pá.
- D - diâmetro do rotor ou diâmetro do eixo na caixa de vedação.
- D_h - diâmetro hidráulico do tubo de sucção.
- D_s - diâmetro de entrada do rotor ou diâmetro interno do tubo de sucção.
- d_n - diâmetro do cubo do rotor ou do eixo passante.
- F - esforço radial.
- F_{an} - força aerodinâmica normal.
- F_{as} - força aerodinâmica longitudinal.
- F_c - força de Coriolis.
- F_{cf} - força centrífuga.
- F_{PI} - fator de intensidade de potência.
- F_1 - área total de entrada entre as pás.
- F_2 - área total de descarga entre as pás.
- f_l - frequência de rotação do rotor.
- f_s - frequência do ciclo de "stall".

- g - aceleração da gravidade local.
- H - altura de elevação da bomba
- H_D - altura de pressão total na descarga.
- H_S - altura de pressão total na sucção.
- H_{suc} - altura de pressão total na seção "S" do tubo de sucção.
- H_n - valor de H para o ponto de projeto.
- $H_{pá}$ - valor teórico de H .
- H^* - perda de energia devido ao fluxo reverso na sucção.
- h_D - altura de pressão estática na descarga.
- h_s - altura de pressão estática na sucção.
- h_{suc} - altura de pressão estática na seção "S" do tubo de sucção.
- h_w - altura de pressão estática junto à parede do tubo de sucção.
- h_b - altura referente à pressão atmosférica (barométrica).
- h_v - altura referente à pressão de vapor do líquido bombeado.
- h_{fs} - perda de carga na tubulação de sucção.
- i - ângulo de incidência na entrada da pá.
- K - coeficiente de cubo.
- K^* - relação de cubo ($= dn/Ds$).
- K_m - fator de correção da VMCE.
- K_1, K_2, K_3, K_4, K_5 e K_v - fatores empíricos.
- L - Comprimento do eixo em balanço.
- L_1 - largura na entrada do canal entre as pás do rotor (no plano radial).
- L_2 - largura na saída do canal entre as pás do rotor (no plano radial).
- ℓ - corda da pá.
- ℓ_1 - comprimento do extremo arredondado na entrada da pá.
- m - massa de uma partícula líquida escoando no rotor.

- NPSH - altura de sucção positiva líquida.
- NPSE - energia de sucção positiva líquida.
- $NPSH_D$ - NPSH disponível.
- $NPSH_R$ - NPSH requerido.
- $NPSH_{RCI}$ - NPSH requerido para cavitação incipiente.
- $NPSH_{RCN}$ - NPSH requerido para cavitação nula.
- $NPSH_{RTEN}$ - NPSH requerido para taxa de erosão nula.
- $NPSH_{RTEI}$ - NPSH requerido para taxa de erosão incipiente.
- $NPSH_{RTEA}$ - NPSH requerido para taxa de erosão aceitável.
- $NPSH_{RTEM}$ - NPSH requerido para taxa de erosão máxima.
- $NPSH_{R0\%}$ - NPSH requerido para 0% de queda em H.
- $NPSH_{R3\%}$ - NPSH requerido para 3% de queda em H.
- $NPSH_{RGT}$ - NPSH requerido para cavitação total.
- n - velocidade de rotação.
- n_q e n_{qA} - velocidades específicas relativas à vazão, no sistema internacional ($n_{qA} = 10^3 \times n_q$).
- n_{qt} - velocidade específica relativa à vazão, no sistema técnico.
- n_s - velocidade específica relativa à potência, no sistema técnico.
- $n_{s(U.S.)}$ - velocidade específica relativa à potência, no sistema inglês.
- P_e - potência de eixo (= potência consumida pela bomba).
- P_{e_n} - valor de P_e para o ponto de projeto.
- p_s - pressão estática na sucção, medida na seção de teste no tubo de sucção ou na seção de entrada da bomba.

- P_{suc} - pressão estática na seção "S" do tubo de sucção.
- P_e - pressão estática no reservatório de sucção.
- P_b - pressão atmosférica (barométrica).
- P_v - pressão de vapor do líquido bombeado.
- P_a - pressão estática dentro da casca cilíndrica de raio R_a no tubo de sucção.
- P_l - pressão estática dentro da casca cilíndrica de raio R_l no tubo de sucção.
- P_A - pressão estática no ponto crítico A da face de sucção da pá.
- Q - vazão da bomba.
- Q_{cr} - vazão crítica da bomba.
- $Q_{l=0}$ - vazão de incidência nula (= vazão de entrada sem choque).
- Q_m - vazão onde ocorre o casamento entre rotor e voluta.
- Q_{min} - vazão mínima de operação admissível.
- Q_n - vazão para o ponto de projeto.
- Q_R - vazão de início da recirculação de sucção ou de descarga, a que for maior.
- Q_{RS} - vazão de início da recirculação de sucção.
- Q_{RD} - vazão de início da recirculação de descarga.
- Q_{stall} - vazão de ocorrência do "stall".
- $Q_{\eta_{m\acute{a}x}}$ - vazão do ponto de melhor rendimento.
- q - vazão de líquido mais frio injetado na entrada da bomba.
- R - raio do rotor, raio do tubo de sucção ou margem de segurança entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_{R3\%}$.
- R_a - raio médio da casca cilíndrica externa no tubo de sucção.

- R_i - raio médio da casca cilíndrica interna no tubo de sucção.
- R_{eixo} - raio do eixo passante no tubo de sucção.
- R_{rev} - raio do limite do fluxo reverso em seção transversal do tubo de sucção.
- R_s - raio de entrada do rotor ou raio interno do tubo de sucção.
- R_{csl} - raio de curvatura dos filetes líquidos no rotor.
- R_{cT} - raio de curvatura da capa externa do rotor no ponto T.
- r - direção radial no tubo de sucção.
- S - índice de sucção.
- S_s - velocidade específica de sucção.
- $S_s(U.S.)$ - valor de S_s em unidades inglesas.
- s_1 - espessura na entrada da pá.
- T - temperatura do líquido.
- t - passo do sistema de pás ($= \pi.D/z$).
- u - velocidade tangencial do rotor.
- $VMCE$ - vazão mínima contínua estável.
- w - velocidade relativa do fluxo no rotor.
- w_{ch} - componente de choque da velocidade relativa do fluxo na entrada da pá.
- w_{∞} - valor médio de w entre a entrada e a saída da pá.
- w'_1 - valor de w na entrada do canal quando ocorre a cavitação.
- x - distância axial no tubo de sucção a partir do ponto exterior T da aresta de entrada da pá.
- y - energia útil de elevação da bomba.
- z - número de pás do rotor ou direção axial no tubo de sucção.

- Z_e - altura geométrica de sucção.
- $Z_{e\text{máx}}$ - valor máximo admissível para Z_e .
- Z_s - distância entre a seção de entrada da bomba e o plano de referência.

Caracteres Gregos

- α - ângulo absoluto do fluxo no rotor ou símbolo de proporcionalidade.
- β - ângulo relativo do fluxo no rotor.
- β'' - ângulo entre a velocidade C_s e a sua componente axial C_{s_z} .
- γ - peso específico do líquido bombeado.
- δ - parâmetro que define a posição no plano meridional da aresta de entrada de pás de dupla curvatura.
- δ_r - coeficiente de giro.
- ΔH - perda interna no rotor devido à ocorrência da cavitação (= queda da altura de elevação da bomba devido à cavitação).
- Δh - depressão dinâmica causada pela espessura na entrada da pá.
- Δp - depressão dinâmica na entrada dos canais do rotor.
- η - rendimento global da bomba.
- η_h - rendimento hidráulico da bomba.
- η_n - valor de η para o ponto de projeto.
- $\eta_{\text{máx}}$ - valor máximo de η .
- θ - posição angular da medida transversal no tubo de sucção.
- $\lambda_1, \lambda_2, \lambda'_2, \lambda_3$ e λ_4 - coeficientes empíricos.
- ξ - coeficiente de perda do canal do rotor em cavitação.
- π - número irracional igual a 3,141592654.
- ρ - massa específica do líquido bombeado.

- σ - razão de solidez da pá ($= l/t_2$).
- ϕ - coeficiente de vazão.
- ψ - coeficiente de pressão.
- φ - coeficiente empírico.
- ω - velocidade angular do rotor.
- ω_v - velocidade angular do vórtice no tubo de sucção
(= velocidade angular do fluxo reverso na sucção).

Subíndices Alfabéticos

Para os parâmetros C , C_{LA} , $C_{LA} \cdot \sigma$, D , R , p , u , W , α , β e σ :

- H - refere-se ao ponto interior H da aresta de entrada da pá ou à linha de corrente que passa por esse ponto.
- M - refere-se ao ponto médio M da aresta de entrada da pá ou à linha de corrente que passa por esse ponto.
- T - refere-se ao ponto médio T da aresta de entrada da pá ou à linha de corrente que passa por esse ponto.

Para os parâmetros C , C_s e W :

- m - componente meridional.
- r - componente radial.
- u - componente tangencial.
- z - componente axial.

Subíndices Numéricos

Para os parâmetros b , C , D , R , p , u , W , α e β :

- 0 - imediatamente antes da aresta de entrada da pá.
- 1 - imediatamente após a aresta de entrada da pá.
- 2 - imediatamente antes da aresta de saída da pá.

OBS.: Uma barra sobre o símbolo significa valor médio, p.ex.:
 \bar{b} - largura média da pá no plano meridional.

CAPÍTULO 2

2.1 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 10

2.2 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 10

2.3 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 10

2.4 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 10

2.5 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 10

2.6 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 10

2.7 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 10

2.8 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 10

2.9 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 10

2.10 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 10

CAPÍTULO 3

3.1 - Representação matemática do escoamento de ... 20

3.2 - Representação matemática do escoamento de ... 20

3.3 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 20

3.4 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 20

3.5 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 20

3.6 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 20

3.7 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 20

3.8 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 20

3.9 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 20

3.10 - Perfil de velocidade na boca de sucção e na entrada de ... 20

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 2

2.1 - Perda de pressão no bocal de sucção e na entrada do rotor de uma bomba	10
2.2 - Instalações de bomba com sucção positiva e negativa	12
2.3 - Definição do plano de referência em diferentes rotores..	13
2.4 - Medida da altura geométrica de sucção Z_e	13
2.5 - Início visual e início acústico da cavitação em uma bomba	21
2.6 - Ruído, vibração e queda na altura causados pela cavitação, para os diâmetros máximo e mínimo de um rotor com uma alta velocidade específica, para $n = 1790$ r.p.m.	22
2.7 - Queda nas curvas $H \times Q$ e $\eta \times Q$ devido à cavitação	22
2.8 - Influência da relação $NPSH_D/NPSH_{R3\%}$ sobre a curva $H \times Q$ de uma bomba	23

CAPÍTULO 3

3.1 - Representação esquemática da recirculação de descarga ..	26
3.2 - Representação esquemática da recirculação de sucção	26
3.3 - Fluxo reverso causado pela separação da camada limite na entrada da pá	29
3.4 - Fluxo reverso causado pela separação da camada limite ao longo da face de sucção da pá	29
3.5 - Propagação do "stall rotativo" na grade de pás de um rotor	32
3.6 - Sequência do ciclo do "stall rotativo" em um canal do rotor	33
3.7 - Influência da velocidade de rotação e da vazão bombeada sobre a frequência do "stall rotativo"	34
3.8 - Localização da erosão por cavitação nas pás do rotor ...	36

3.9 - Cavidade de vapor no centro do tubo de sucção causada pela recirculação de sucção	39
3.10 - Classificação de bombas quanto ao nível de energia	42
3.11 - Relacionamento entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_R$ para evitar o "surge" cavitante	44

CAPÍTULO 4

4.1 - Variação aproximada do rendimento de uma bomba centrífuga em função da sua velocidade específica	46
4.2 - Triângulo de velocidades na entrada da pá para $\delta_r < 1,0$ (giro positivo na entrada)	50
4.3 - Influência do giro na entrada sobre os valores de $S_{\text{ótimo}}$ e $(\bar{\beta}_{0,T})_{\text{ótimo}}$	51
4.4 - Efeito do superdimensionamento da sucção sobre as curvas do NPSH requerido	54
4.5 - (a) Tipo comum de rotor com porca de travamento; (b) rotor roscado no eixo, permitindo a entrada do fluxo no rotor em perfeito alinhamento hidráulico	55
4.6 - Bomba centrífuga com indutor	57
4.7 - Desempenho de uma bomba com e sem indutor	57
4.8 - Curvas $NPSH_{R3\%} \times Q$ de uma bomba com e sem indutor	58
4.9 - Rotoindutor: rotor + indutor em uma só peça	59
4.10 - Choque de aceleração para a vazão de projeto, em caso de excessiva pré-rotação na entrada do rotor	60
4.11 - Bomba centrífuga com 1 pá estabilizante ocupando toda a extensão do bocal de sucção	60
4.12 - Forças atuando em uma partícula líquida em um rotor centrífugo	62
4.13 - Vistas meridional e radial dos rotores da série A	64
4.14 - Perdas de energia devido ao fluxo reverso. Seção de teste 1-1A, série de bombas E	69
4.15 - Aumento das alturas de pressão total, estática e centrífuga através dos rotores das bombas A, A1 e A2 ..	73

4.16 - "Parâmetro da bomba" (P.P.) em função da vazão crítica.	75
4.17 - Parâmetro δ definindo a posição no plano meridional da aresta de entrada de pás de dupla curvatura	76

CAPÍTULO 5

5.1 - Variação da vazão em uma bomba centrífuga	79
5.2 - Ponto de melhor rendimento de uma bomba centrífuga para uma velocidade de rotação constante	80
5.3 - Limites da faixa de operação para $Q > Q_n$, de forma que $NPSH_D \geq NPSH_R$	82
5.4 - Forças radiais para carcaça de simples voluta	83
5.5 - Esforço radial (F) em função da vazão bombeada	83
5.6 - Tipos de carcaças de bombas centrífugas	85
5.7 - Curvas de desempenho de uma bomba centrífuga incluindo a curva de elevação de temperatura do líquido bombeado..	86
5.8 - Limites da faixa de operação para $Q < Q_n$, de forma que $NPSH_D \geq NPSH_R$	87
5.9 - Representação esquemática da recirculação de descarga em bombas centrífugas	89
5.10 - "Vazão mínima contínua estável" de uma bomba centrífuga em função da velocidade específica de sucção	92
5.11 - Fator de correção da "vazão mínima contínua estável" em função da relação $NPSH_D/NPSH_{R3\%}$ e do líquido bombeado	92
5.12 - Fator empírico K_1 que leva em conta os efeitos do tamanho e da velocidade de rotação da bomba	93
5.13 - Fator empírico K_3 que leva em conta a margem entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_{R3\%}$ da bomba	94
5.14 - Orientação para operação no regime de fluxo reverso na sucção	95
5.15 - Ábaco para determinação aproximada da faixa de operação hidráulicamente estável de uma bomba centrífuga ...	96

APÊNDICE A

A.1 - Variação da pressão na entrada de uma pá, em uma grade com o passo bem amplo	104
A.2 - Distribuição da velocidade absoluta na aresta de entrada da pá de um rotor radial	105
A.3 - Representação esquemática da região de entrada de uma grade de pás	106
A.4 - Curvas $NPSH_{RC1} \times Q$ e $NPSH_{R3\%} \times Q$ de uma bomba	108
A.5 - Triângulos de velocidades na aresta de entrada da pá, para entrada sem choque e sem pré-rotação	109
A.6 - Triângulos de velocidades na entrada da pá para $Q < Q_n$..	113
A.7 - Triângulos de velocidades na entrada da pá para $Q > Q_n$..	113
A.8 - Obstrução do canal do rotor pelas bolhas de vapor da cavitação	115
A.9 - Obtenção das curvas do $NPSH_R$ de queda em H em função da vazão bombeada em teste de cavitação com vazão constante	116
A.10 - Relacionamento entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_R$ para a faixa de operação selecionada de uma bomba	118
A.11 - Variação da altura de elevação, da taxa de erosão por cavitação e do nível de pressão sonora em função do $NPSH$ disponível	121
A.12 - Limites da zona de erosão por cavitação	121
A.13 - Variação da taxa de erosão por cavitação em função da vazão bombeada	125
A.14 - Altura de elevação e nível de ruído / pulsações em função do $NPSH_D$ em um teste de cavitação	129
A.15 - Margem de segurança do $NPSH_D$ acima do $NPSH_{R3\%}$ para a vazão de projeto da bomba	130
A.16 - Vazão mínima contínua para operação sem erosão por cavitação	131
A.17 - Relacionamento entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_{RTEA}$	134
A.18 - Subresfriamento do líquido bombeado	138
A.19 - Queda da temperatura do líquido bombeado devido à injeção de água mais fria na sucção	138

A.20 - Efeito do subresfriamento sobre o $NPSH_D$ em tubulações de água	139
---	-----

APÊNDICE B

B.1 - Localização e geometria das seções transversais de teste	143
B.2 - Componentes da velocidade do fluxo na entrada	144
B.3 - Propagação do fluxo reverso ao longo do tubo de sucção..	145
B.4 - Distribuição da pressão estática na parede do tubo de sucção. Seção de teste 1-1A, série de bombas E	146
B.5 - Distribuição da pressão estática na parede do tubo de sucção. Seções de teste 1-1A e 1-1C, série de bombas A	147
B.6 - Pressão estática no tubo de sucção em função da vazão bombeada. Seção de teste 1-1A, bomba E_3	148
B.7 - Efeito do fluxo reverso em redemoinho sobre a curva $H \times Q$ da bomba A	149
B.8 - Distribuições das velocidades tangencial, axial e radial. Seção de teste 1-1A, $\theta = 80^\circ$, série de bombas A	151
B.9 - Limites do fluxo reverso. Seção de teste 1-1A, 1-1B e 1-1C, $\theta = 80^\circ, 170^\circ, 260^\circ$ e 360° , bomba A	153
B.10 - Valores médios dos limites do fluxo reverso. Seção de teste 1-1A, séries de bombas E e A	154
B.11 - Distribuições das energias cinética, estática e total. Seção de teste 1-1A, $\theta = 80^\circ$, série de bombas A	155
B.12 - Perda de energia devido ao fluxo reverso. Seção de teste 1-1 A, série de bombas A	156
B.13 - Fluxo de entrada instável. Para $X/D_h = 0,46$	158
B.14 - Desempenhos globais das bombas da série A	159
B.15 - Recirculação de sucção para vazão nula, mostrada no plano meridional	161
B.16 - Distribuições das componentes da velocidade e da vultura estática no tubo de sucção, para a condição de vazão nula	163

B.17 - Determinação da vazão crítica com o uso de uma Sonda de Pitot	164
B.18 - Pulsações de pressão na sucção em função da vazão bombeada	165
B.19 - Aumento da área do olho do rotor para reduzir o $NPSH_R$ da bomba	166
B.20 - Influência da velocidade específica de sucção sobre a vazão crítica e sobre a vazão mínima contínua estável da bomba	167
B.21 - Vistas meridional e radial de um rotor centrífugo	171
B.22 - Obtenção dos ângulos relativos na entrada ($\bar{\beta}_{1,T}$) e na saída (β_2) da pá	171
B.23 - Curva $(C_{2m}/u_2) \times \beta_2$	172
B.24 - Curva $(\bar{C}_1/u_{1,T}) \times \bar{\beta}_{1,T}$	172
B.25 - Obtenção da relação $Q_{RS}/Q_{l=0}$ a partir do ângulo de entrada das pás	174
B.26 - Curvas $(Q_{RS}/Q_{\eta máx}) \times S_s$ para velocidades específicas na faixa $9,5 < n_s < 48$	175
B.27 - Curvas $(Q_{RS}/Q_{\eta máx}) \times S_s$ para velocidades específicas na faixa $48 < n_s < 195$	175
B.28 - Obtenção da relação $Q_{RS}/Q_{l=0}$ a partir da velocidade específica de sucção da bomba	176
B.29 - Condições fluxo em uma bomba centrífuga	176
B.30 - Previsão da vazão de início do fluxo reverso na sucção em função da velocidade tangencial $u_{1,T}$	177
B.31 - Anel de desgaste com anteparo, preso à carcaça da bomba	178
B.32 - Recirculador de fluxo reverso aplicado em uma bomba convencional de aplicação industrial	179
B.33 - Recirculador de fluxo reverso aplicado em uma bomba de alta velocidade de rotação com indutor	180
B.34 - Curvas do $NPSH_R$ em função da vazão bombeada, com e sem recirculador de fluxo reverso	180
B.35 - Efeito de uma curva horizontal montada diretamente no flange de entrada de uma bomba com rotor de dupla sucção	182

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 4

4.1 - Características das bombas da série E	83
4.2 - Parâmetros adimensionais de projeto dos rotores da série A	65
4.3 - Parâmetros adimensionais de projeto dos rotores A1, A2 e A3 relativamente ao rotor A	66

APÊNDICE A

A.1 - Relação entre o $NPSH_{RCI}$ (obtido pela medição do nível de pressão sonora) e o $NPSH_{R3\%}$ para a vazão de projeto de diferentes tipos de bombas	131
A.2 - Relacionamento entre o $NPSH_{RCI}$ e o $NPSH_{R3\%}$ para vários tipos de bombas e para vazões menores, iguais e maiores que a de projeto	132
A.3 - Vazões mínimas recomendadas para bombas de alta energia, para se ter $NPSH_D > NPSH_{RTEN}$	133
A.4 - Coeficientes de vazão em função da relação $Q_{operação} / Q_n$	135

APÊNDICE B

B.1 - Posições meridionais das seções de teste e posições angulares das medições transversais	144
--	-----

CAPÍTULO 1

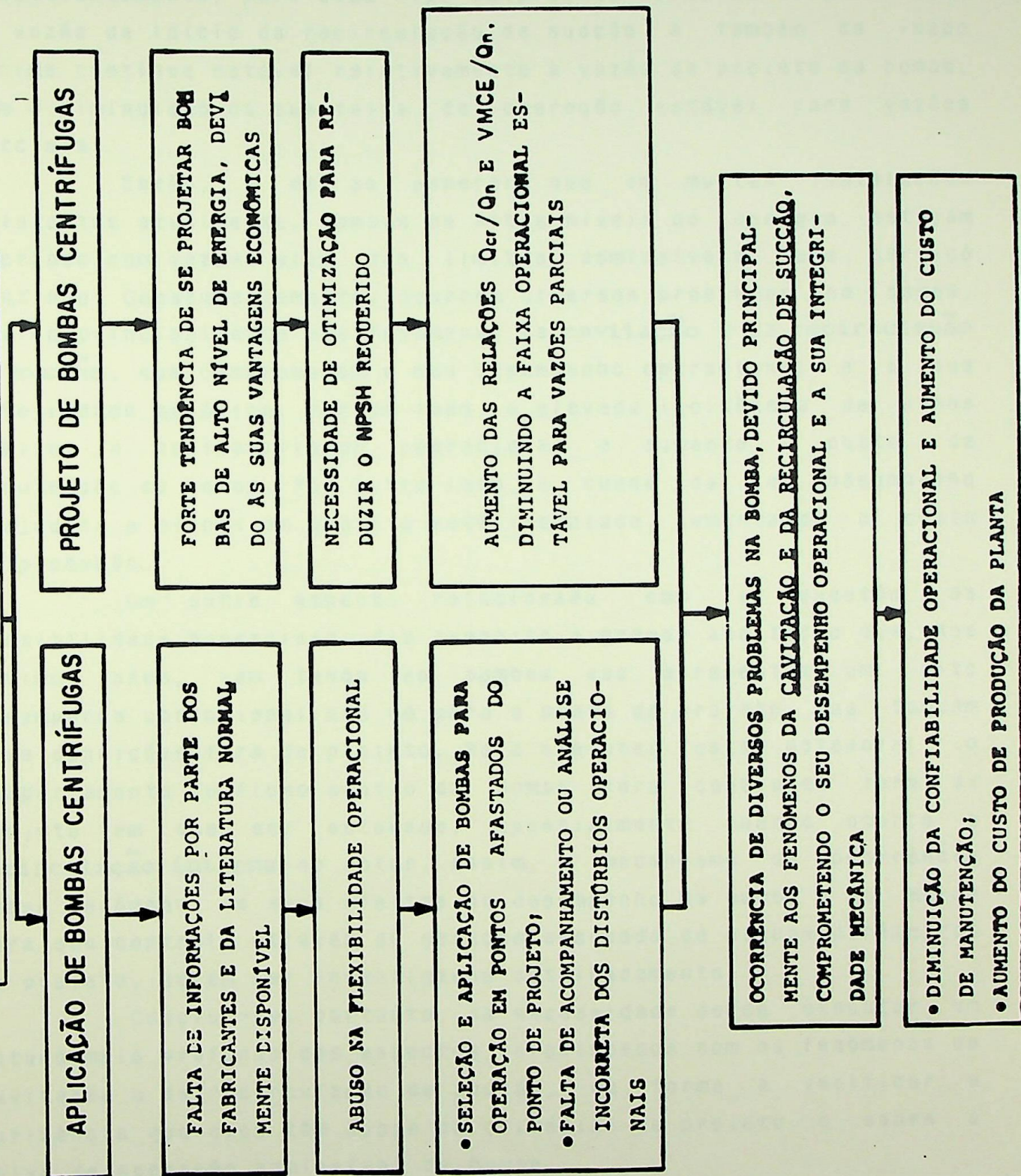
INTRODUÇÃO

1.1 - Justificativa do Trabalho (Quadro 1)

Verifica-se frequentemente entre usuários e projetistas de instalações de bombas, a seleção e compra dessas máquinas com base somente no rendimento e no custo inicial, mesmo em aplicações para operação contínua com vazões bem diferentes da de projeto. De uma forma geral, isto é devido à falta de informações nos catálogos dos fabricantes de bombas e na literatura normalmente disponível, sobre a faixa operacional realmente permitida para serviço contínuo isento de problemas. Além disso, a vazão mínima normalmente informada pelo fabricante na Folha de Dados refere-se à considerações térmicas - sendo em torno de 15 a 20% da vazão de projeto - e protege a bomba somente contra uma elevação excessiva de temperatura e não contra **operação instável**. Como consequência, ocorrem frequentemente abusos na flexibilidade operacional desse tipo de bomba durante o processo de seleção/aplicação e também no controle da sua operação, quando a vazão é variável, fazendo com que bombas sejam colocadas indiscriminadamente em operação contínua em pontos afastados à direita ou à esquerda do ponto de projeto. Para agravar a situação, também verifica-se frequentemente uma falta de acompanhamento e/ou uma análise incorreta, por parte dos usuários, dos distúrbios que ocorrem durante a operação dessas bombas.

Por outro lado, devido às vantagens econômicas, cada dia é mais frequente o projeto e aplicação de bombas de altas velocidades específicas e com elevadas velocidades de rotação, que possuem elevados valores para as relações Altura de elevação/estágio e Potência/peso. Entretanto, as bombas de **alto nível de energia** resultantes teriam elevados valores de NPSH requerido caso mantivessem a sucção projetada convencionalmente. Isto obriga os projetistas a fazerem otimizações da região de entrada das bombas para aumentar as suas capacidades de sucção, resultando em rotores com grandes valores para a relação Diâmetro de entrada/Diâmetro de saída e com as pás bem avançadas na sucção.

JUSTIFICATIVA DO TRABALHO



QUADRO I - JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Consequentemente, para esse tipo de projeto verifica-se um aumento da vazão de início da recirculação de sucção e também da vazão mínima contínua estável relativamente à vazão de projeto da bomba, com a diminuição da sua faixa de operação estável para vazões parciais.

Então, é de se esperar que em muitas instalações existentes atualmente, bombas de altos níveis de energia estejam operando com vazões além dos limites admissíveis para serviço contínuo. Consequentemente, ocorrem diversos problemas na bomba, devido principalmente aos fenômenos da **cavitação** e da **recirculação de sucção**, que comprometem o seu desempenho operacional e a sua integridade mecânica. Por um lado, a elevada incidência de danos diminui a confiabilidade operacional e aumenta o custo de manutenção da bomba. Por outro lado, a queda do seu desempenho prejudica a planta em que ela está instalada, aumentando o custo de produção.

Um outro aspecto relacionado com a questão da flexibilidade operacional diz respeito à grande aceitação que, nos últimos anos, vem tendo as bombas que apresentam um alto desempenho operacional não só para o ponto de projeto mas também para condições fora de projeto. Para explorar este potencial, o comportamento do fluxo dentro da bomba para condições fora de projeto tem que ser estudado, especialmente quando ocorre a **recirculação interna** no rotor. Assim, o mecanismo de ocorrência desse fenômeno, os seus efeitos no desempenho da bomba e os meios para seu controle através da seleção adequada de alguns parâmetros de projeto, devem ser investigados detalhadamente.

Conclui-se, portanto, da necessidade de se executar um estudo mais profundo dos aspectos relacionados com os fenômenos da cavitação e da recirculação de sucção, de forma a verificar a influência que eles têm sobre os critérios de projeto e sobre a faixa de operação admissível da bomba.

1.2 - Objetivos do Trabalho (Quadro II)

Os seguintes objetivos principais foram estabelecidos com base na justificativa anterior:

a) Estudar os fenômenos da cavitação e da recirculação de sucção, para verificar as suas causas e conseqüências, descrever como eles se desenvolvem, conhecer os meios para sua detecção e previsão e saber como evitar ou controlá-los à níveis aceitáveis;

b) Identificar e comparar os critérios de projeto em otimizações para reduzir o NPSH requerido e para reduzir a vazão de início da recirculação de sucção. Posteriormente, verificar a possibilidade de aumentar a faixa operacional estável para vazões parciais em **novos projetos** de bombas de alto nível de energia e com boa capacidade de sucção;

c) Identificar os limites da faixa operacional para serviço contínuo de bombas centrífugas. Posteriormente, determinar a **faixa de operação segura e estável** em função das características da bomba e da aplicação.

1.3 - Descrição dos Capítulos

No Capítulo 2 e no Apêndice A foi desenvolvido o assunto da cavitação em bombas centrífugas. Apesar da existência de vasta literatura sobre esse assunto, a mesma se encontra muito dispersa, principalmente na forma de artigos com objetivos bem restritos, havendo, portanto, a necessidade de se fazer uma síntese que incluísse os aspectos referentes às causas, conseqüências e meios de controle desse fenômeno. Para tanto, foi feita claramente a distinção entre a cavitação incipiente, a cavitação causando erosão e a cavitação causando queda no desempenho da bomba.

No Capítulo 3 e no Apêndice B tratou-se da recirculação de sucção em bombas centrífugas. Esse fenômeno ainda é pouco conhecido entre usuários e mesmo entre projetistas de bombas, devido a escassez de artigos sobre o assunto, chegando a não ser

nem citado em alguns livros especializados. Por essa razão, ele mereceu uma grande atenção, de forma que foram abordados detalhadamente além de suas causas e efeitos, o seu mecanismo de ocorrência e os meios para sua detecção, previsão e controle.

No Capítulo 4 pretendeu-se dar resposta à seguinte pergunta: "Bombas centrífugas projetadas para terem uma boa capacidade de sucção terão inevitavelmente uma estreita faixa de operação estável para vazões parciais?". Para isso, foram identificados e posteriormente comparados os critérios de projetos utilizados em otimização para reduzir o NPSH requerido e em otimização para reduzir a vazão de início da recirculação de sucção. A primeira otimização é bastante conhecida e normalmente utilizada por projetistas, o que não ocorre com a segunda. As conclusões tiradas sobre a mesma foram baseadas exclusivamente em resultados experimentais dos poucos autores que têm pesquisado o assunto e cuja bibliografia está disponível. Portanto, o estudo desse tema merece uma continuidade, inclusive para se obter os resultados mais recentes alcançados pelos pesquisadores.

No Capítulo 5 foram identificados os limites da faixa de operação segura e estável de bombas centrífugas. Foram vistos os principais fatores que influenciam a fixação desses limites, alguns deles amplamente divulgados e bem conhecidos entre os usuários de bombas, como por exemplo, o aumento da elevação de temperatura do líquido bombeado para vazões parciais. Também foram vistos alguns fatores, como por exemplo, a ocorrência da recirculação interna, que na prática de seleção e aplicação de bombas são normalmente ignorados devido à falta de informações pelos fabricantes e pela literatura normalmente disponível.

No Capítulo 6, inicialmente foram listadas as principais conclusões obtidas com o trabalho, especificamente com respeito à influência da cavitação e da recirculação de sucção sobre os critérios de projeto e na fixação da faixa operacional de bombas centrífugas. Posteriormente, foram feitas diversas sugestões para trabalhos futuros, em destaque a que se refere à continuidade do estudo do fenômeno da recirculação interna.

OBJETIVOS DO TRABALHO

ESTUDAR OS FENÔMENOS DA CAVITAÇÃO E DA RECIRCULAÇÃO DE SUÇÃO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS

IDENTIFICAR E COMPARAR OS CRITÉRIOS DE PROJETO EM OTIMIZAÇÕES PARA REDUZIR O $NPSH_{REQ}$ E A VAZÃO CRÍTICA

IDENTIFICAR OS LIMITES DA FAIXA OPERACIONAL PARA SERVIÇO CONTÍNUO

AUMENTAR A FAIXA OPERACIONAL ESTÁVEL EM NOVOS PROJETOS DE BOMBAS DE ALTO NÍVEL DE ENERGIA E COM BOA CAPACIDADE DE SUÇÃO

DETERMINAR A FAIXA OPERACIONAL SEGURA E ESTÁVEL DE BOMBAS EXISTENTES, EM FUNÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DA BOMBA E DA APLICAÇÃO

CAPÍTULO 2

CAVITAÇÃO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS

2.1 - Introdução

Uma bomba centrífuga operando na condição de cavitação por tempo prolongado está sujeita a ocorrência de diversos problemas, que podem afetar seriamente o seu desempenho operacional e a sua integridade mecânica. Portanto, é fundamental o conhecimento desse fenômeno, principalmente das suas causas, efeitos e meios de previsão e controle, para quem se candidata a projetar, selecionar e acompanhar a operação de bombas centrífugas. Neste capítulo é feita uma análise desses aspectos, de forma a dar subsídios aos capítulos posteriores, especificamente quando forem tratados a otimização do NPSH requerido e a fixação dos limites da faixa operacional da bomba. Após serem analisados os principais parâmetros existentes para previsão e controle da cavitação, a continuação do estudo é feita em 3 partes: cavitação incipiente, cavitação causando queda no desempenho e cavitação causando erosão na bomba. Essa divisão é importante para o desenvolvimento detalhado do assunto e foi considerada uma contribuição original ao estudo da cavitação.

2.2 - Definição e Critérios de Avaliação

Por cavitação designa-se a formação repentina de cavidades macroscópicas cheias de vapor dentro do líquido em escoamento. Ocorre cavitação sempre que a pressão em um ponto do líquido atinge um valor crítico suficientemente baixo, permitindo o crescimento por vaporização dos núcleos gasosos microscópicos existentes, com a formação de pequenas bolsas, bolhas ou cavidades - daí o nome de cavitação. Considera-se, normalmente, que essa pressão crítica de aparecimento da cavitação é igual à pressão de vapor do líquido na temperatura em que este se encontra.

Quando a pressão reinante no líquido se torna maior do que a pressão interna da bolha de vapor, as dimensões da mesma se

reduzem bruscamente, ocorrendo seu colápsio (sua condensação) e provocando um deslocamento do líquido circundante para seu interior, o que produz acelerações e variações de pressão consideráveis. Como resultado, as partículas líquidas geradas pela condensação se chocam muito rapidamente umas de encontro às outras e de encontro a qualquer superfície que se anteponha ao seu deslocamento, tendo como possível consequência o processo conhecido como **erosão por cavitação**.

Em bombas centrífugas, além dessa erosão que causa desgastes no rotor e em outras peças internas, a cavitação também pode ter as seguintes consequências:

- redução da altura de elevação, da vazão e do rendimento da bomba, podendo ocorrer a interrupção do fluxo;
- perturbações no funcionamento: pulsações de pressão e vibração da bomba;
- ruído, provocado pela "implosão" das bolhas de vapor e pelo choque das partículas líquidas condensadas contra as superfícies metálicas.

O limite permissível para a cavitação em bombas centrífugas depende de diversos fatores, tais como: condições operacionais, líquido bombeado, material do rotor e de outras peças internas, tempo durante o qual a bomba é operada em cavitação e outros. Os seguintes critérios para esse limite podem ser considerados:

- a) Início da cavitação, isto é, aparecimento das primeiras bolhas de vapor, que pode ser determinada visualmente ou com dispositivos de detecção acústica.
- b) Redução da altura de elevação da bomba em comparação com a operação isenta de cavitação, para a mesma vazão. Normalmente indica-se essa redução em porcentagem da altura de elevação nas bombas de vários estágios em porcentagem da altura do 1^o estágio.
- c) Redução do rendimento em comparação com a operação isenta de cavitação, para a mesma vazão bombeada.

- d) Ruídos ou modificações do ruído em comparação com a operação isenta de cavitação, para a mesma vazão bombeada. Esses ruídos devem ser avaliados através de medições com instrumentos.
- e) Aumento do nível de vibração da bomba em comparação com a operação isenta de cavitação, para a mesma vazão bombeada.
- f) Desgaste nas peças internas da bomba (principalmente no rotor), devido à sua operação por tempo prolongado na condição de cavitação. Esse desgaste pode ser determinado com base na redução do peso da peça, obtendo-se a taxa de erosão por cavitação.

2.3 - Prevenção da Cavitação em Bombas Centrífugas

A cavitação ocorrerá em uma bomba centrífuga se a pressão na sua sucção cair ao nível da pressão de vapor do líquido bombeado ou abaixo dela. Formam-se as bolhas de vapor, que são transportadas pelo fluxo e implodem quando a pressão torna a aumentar em algum lugar à jusante no canal entre as pás do rotor. Logo, as regiões mais perigosas relativamente à cavitação na sucção de uma bomba centrífuga, são aquelas onde as pressões são baixas, isto é, onde as velocidades são mais elevadas (Bernoulli). Conforme será visto mais a seguir, essas regiões se encontram nos canais do rotor, próximas da aresta de entrada das pás. Ver Figura 2.1.

Então, para assegurar o bombeamento de líquidos sem que ocorra cavitação, deve sempre existir suficiente energia disponível no flange de sucção da bomba, de forma que o líquido consiga atingir as pás do rotor, após ter vencido as perdas entre o flange e essas pás, sem se vaporizar. Já dentro do rotor, o líquido receberá energia das pás e sua pressão aumentará.

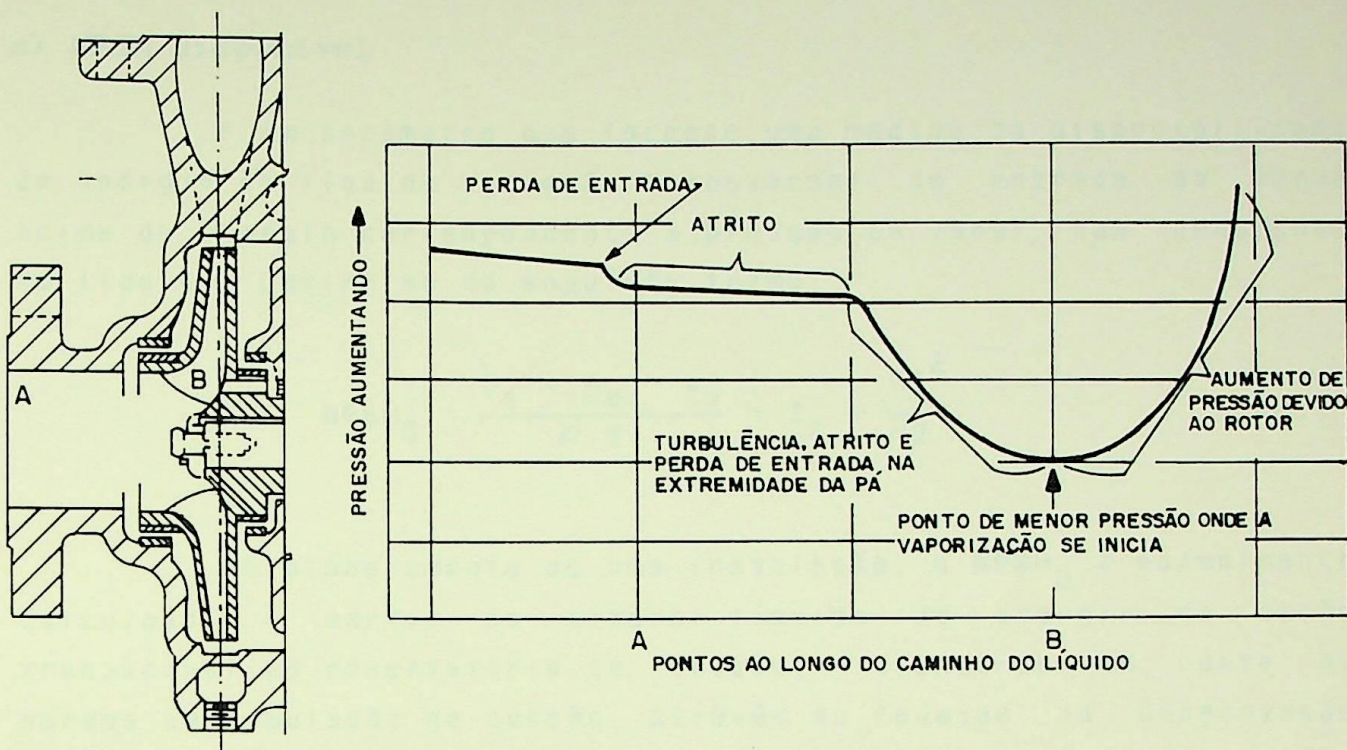


Figura 2.1 - Perda de pressão no bocal de sucção e na entrada do rotor de uma bomba. Ref.[01].

2.3.1 - NPSH

A fim de caracterizar as condições para que ocorra boa aspiração do líquido pela bomba, foi introduzida na terminologia de instalações de bombeamento o parâmetro NPSH, em inglês "Net Positive Suction Head" e traduzindo Altura de Sucção Positiva Líquida.

É necessário distinguir 2 tipos de NPSH:

- . NPSH disponível ($NPSH_D$) - é uma característica do sistema, ou melhor, da instalação de sucção da bomba.
- . NPSH requerido ($NPSH_R$) - é uma característica da bomba e depende, entre outras coisas, da sua geometria de entrada.

A seguir esses dois parâmetros serão analisados mais detalhadamente.

a) NPSH disponível

É um parâmetro que fornece uma medida da disponibilidade de energia do líquido na seção transversal de entrada da bomba acima da energia correspondente à pressão de vapor nas condições do líquido. Define-se da seguinte forma:

$$NPSH_D = \frac{p_s + p_b - p_v}{\rho \cdot g} - Z_s + \frac{C_s'^2}{2g} \quad (2.1)$$

No planejamento de uma instalação, o $NPSH_D$ é normalmente calculado a partir da altura líquida de energia na seção transversal do reservatório de sucção, levando-se em conta as perdas na tubulação de sucção. Através da Equação da Conservação de Energia e da expressão (2.1), obtém-se a seguinte expressão:

$$NPSH_D = \frac{p_e + p_b - p_v}{\rho \cdot g} - Z_e + \frac{C_e^2}{2g} - h_{fs} \quad (2.2)$$

A altura de velocidade $C_e^2/2g$ existente no reservatório é, na maioria dos casos, muito pequena e pode ser desprezada. Também, considerando reservatório aberto para a atmosfera ($p_e = 0$) e denominando

$$\frac{p_b}{\rho \cdot g} = h_b \equiv \text{altura referente à pressão atmosférica}$$

e

$$\frac{p_v}{\rho \cdot g} = h_v \equiv \text{altura referente à pressão de vapor do líquido,}$$

resulta a seguinte expressão:

$$NPSH_D = h_b - h_v - Z_e - h_{fs} \quad (2.3)$$

A altura geométrica de sucção Z_e é a distância entre o nível de líquido no reservatório de sucção e o plano de referência na bomba (ver Figuras 2.2 e 2.3). O valor de Z_e é

negativo quando o nível de líquido no reservatório está mais elevado que o plano de referência - diz-se que a bomba está "afogada" - e é positivo se o nível de líquido está abaixo do plano de referência. No caso de bombas com eixo vertical, Z_e caracteriza a altura do ponto mais elevado da aresta de entrada das pás do rotor (ver Figura 2.4a). Em bombas com eixo horizontal, pode-se também medir Z_e da mesma forma (ver Figura 2.4b), embora isto só se justifique em bombas de grande porte.

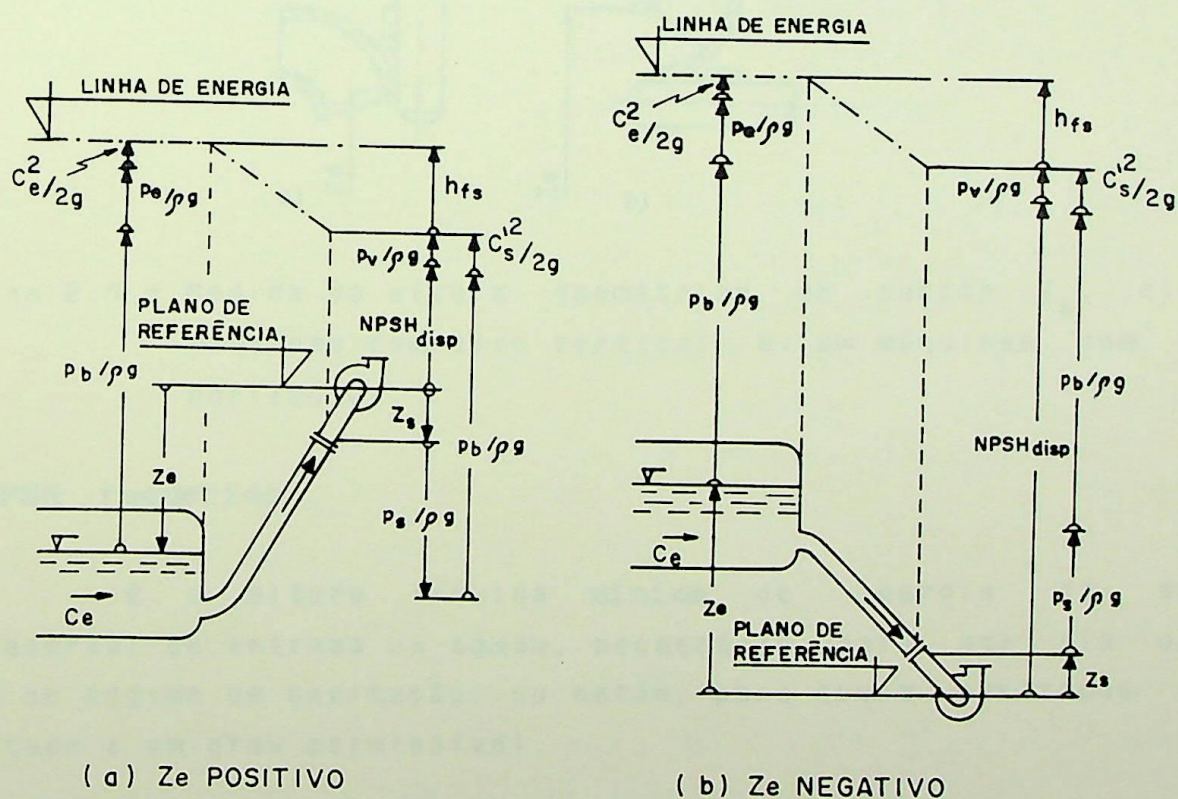


Figura 2.2 - Instalações de bomba com sucção positiva e negativa.

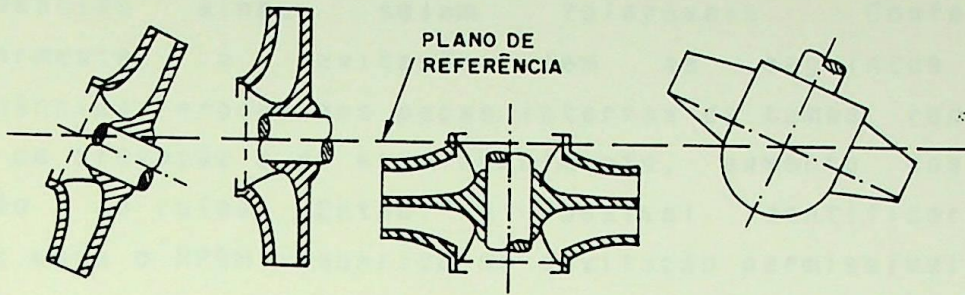


Figura 2.3 - Definição do plano de referência em diferentes rotores.

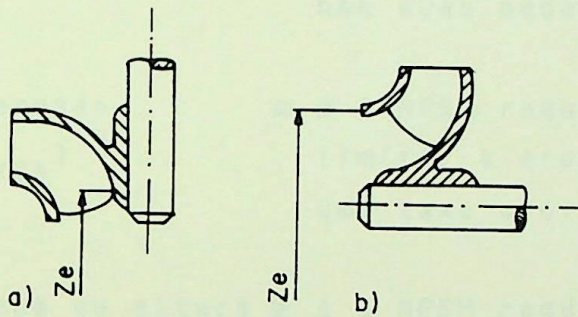


Figura 2.4 - Medida da altura geométrica de sucção Z_e . a) Em máquinas com eixo vertical; b) em máquinas com eixo horizontal.

b) NPSH requerido

É a altura líquida **mínima** de energia na seção transversal de entrada da bomba, necessária para que ela opere fora do regime de cavitação, ou então, para que a cavitação seja limitada a um grau permissível.

O início da cavitação no interior de uma bomba é caracterizado pelo seu NPSH requerido para cavitação incipiente, $NPSH_{RCI}$, que corresponde ao valor mínimo de NPSH requerido para cavitação nula, $NPSH_{RCN}$.

Limitar a cavitação a um grau permissível significa permitir o seu desenvolvimento até um estágio em que suas consequências ainda sejam toleráveis. Conforme visto anteriormente, a cavitação tem as seguintes principais consequências: erosão das peças internas da bomba, redução da sua altura de elevação e do seu rendimento, aumento dos níveis de vibração e de ruído. Então, é possível identificar diferentes valores para o NPSH requerido de cavitação permissível, como por exemplo:

$NPSH_R$ p/taxa de erosão nula ($NPSH_{RTEN}$) \equiv é o NPSH requerido pela bomba para que a cavitação não cause erosão nas suas peças internas.

$NPSH_R$ p/taxa de erosão aceitável ($NPSH_{RTEA}$) \equiv é o NPSH requerido pela bomba para limitar a erosão por cavitação à uma taxa aceitável.

$NPSH_R$ P/x% de queda da altura de elevação ou do rendimento ($NPSH_{Rx\%}$) \equiv é o NPSH requerido pela bomba para que a cavitação não reduza a sua altura de elevação (H) ou o seu rendimento (η) em mais do que uma porcentagem x definida (p.ex.: 1% ou 3% de queda de H).

c) Comparação entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_R$

O NPSH requerido da bomba deve ser fornecido pela instalação, isto é, deve ser atendido pelo NPSH disponível da instalação. O $NPSH_D$ tem que ser maior que o $NPSH_R$, pois a igualdade dos dois já indica uma situação limite.

2.3.2 - Altura geométrica de sucção máxima

O problema de se evitar ou limitar a cavitação em uma bomba centrífuga está intimamente ligado à altura geométrica de sucção máxima admissível para a instalação de bombeamento.

A partir da expressão (2.3) tem-se que:

$$Z_e = h_b - h_v - h_{fs} - NPSH_D \quad (2.4)$$

No caso limite, quando $NPSH_D = NPSH_R$,

$$Z_{e_{m\acute{a}x}} = h_b - h_v - h_{fs} - NPSH_R \quad (2.5)$$

Se $Z_{e_{m\acute{a}x}}$ for um valor positivo, ele indicará a cota máxima em que a bomba poderá ser colocada acima do nível de líquido no reservatório de sucção. Se for um valor negativo, ele indicará o afogamento mínimo necessário da bomba, isto é, a cota mínima necessária que o nível de líquido deverá estar acima da bomba. Na prática, a condição de aspiração mais desfavorável ocorre quando o reservatório de sucção está situado abaixo da bomba, daí a expressão "altura geométrica de sucção máxima".

2.3.3 - Coefficientes para previsão da cavitação

São mais comumente utilizados os seguintes coeficientes: Coeficiente de Cavitação ou Fator de Cavitação (σ), Velocidade Específica de Sucção (S_s) e índice de Sucção (S).

Estes coeficientes são empregados para caracterizar as condições de aspiração de uma bomba centrífuga e para estabelecer analogias de funcionamento de bombas semelhantes, sob o aspecto de sua capacidade de sucção. Quer dizer, o emprego desses coeficientes durante as fases de projeto e de seleção de uma bomba, permite a avaliação e previsão do seu desempenho na sucção.

É importante observar que esses coeficientes são sempre definidos para o ponto de melhor rendimento do rotor de diâmetro máximo da bomba, que é normalmente o ponto de trabalho para o qual a bomba foi projetada. As grandezas que aparecem nas expressões (2.6), (2.7), (2.8) e (2.10) a seguir, referem-se a esse ponto de projeto da bomba.

a) Fator de Cavitação (σ)

Por definição:

$$\sigma = \frac{NPSH_R}{H} \quad (2.6)$$

O fator de cavitação depende da velocidade específica da bomba e pode ser calculado, por exemplo, pela seguinte fórmula empírica, ref. [02], que foi determinada após um grande número de ensaios em bombas de projetos convencionais:

$$\sigma = \varphi \cdot n_{qt}^{4/3} = \varphi \cdot \left(\frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \right)^{4/3} \quad (2.7)$$

onde:

$\varphi = 0,0011$, para bombas centrífugas radiais, lentas e normais;

$\varphi = 0,0013$, para bombas helicoidais e hélico-axiais;

$\varphi = 0,00145$, para bombas axiais.

E também:

n em [r.p.m.);

Q em [m^3/s]. Se o rotor é de dupla sucção use $Q/2$;

H em [m]. Se a bomba tem vários estágios use H/n^2 de estágios.

É possível encontrar na literatura especializada diversas outras fórmulas empíricas e também gráficos que fornecem os valores de σ em função da velocidade específica da bomba.

b) Velocidade Específica de Sucção (S_s)

Por definição:

$$S_s = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{(NPSH_{R3\%})^{3/4}} \quad (2.8)$$

onde: n em [r.p.m.);

Q em [m^3/s]. Se o rotor é de dupla sucção use $Q/2$;

$NPSH_{R3\%}$ em [m].

A maioria das referências consultadas neste trabalho empregam a velocidade específica de sucção em unidades inglesas, $S_s(\text{U.S.})$:

$$S_s(\text{U.S.}) = 51,65 \times S_s \quad (2.9)$$

onde:

$S_s(\text{U.S.}) \equiv$ velocidade específica de sucção em unidades inglesas, com n em [r.p.m.], Q em [g.p.m] e $\text{NPSH}_{R3\%}$ em [ft].

Conforme é mostrado no Apêndice B.4, a velocidade específica de sucção também é usada como uma referência para indicar o quanto uma bomba pode operar sem problemas à esquerda do seu ponto de melhor rendimento. O valor de S_s quando usado em conjunto com outros parâmetros e características operacionais da bomba, permite a determinação da sua "vazão mínima contínua estável".

c) Índice de Sucção (S)

Por definição:

$$S = \left(\frac{n}{100} \right)^2 \cdot \frac{Q}{K \cdot (\text{NPSH}_R)^{3/2}} \quad (2.10)$$

onde:

n em [r.p.m.];

Q em [m^3/s]. Se o rotor é de dupla sucção use $Q/2$;

NPSH_R em [m];

$K \equiv$ coeficiente de cubo = $1 - \frac{d_n^2}{D_s^2}$;

$d_n \equiv$ diâmetro do cubo do rotor em balanço ou do eixo passante;

$D_s \equiv$ diâmetro de entrada do rotor.

Igualmente ao fator de cavitação e à velocidade específica de sucção, a literatura especializada também fornece valores de S (ou faixa de valores) verificados experimentalmente

em aplicações convencionais, ou então, valores otimizados de S que conduzem a valores mínimos para o $NPSH_R$ da bomba. No Capítulo 4 esse assunto será analisado mais detalhadamente.

d) Relacionamento entre σ , S_s e S

Se nas expressões (2.6), (2.7) e (2.10) ficam subtendido o emprego do $NPSH_{R3\%}$ da bomba, como o fazem alguns autores, resulta o seguinte relacionamento:

$$S_s = \frac{n \cdot Q}{\sigma^{3/4}} = (S \cdot K)^{1/2} \cdot 100 \quad (2.11)$$

Obs.: Ao se trabalhar com os coeficientes σ e S é importante se verificar para qual $NPSH$ requerido eles se referem: para o $NPSH_{RCI}$ ou para o $NPSH_{R3\%}$. As fórmulas, tabelas e gráficos encontrados na literatura especializada nem sempre dão essa informação de forma explícita.

2.3.4 - Relacionamento entre $Z_{e\text{ máx}}$ e os coeficientes σ , S_s e S

A partir das expressões (2.6), (2.8) e (2.10) e considerando o $NPSH_{R3\%}$ da bomba, obtém-se a seguinte expressão:

$$NPSH_{R3\%} = \sigma \cdot H = \left[\frac{n \cdot Q^{1/2}}{S_s} \right]^{4/3} = \left[\left(\frac{n}{100} \right)^2 \cdot \frac{Q}{K \cdot S} \right]^{2/3} \quad (2.12)$$

Combinando a expressão acima com a expressão (2.5), resulta:

$$Z_{e\text{ máx}} = h_b - h_v - h_{fs} - \sigma \cdot H \quad (2.13)$$

ou

$$Z_{e\text{ máx}} = h_b - h_v - h_{fs} - \left[\frac{n \cdot Q^{1/2}}{S_s} \right]^{4/3} \quad (2.14)$$

ou

$$Z_{e\text{máx}} = h_b - h_v - h_{fs} - \left[\left(\frac{n}{100} \right)^2 \cdot \frac{Q}{K.S} \right]^{2/3} \quad (2.15)$$

As expressões acima permitem o cálculo da altura geométrica de sucção máxima de forma que a cavitação não reduza a altura de elevação da bomba em mais do que 3%.

2.4 - Cavitação Incipiente

O início da cavitação é identificado pelo aparecimento das primeiras bolhas de vapor na entrada dos canais do rotor. Conforme visto anteriormente, isto ocorre na situação em que $NPSH_D = NPSH_{RCI}$.

Após vencer as perdas por atrito e por turbulências na tubulação de sucção, o líquido está sujeito a perdas adicionais e quedas de pressão no bocal de sucção e na entrada do rotor da bomba. A pressão adicional mínima requerida para vencer essas perdas e depressões a partir do flange de sucção da bomba representa o seu $NPSH_R$. Por exemplo, no caso de se desejar a ausência total de cavitação, representa o $NPSH_{RCI}$. Este parâmetro, portanto, depende principalmente das características de projeto da região de entrada da bomba, da velocidade de rotação e da vazão bombeada, tendo um valor mínimo em torno da vazão correspondente ao ponto de melhor rendimento da bomba. Ver Figura A.4 no Apêndice A.

Partindo de uma condição de operação sem cavitação, quando $NPSH_D > NPSH_{RCI}$, a condição de cavitação incipiente pode ser atingida de duas formas possíveis: diminuindo-se o valor do $NPSH_D$ da instalação ou aumentando-se o valor do $NPSH_{RCI}$ da bomba. Analisando as expressões (2.1) e (2.2) é fácil verificar de que forma o $NPSH_D$ pode ser diminuído alterando-se as características da instalação e do líquido. Para que essa análise possa também ser feita para o $NPSH_{RCI}$, deve-se estudar mais detalhadamente as causas da diminuição da pressão na região de entrada de uma bomba centrífuga, ou seja, entre o flange de sucção e a entrada das pás do rotor. Esse estudo é feito no Apêndice A.1.

2.4.1 - Detecção experimental da cavitação incipiente

O aparecimento das primeiras bolhas de vapor no rotor pode ser determinada em laboratório por observação visual, e isto requer a construção da bomba a ser testada ou parte dela em material transparente e a utilização de uma lâmpada estroboscópica. A não reprodução nesses materiais transparentes dos mesmos acabamentos superficiais internos do verdadeiro material de construção da bomba, invalidará os resultados do teste e o valor obtido do $NPSH_{RCI}$ não será confiável. Uma outra limitação dessa técnica é que a visualização da cavitação que ocorre na face de pressão das pás é normalmente muito difícil, quando não impossível de ser realizada. Além disso, a pequena resistência mecânica dos materiais transparentes faz com que, quase sempre, uma bomba de elevada pressão seja testada à uma velocidade de rotação reduzida ou seja substituída no teste por uma bomba menor geometricamente semelhante, de forma a diminuir a pressão gerada a um nível aceitável por tais materiais. Em geral, é recomendado a mudança da velocidade de rotação, uma vez que existem evidências que sugerem que as leis de semelhança para a cavitação são aplicáveis com mais confiança para a mudança da velocidade do que para a mudança do tamanho da bomba. Ver ref. [03].

O início da cavitação também pode ser determinado por meios acústicos, com a utilização de aparelhos que medem a alteração do nível de ruído ou do nível de pressão sonora devido à implosão das bolhas de vapor. Obtem-se, assim, o início acústico da cavitação, que normalmente coincide com o seu início visual, conforme pode ser visto na Figura 2.5 para o ponto B. Esta figura representa um teste de cavitação onde a vazão e a velocidade de rotação da bomba são mantidas constantes e o $NPSH_D$ é gradativamente diminuído. Diminuições adicionais do $NPSH_D$ a partir do ponto B, causarão um aumento da quantidade de bolhas de vapor implodindo e também do nível de ruído, sendo que este último atinge um valor máximo e depois começa a cair antes da deterioração total do desempenho da bomba (ver Figura 2.6). Existe uma forte evidência de que este pico do nível de ruído corresponde ao ponto onde a taxa de erosão por cavitação também atinge um

valor máximo. Ver Apêndice A.4.

2.5 - Cavitação Causando Queda no Desempenho da Bomba

A cavitação em bombas centrífugas, dependendo do seu grau de intensidade, pode causar a redução da altura de elevação, da vazão e do rendimento da bomba, conforme indicado nas Figuras 2.7 e 2.8. Essa deterioração das características operacionais se deve ao grande aumento das perdas no canal entre as pás, uma vez que a corrente já não se comporta da maneira prevista para funcionamento isento de cavitação. Esse assunto é mostrado mais detalhadamente no Apêndice A.3.

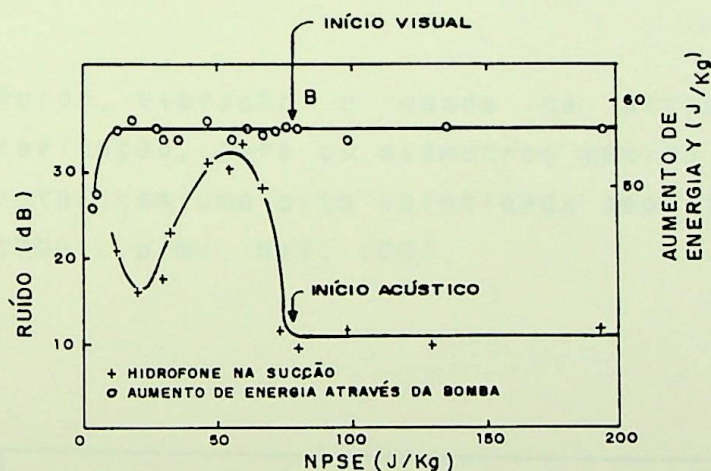


Figura 2.5 - Início visual e início acústico da cavitação de uma bomba. Ref. [04].

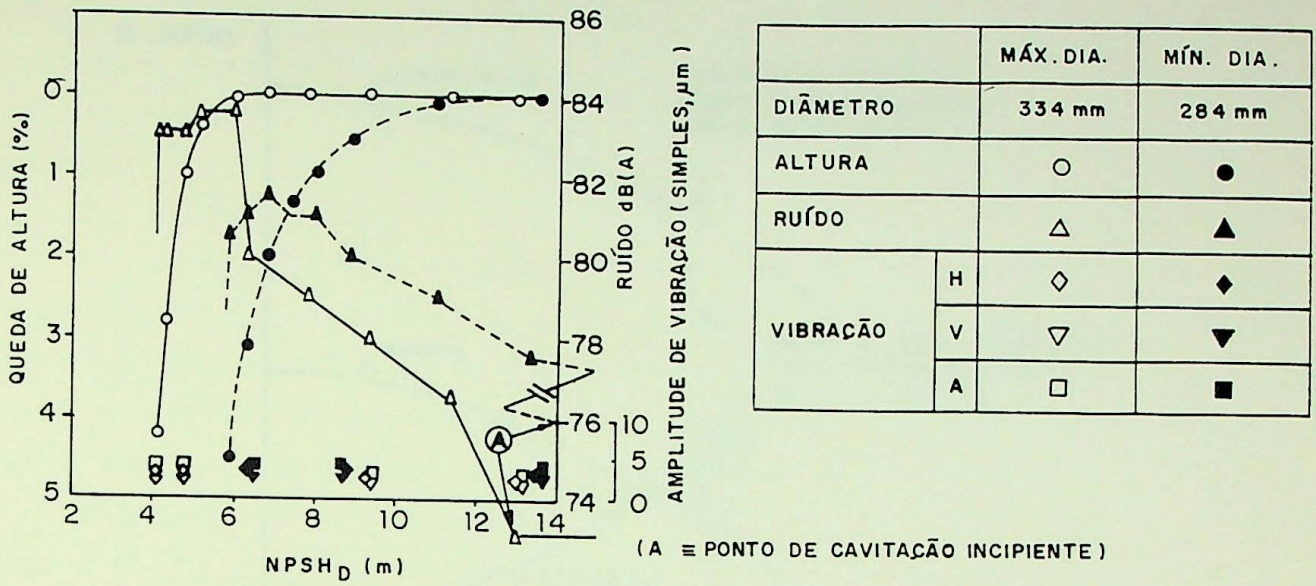


Figura 2.6 - Ruído, vibração e queda na altura causados pela cavitação, para os diâmetros máximo e mínimo de um rotor com uma alta velocidade específica, para $n = 1790$ r.p.m.. Ref. [05].

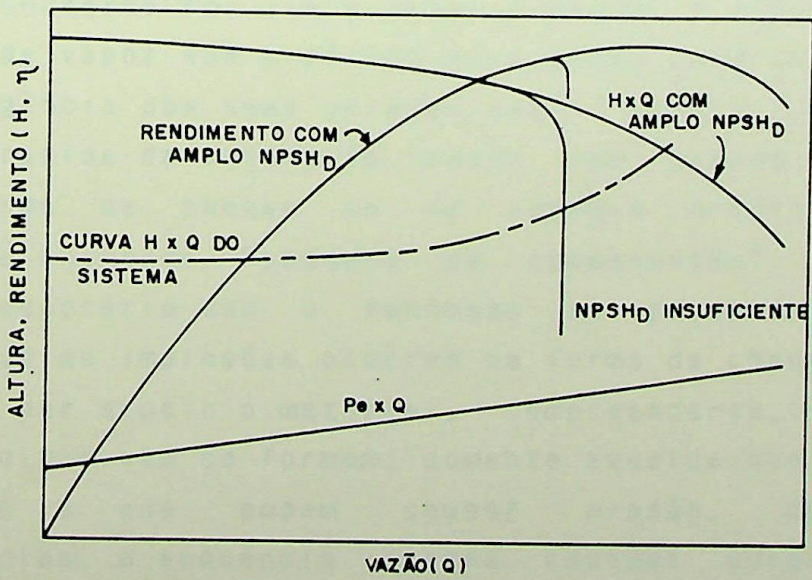


Figura 2.7 - Queda nas curvas H x Q e η x Q devido à cavitação.

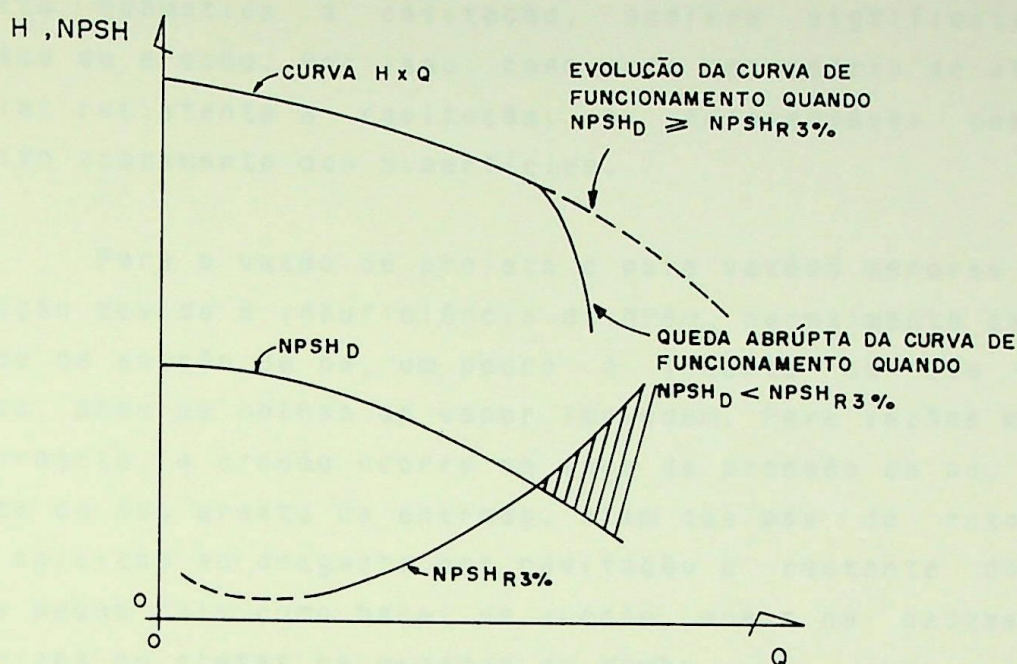


Figura 2.8 - Influência da relação $NPSH_D / NPSH_{R3\%}$ sobre a curva HxQ de uma bomba.

2.6 - Cavitação Causando Erosão na Bomba

Conforme foi visto anteriormente, o esmagamento final de uma bolha de vapor sob o efeito da pressão exterior se traduz por uma convergência das suas paredes para o centro, sendo que este movimento rápido de contração libera uma grande energia sob a forma de onda de choque ou de energia cinética do líquido, causando os chamados "choques de condensação". Para que haja erosão é necessário que o fenômeno se produza próximo a uma parede, onde as implosões ocorrem na forma de choques inelásticos que acabam por erodir o material. Compreende-se, então, que de todas as bolhas que se formam, somente aquelas que implodem junto às paredes é que podem causar erosão. Em determinadas circunstâncias, a sequência desses choques puramente mecânicos pode ocasionar em poucas horas e erosão típica da cavitação.

Se existirem ranhuras microscópicas na parede, o efeito da erosão por cavitação é mais intenso nesses pontos. Então,

qualquer entalhe, moessa, risco ou outra imperfeição na superfície metálica submetida á cavitação, acelera significativamente o processo de erosão. Por isso, caso seja necessário se utilizar um material resistente à cavitação, é indispensável assegurar um perfeito acabamento das superfícies.

Para a vazão de projeto e para vazões menores que ela, a cavitação devido à insuficiência de $NPSH_D$ normalmente causa erosão na face de sucção da pá, um pouco à jusante da sua aresta de entrada, onde as bolhas de vapor implodem. Para vazões maiores que a de projeto, a erosão ocorre na face de pressão da pá, também à jusante da sua aresta de entrada. Além das pás do rotor, também estão sujeitos ao desgaste por cavitação o restante do rotor e outras peças tais como bocal de sucção, anéis de desgaste e pás diretrizes ou aletas na entrada da bomba.

Nos Apêndices A.4 e A.5 são dadas informações complementares referentes ao processo de erosão por cavitação.

CAPÍTULO 3

RECIRCULAÇÃO DE SUÇÃO

3.1 - Introdução

Abaixo de determinadas vazões, geralmente inferiores à vazão de projeto, todas as bombas centrífugas estão sujeitas à recirculação interna do fluxo, que pode ocorrer na sucção, na descarga ou em ambos locais do rotor. As vazões de início dessas recirculações não são necessariamente coincidentes e elas podem ser controladas em parte pelo projeto do rotor. Entretanto, as recirculações não podem ser eliminadas, pois é inerente ao processo de transferência de energia no rotor que elas ocorram: com a diminuição da vazão, para algum ponto ao longo do caminho do fluxo no rotor, os níveis de energia podem tornar-se desbalanceados em tal grau que o fluxo positivo não pode mais ser mantido e ocorre uma reversão. Como o fluxo nos canais é assimétrico, devido ao efeito das pás do rotor, essa reversão inicia-se localmente na forma de células fechadas ou vórtices sobre a face de sucção das pás. Se essa célula é localizada na extremidade de saída das pás, a reversão do fluxo é chamada de "recirculação de descarga" (ver Figura 3.1) e se ela é localizada na entrada das pás, a reversão é chamada de "recirculação de sucção". Também pode ocorrer uma reversão total do fluxo da descarga para a sucção do rotor ao longo da face de sucção da pá. Neste caso, o fluxo reverso resulta do fenômeno conhecido como "stall rotativo" da fileira de pás, de forma que as recirculações de descarga e de sucção são um único fenômeno e ocorrem à uma mesma vazão.

A recirculação de sucção inicia-se entre as pás do rotor, porém, com diminuições adicionais da vazão, ela avança em direção ao bocal ou tubo de sucção e para raios mais internos da seção de entrada do rotor. Nessa situação, ocorre uma condição de fluxo entrando e saindo simultaneamente do olho do rotor, conforme mostra a Figura 3.2.

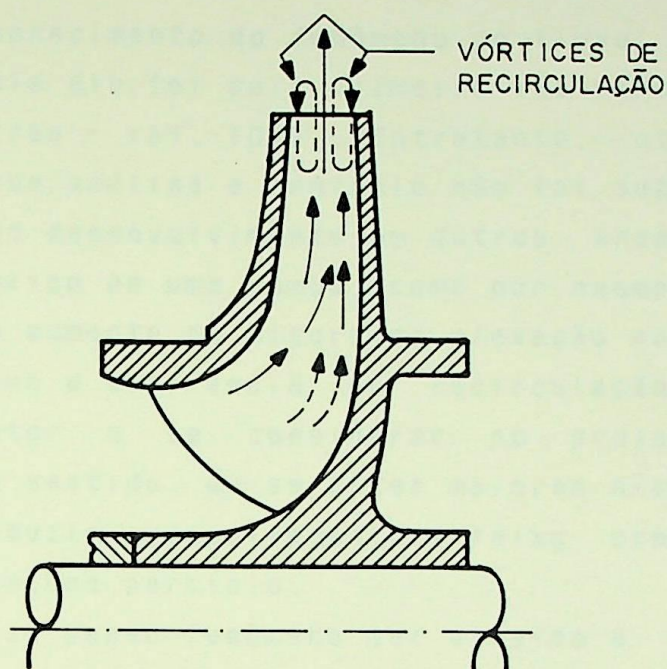


Figura 3.1 - Representação esquemática da recirculação de descarga. Ref. [06].

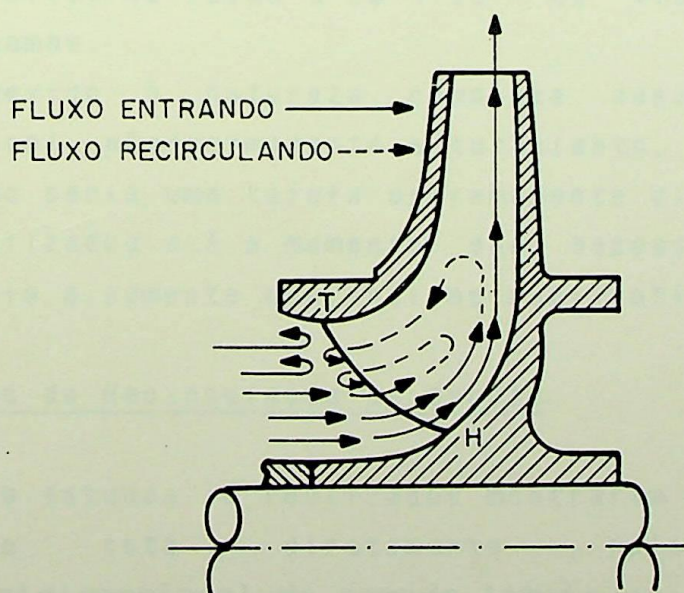


Figura 3.2 - Representação esquemática da recirculação de sucção. Ref. [06].

O conhecimento do fenômeno do fluxo reverso na sucção não é novo, pois ele foi pela primeira vez referenciado em torno de 100 anos atrás - ref. [07] . Entretanto, até a década de 60, o progresso em sua análise e controle não foi substancial devido à necessidades de desenvolvimento em outras áreas mais prementes do projeto hidráulico de uma bomba, como por exemplo, a melhoria do rendimento e o aumento da altura de elevação por estágio. Todavia, sabe-se hoje que a ocorrência da recirculação de sucção é um importante fator a se considerar no projeto de uma bomba centrífuga, no sentido de se obter maiores níveis de energia por estágio sem reduzir excessivamente a faixa operacional segura e estável para vazões parciais.

Apesar desse fenômeno ter atraído a atenção de grande número de pesquisadores em todo o mundo a partir da década de 60, foi somente na década de 80 que algumas ferramentas de uso prático foram colocadas à disposição dos usuários e projetistas de bombas para previsão com maior segurança da vazão em que ele se inicia.

A recirculação de sucção causa uma perda de energia adicional devido ao refluxo do rotor para o bocal ou tubo de sucção. Também pode causar cavitação, pulsações de pressão, aumento do nível de ruído e do nível de vibração na região de sucção da bomba.

Devido à natureza complexa desse fenômeno, que é tridimensional, não-permanente e turbulento, uma previsão teórica para o mesmo seria uma tarefa extremamente difícil. Portanto, os estudos realizados até o momento são baseados em investigações experimentais e somente uma análise qualitativa pode ser feita.

3.2 - Causas da Recirculação de Sucção

Os estudos já realizados mostraram que o fluxo reverso na sucção está diretamente relacionado com a **separação tridimensional da camada limite** na face de sucção das pás, junto à capa externa do rotor. Em essência, o início do fluxo reverso é engatilhado pela condição de incidência crítica do fluxo de entrada sobre o sistema de pás, que é alcançada e excedida

quando a vazão é continuamente reduzida. As zonas de separação formadas criam distúrbios à jusante no canal do rotor, que efetivamente providenciam um caminho muito conveniente para que o líquido a altas pressões retorne naturalmente para a zona de baixa pressão na entrada do rotor (ver Figura 3.3).

Esses estudos também mostraram que o difusor e a voluta não afetam diretamente o mecanismo de início e nem a intensidade do fluxo reverso na sucção, sendo que o próprio rotor deve ser tomado como elemento básico na análise e no controle desse fenômeno. Além disso, o início do fluxo reverso não pode ser relacionado ao aumento médio da pressão global (centrífuga + aerodinâmica) através do rotor. Entretanto, quando o gradiente de pressão das forças centrífugas é excluído e se considera exclusivamente a **pressão aerodinâmica** ($w^2/2$), ou seja, o efeito interno do rotor, torna-se possível um relacionamento entre o aumento dessa pressão e o início do fluxo reverso. Assim, rotores com grandes aumentos da pressão aerodinâmica, como por exemplo, rotores convencionais de grandes velocidades específicas ou de grandes velocidades específicas de sucção, apresentam elevados valores para a vazão de início do fluxo reverso relativamente à vazão de projeto da bomba.

A relação entre os diâmetros de entrada e de saída do rotor (D_s/D_2) influi no mecanismo de disparo e na intensidade do fluxo reverso na sucção. Em rotores de baixas velocidades específicas e de baixas velocidades específicas de sucção, onde D_s/D_2 tem pequenos valores, os efeitos aerodinâmicos nas pás são relativamente menores e o fluxo reverso resulta da separação da camada limite na entrada da pá (ver Figura 3.3). Em rotores de altas velocidades específicas ou de altas velocidades específicas de sucção, onde D_s/D_2 tem grandes valores, os efeitos aerodinâmicos tornam-se mais importantes e a geração de altura na bomba é devido predominantemente a esses efeitos, principalmente para as linhas de corrente mais próximas à capa externa do rotor. Neste caso, o fluxo reverso resulta da ocorrência do "stall rotativo" na fileira de pás, ou seja, ocorre a separação da camada limite ao longo de toda a face de sucção da pá (ver Figura 3.4). Em rotores onde existe uma transição da predominância dos efeitos

centrífugos para os efeitos aerodinâmicos, o mecanismo de disparo do fluxo reverso pode ser ou a separação na entrada da pá ou o "stall rotativo".

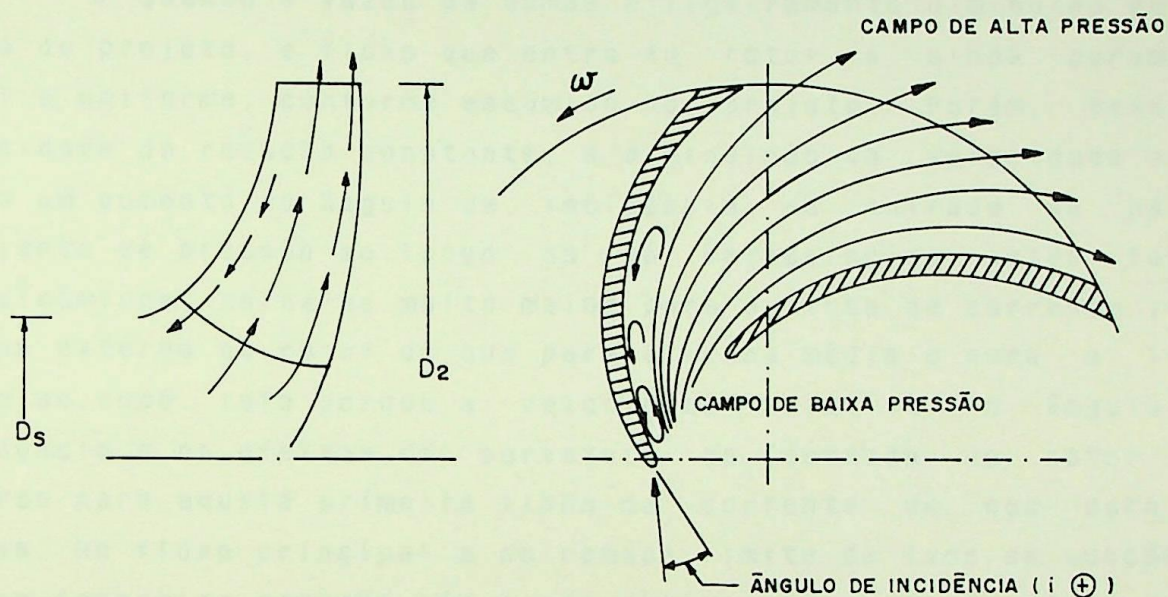


Figura 3.3 - Fluxo reverso causado pela separação da camada limite na entrada da pá. Ref. [07].

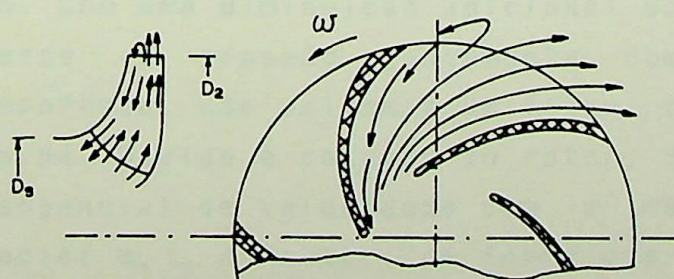


Figura 3.4 - Fluxo reverso causado pela separação da camada limite ao longo da face de sucção da pá. Ref. [07].

3.2.1 - Fluxo reverso causado pelo descolamento do fluxo na entrada da pá

O mecanismo de disparo para esse tipo de fluxo reverso pode ser descrito da seguinte maneira, conforme ref. [08]:

. Quando a vazão da bomba é ligeiramente diminuída da sua vazão de projeto, o fluxo que entra no rotor é ainda puramente axial e uniforme, conforme assumido no projeto. Porém, sendo a velocidade de rotação constante, a diminuição da velocidade axial causa um aumento do ângulo de incidência na entrada da pá. O gradiente de pressão ao longo da pá estabelecido pelas forças aerodinâmicas, torna-se muito maior para a linha de corrente junto à capa externa do rotor do que para a linha média e para a linha junto ao cubo. Isto porque a velocidade relativa, o ângulo de incidência e os efeitos da curvatura na entrada do rotor são maiores para aquela primeira linha de corrente do que para as outras. No fluxo principal e na camada limite da face de sucção da pá, as forças de pressão são ainda balanceadas pelas forças de inércia do líquido. Se a vazão é diminuída ainda mais, o gradiente de pressão junto à capa externa aumentará devido ao aumento do "carregamento aerodinâmico da pá", enquanto a velocidade na camada limite diminui, de forma que, para uma determinada vazão, esse gradiente proporciona uma força que não pode mais ser contrabalançada pelas forças de inércia. Isto significa que o limite de incidência de "stalling" foi alcançado e se inicia uma separação local da camada limite no ponto de raio mais externo da aresta de entrada. Com uma diminuição adicional da vazão, o aumento do gradiente adverso de pressão juntamente com o aumento da intensidade da separação, dão origem a um fluxo reverso junto à face de sucção da pá. Devido à rotação do rotor, este fluxo terá uma componente tangencial de velocidade com o mesmo sentido da velocidade tangencial $u_{1,T}$ do rotor, de forma que ele se apresenta no bocal ou tubo de sucção da bomba como um fluxo reverso em redemoinho.

3.2.2 - Fluxo reverso causado pelo "stall rotativo"

Em bombas centrífugas com rotores de pequeno comprimento radial, para uma determinada vazão inferior à vazão de projeto ocorre um descolamento do fluxo ao longo de toda face de sucção de algumas pás, sendo que esta região descolada gira relativamente à grade de pás, motivo pelo qual este fenômeno é denominado "descolamento girante" ou "stall rotativo".

No canal formado pelas pás onde há o descolamento, ocorre uma reversão do fluxo por um curto intervalo de tempo na região próxima à face de sucção da pá. Conseqüentemente, este fluxo reverso não é estacionário com relação às pás e sua localização muda periodicamente no rotor.

a) Propagação do "stall rotativo" numa grade de pás

Conforme descrito por PFLEIDERER e PETERMAN (09), quando o limite de "stalling" é atingido, o fluxo se descola inicialmente em uma ou algumas poucas pás, devido à existência de imperfeições em seus perfis e/ou devido à uma distribuição não-uniforme do fluxo na entrada da grade (ver pás 2 e 3 na Figura 3.5). Com isto, a vazão nos canais atingidos é reduzida e o fluxo nesta região do rotor é retardado, de forma que as partículas líquidas à montante dessa região de retenção, mostrada hachurada na Figura 3.5, serão desviadas para ambos os lados. Este desvio causa nas pás seguintes da grade um aumento do ângulo de incidência, que já estava grande, e, conseqüentemente, ocorrerá o descolamento nelas também. Nas pás situadas antes da região de retenção, o ângulo de incidência diminui e o fluxo que já tinha se descolado volta a aderir à superfície das pás. Desta forma, a região de descolamento tem um movimento relativo à grade, em sentido contrário à rotação do rotor. Entretanto, este movimento tem uma velocidade tangencial quase sempre menor que a velocidade do rotor, de modo que, visto de maneira absoluta, a região de descolamento se move no mesmo sentido de rotação do rotor e com cerca de 20 a 25% da sua velocidade.

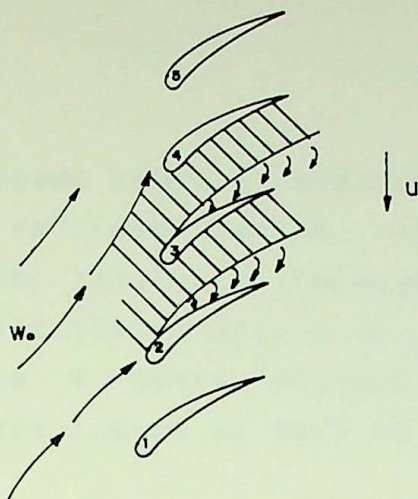


Figura 3.5 - Propagação do "stall rotativo" na grade de pás de um rotor. Ref. [09].

b) Sequência do "stall rotativo" em um canal do rotor

A seguinte sequência de ocorrências compõe um ciclo do "stall rotativo" em um canal do rotor, conforme descrito por LENNEMANN e HOWARD [10]:

- Para uma determinada vazão parcial, a camada limite na face de sucção de pá se separa, formando-se zonas mortas de líquido compostas de vórtices e que ocupam uma boa parte do canal, enquanto o fluxo ativo ocupa a área restante ao longo da face de pressão da pá adjacente. Ver fase 1 na Figura 3.6:

- Em uma fase seguinte, na qual o canal é quase inteiramente ocupado pelos vórtices, inicia-se um fluxo pulsante com esses vórtices oscilando para frente e para trás, paralelamente às pás e em um movimento periódico. Em seguida, ocorre a reversão do fluxo ao longo da face de sucção da pá e o líquido se acelera em direção à entrada do canal, saindo para fora do mesmo e reentrando em um segundo ou terceiro canal mais à montante na fileira de pás ou então indo em direção ao bocal de sucção da bomba. Ver fase 2 da Figura 3.6:

- Em seguida, ocorre uma melhoria das condições de incidência, devido ao desvio do fluxo antes da região de retenção na entrada do canal (ver observação abaixo). Assim, ocorre uma nova mudança na direção do fluxo no canal, que volta a ser inteiramente ocupado por fluxo ativo, i.é., em sentido positivo. Ver fase 3 na Figura 3.6:

OBS.: Ao mesmo tempo, a mudança do ângulo de incidência em frente da região de fluxo reverso, engatilha a separação da camada limite no canal adjacente à montante na grade. Quer dizer, ocorre uma mudança cíclica do ângulo de incidência.

• Na fase 4 desta sequência, volta a ocorrer o descolamento da camada limite na face de sucção da pá e o ciclo é repetido.

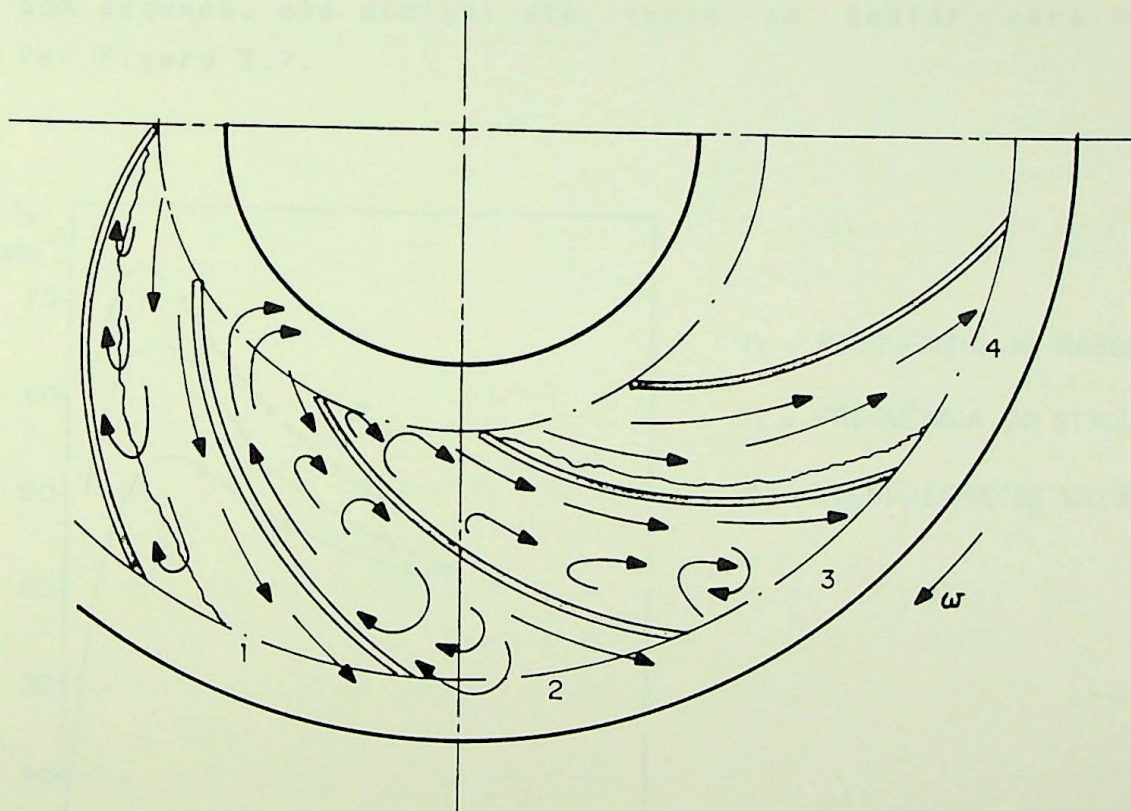


Figura 3.6 - Sequência do ciclo do "stall rotativo" em um canal do rotor. Ref. [10].

c) Frequência do "stall rotativo"

Verificou-se experimentalmente - ref. [10] - que a frequência do "stall rotativo" em um determinado canal é sempre menor que a frequência do rotor, ou seja, o tempo gasto entre as fases 1 e 4 do ciclo mostrado na Figura 3.6 é maior que o tempo necessário para o canal completar um ciclo de rotação. Também, as fases do ciclo de stall duram um curto período de tempo (uma fração do ciclo de rotação) e ocorrem em diferentes posições angulares no rotor a cada novo ciclo. Daí o fato já mencionado de

que o fluxo reverso nos canais não é estacionário com respeito às pás, com sua localização mudando periodicamente no rotor.

De uma forma geral, mantendo-se a vazão constante, se a velocidade de rotação é aumentada a frequência do stall também aumenta. Com a diminuição da vazão abaixo da vazão de início do descolamento e mantendo-se a velocidade de rotação constante, a frequência do stall primeiro aumenta e depois, a partir de uma vazão bem pequena, ela diminui até quase se anular para vazão nula. Ver Figura 3.7.

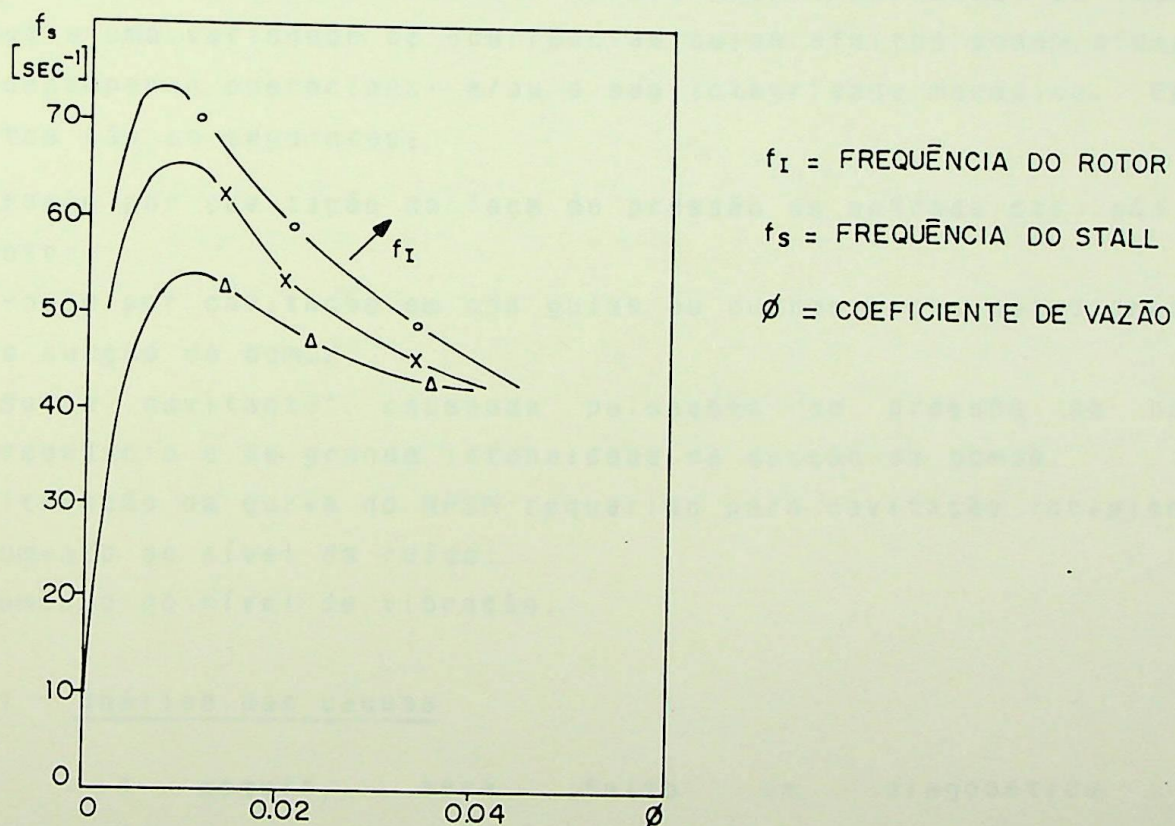


Figura 3.7 - Influência da velocidade de rotação e da vazão bombeada sobre a frequência do "stall rotativo".

Ref. [10].

Verifica-se, portanto, que o aumento da velocidade de rotação ou a diminuição da vazão bombeada reduz o tempo necessário para que se complete um ciclo de stall em cada canal do rotor.

Como consequência, para um certo intervalo de tempo (por ex., 1 seg), ocorrerá um maior número de ciclos de stall em um determinado canal, que passará assim um maior tempo total em situação de fluxo reverso. Esse tempo total é a soma dos intervalos de tempo que dura a fase de fluxo reverso em cada ciclo de stall.

3.3 - Efeitos da Recirculação de Sucção

A operação de uma bomba na faixa de vazões onde ocorre a recirculação de sucção durante prolongados períodos de tempo, conduz a uma variedade de ocorrências cujos efeitos podem afetar o seu desempenho operacional e/ou a sua integridade mecânica. Esses efeitos são os seguintes:

- Erosão por cavitação na face de pressão da entrada das pás do rotor;
- Erosão por cavitação em pás guias ou outras peças estacionárias na sucção da bomba;
- "Surge cavitante" causando pulsações de pressão de baixa frequência e de grande intensidade na sucção da bomba;
- Alteração da curva do NPSH requerido para cavitação incipiente;
- Aumento do nível de ruído;
- Aumento do nível de vibração.

3.3.1 - Análise das causas

A seguir, será feito um diagnóstico dos efeitos/sintomas da recirculação de sucção.

a) ~~Erosão~~ por cavitação na face de pressão da entrada das pás do rotor

Foi visto que o fluxo reverso no bocal ou tubo de sucção é o efeito externo de uma reversão que está ocorrendo entre as próprias pás do rotor. Segundo FRASER [11] [12], na face cisalhante entre o fluxo entrando no rotor e o fluxo reverso

próximo à sua capa externa, produz-se um vórtice local, que está preso no sistema de pás e gira com ele. A alta velocidade no núcleo deste vórtice causa um significativo abaixamento da pressão estática, podendo vir a ocorrer a vaporização local do líquido. Além disso, este vórtice se desloca para a face de pressão da pá na entrada do canal, onde se choca e pode causar uma severa erosão por cavitação. Isto ocorre em algumas ou todas as pás do rotor, na região central entre o cubo e a capa externa.

Este tipo de cavitação não deve ser confundido com a "cavitação clássica" resultante da desigualdade $NPSH_D < NPSH_R$. Em muitos casos, a existência de uma não tem nada a ver com a outra. Inclusive, nos casos de recirculação com muita intensidade, um aumento no $NPSH_D$ pode não ter nenhum efeito para se impedir a cavitação causada pelos vórtices.

A propósito, a localização da erosão na entrada das pás do rotor é uma excelente ferramenta de diagnóstico para se identificar a causa desse dano. Se a erosão for no lado visível (face de sucção) das pás, a causa é a "cavitação clássica"; agora, se ela for no lado escondido (face de pressão) das pás e só puder ser vista com o auxílio de um pequeno espelho, a causa é a cavitação devido à recirculação de sucção. Ver Figura 3.8.

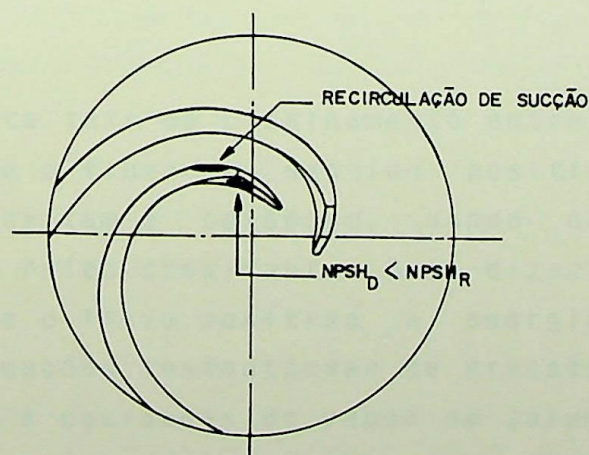


Figura 3.8 - Localização da erosão por cavitação nas pás do rotor. Ref. [11].

b) Erosão por cavitação em pás guias ou outras peças estacionárias na sucção da bomba

Também foi visto que a redução da vazão abaixo da vazão crítica da bomba força o fluxo reverso em redemoinho para regiões mais à montante da entrada do rotor. Logo, qualquer peça estacionária existente na sucção da bomba, tal como pás guias ou aletas radiais, poderá sofrer uma severa erosão por cavitação onde ocorrerem os choques com o fluxo reverso.

c) "Surge" de baixa frequência e ruído crepitante aleatório na sucção da bomba

Quando um intenso fluxo reverso em redemoinho é acompanhado por um $NPSH_D$ relativamente baixo, pode ocorrer um dos seguintes fenômenos: a) a formação de trilhas (tranças) de vórtices que dão origem à cavidades de vapor nas superfícies cisalhantes entre o fluxo reverso e fluxo entrando no rotor; b) o aparecimento de uma grande cavidade de vapor no centro do tubo de sucção, próximo ao cubo do rotor. A seguir serão analisados detalhadamente esses dois fenômenos.

. Formação de cavidades de vapor nas superfícies cisalhantes. Ref. [13]

A alta taxa de cisalhamento entre a região anular de fluxo reverso e o fluxo em sentido positivo produz trilhas de vórtices que cavitam e colápsam, dando origem a pulsações de pressão e a um ruído crepitante. Quer dizer, na fronteira entre o fluxo reverso e o fluxo positivo a energia turbulenta é muito alta, com flutuações instantâneas de pressão da ordem de 10^4 Pa, que dão origem a cavidades de vapor de volume variável em regiões à montante da entrada do rotor, mesmo em situações onde o $NPSH_D$ é maior que o $NPSH_{RCI}$ da bomba.

O aumento do volume das cavidades de vapor ajusta a distribuição de velocidades do fluxo efetivo entrando no rotor e reduz o ângulo de incidência na entrada das pás. Esta melhoria da

condição de incidência reduz a separação do fluxo junto às pás e causa o cessamento do fluxo reverso e da pré-rotação. As cavidades de vapor sofrem um colápsio e o bloqueio do fluxo entrando no rotor é reduzido. Com isso, a velocidade axial local diminui e o fluxo volta a ter um grande ângulo de incidência, ocorrendo novamente a separação e o fluxo reverso em redemoinho. Daí o ciclo do "surge" recomeça.

- Aparecimento de uma grande cavidade de vapor no centro do tubo de sucção. Ref. [14] e [15]

Como resultado da pré-rotação, aparece uma zona de pressão reduzida no centro do tubo de sucção. Conseqüentemente, quando o $NPSH_0$ é continuamente reduzido e para certas combinações das distribuições de velocidades e de pressões, pode ocorrer uma vaporização total do líquido nas regiões de raios mais internos do tubo, dando origem a uma grande cavidade de vapor, conforme mostrado na Figura 3.9.

O efeito do bloqueio dessa cavidade ajusta a distribuição de velocidades do fluxo entrando na fileira de pás, de tal forma que ângulo de incidência médio é reduzido. Isto reduz a separação do fluxo e faz cessar ou diminuir o fluxo reverso e a pré-rotação. A zona de baixa pressão desaparece, com a pressão no centro do tubo voltando ao seu valor original, o que causa um forte colápsio da cavidade de vapor, acompanhado por pulsações de pressão, ruídos e vibrações no tubo de sucção. Este colápsio restaura as condições que existiam no início do ciclo, fazendo com que uma nova cavidade se forme, seguida de um novo colápsio e assim por diante. São normalmente observados ciclos de pulsação com baixas frequências, na faixa de 1 a 6Hz.

Este tipo "surge cavitante" desaparece tão logo o $NPSH_0$ seja aumentado acima de um certo valor crítico.

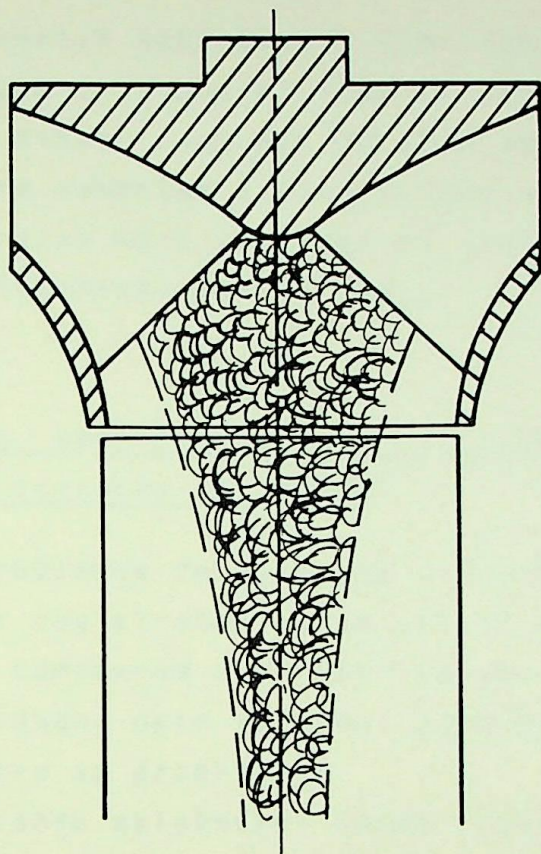


Figura 3.9 - Cavidade de vapor no centro do tubo de sucção causada pela recirculação de sucção. Ref. [15].

d) Alteração da curva do NPSH requerido para cavitação incipiente

A Figura A.4 no Apêndice A mostra que a vazão crítica de uma bomba é aproximadamente igual à vazão onde ocorre o pico da curva $NPSH_{RCI} \times Q$ para vazões parciais.

A cavitação incipiente ocorre no mesmo local onde, na vazão de "stalling", ocorrerá a separação do fluxo e o posterior fluxo reverso. Este local é o ponto exterior T da aresta de entrada da pá, na sua face de sucção, onde ocorre sempre a maior depressão dinâmica. Com o início do fluxo reverso, a cavitação incipiente passará a ocorrer em locais um pouco mais internos na aresta de entrada, onde existe fluxo entrando no rotor. Entretanto, devido à pré-rotação recebida do fluxo reverso, a altura/energia total do líquido nesses locais será maior e o

ângulo de incidência será menor. Como consequência, o $NPSH_{RCI}$ da bomba diminui com o início do fluxo reverso.

Além disso, como diminuições adicionais da vazão abaixo da vazão crítica aumentam a intensidade do fluxo reverso e o fazem expandir para raios mais internos da aresta de entrada, o $NPSH_{RCI}$ diminuirá continuamente para $Q < Q_{cr}$.

3.3.2 - Fatores que influenciam a intensidade e os efeitos da recirculação de sucção

Os problemas de operação causados pela recirculação começaram a ser registrados já há várias décadas. Mas foi na década de 60 que eles começaram a se manifestar com alarmante frequência e maior intensidade. Dois fatores independentes conduziram a esta grande incidência de problemas:

- Maiores exigências foram feitas pelos usuários aos fabricantes para redução dos valores do $NPSH_R$ das bombas. Isto só poderia ser conseguido pelo aumento da área do olho do rotor, trazendo o início da recirculação para mais perto da vazão de projeto da bomba;

- O projeto de bombas com cada vez maiores alturas por estágio e maiores vazões foram aumentando o nível de energia de rotores individuais, intensificando os efeitos desfavoráveis da recirculação.

Entretanto, ainda existem muitas aplicações de bombas trabalhando por tempo prolongado na faixa de vazões de ocorrência da recirculação sem, no entanto, sofrerem perturbações ou danos significativos. É que o limite da faixa operacional segura e estável para vazões parciais não é determinado simplesmente pela vazão crítica da bomba, pois ele depende também da intensidade e dos efeitos da recirculação.

No Capítulo 4 será visto que a vazão crítica depende exclusivamente de parâmetros de projeto do rotor. Estes são determinados em função das grandezas operacionais da bomba: vazão, altura de elevação por estágio, velocidade de rotação, rendimento e $NPSH$ requerido. Com exceção do rendimento, as outras grandezas podem ser agrupadas e representadas pela velocidade específica e

pela velocidade específica de sucção, de forma que a vazão crítica da bomba depende basicamente desses dois coeficientes.

a) Fatores que influenciam a intensidade da recirculação

Conforme mostrado no Apêndice B.1.7, a intensidade da recirculação está diretamente relacionada à vazão crítica, de forma que quanto maior for a relação Q_{cr}/Q_n , maior será essa intensidade. Isto significa que os mesmos parâmetros que determinam o início da recirculação também controlam a sua intensidade. Além disso, existem outros fatores que afetam consideravelmente essa intensidade: a relação vazão de operação/vazão crítica, o nível de energia (ou fator de intensidade de potência) e o tamanho da bomba.

A relação de vazões mencionada deve ser considerada já que diminuições adicionais da vazão abaixo da vazão crítica da bomba causam um aumento da intensidade do fluxo reverso em redemoinho.

O relacionamento entre o nível de energia da bomba e a intensidade da recirculação se justifica ao se verificar que a energia contida no fluxo reverso é fornecida exclusivamente pelo rotor. Logo, quanto mais elevado for o nível de energia operado pelo rotor, maior será a intensidade do fluxo reverso na sucção.

Alguns autores utilizam um "fator de intensidade de potência" (F_{PI}) como grandeza representativa desse nível de energia - ref. [07]. Este fator é definido pela seguinte expressão:

$$F_{PI} = (\text{Potência de eixo/estágio})/\text{diâmetro externo do rotor} \quad (3.1)$$

O gráfico da Figura 3.10 mostra qualitativamente o relacionamento que existe entre a potência de eixo/estágio, a velocidade específica e o F_{PI} de uma bomba.

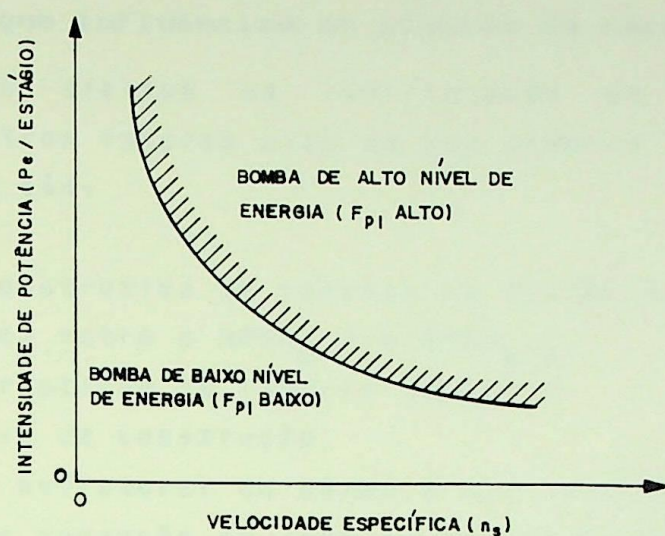


Figura 3.10 - Classificação de bombas quanto ao nível de energia. Ref. [07].

Então, uma bomba de elevada velocidade específica e com um valor médio para a potência de eixo/estágio, deve ser considerada uma bomba de alto nível de energia, resultando em uma recirculação com grande intensidade. Agora, bombas com rotores mais lentos, cujos diâmetros externos são relativamente maiores, precisam ter grandes valores para a potência de eixo/estágio para serem classificadas como bombas de alto nível de energia.

A influência do tamanho da bomba sobre a intensidade da recirculação é devido à dependência desta última com a velocidade tangencial no ponto T da aresta de entrada da pá. Ou seja, para uma mesma velocidade de rotação, quanto maior for a bomba, maior será a velocidade $u_{1,T}$, o que implica em uma alta energia cinética no fluxo reverso em redemoinho, fazendo com que todos os sintomas e distúrbios causados por ele sejam agravados.

Concluiu-se que bombas pequenas e com baixo F_{p1} são pouco suscetíveis aos problemas causados pela recirculação, podendo ser operadas durante toda a vida útil para $Q < Q_{cr}$. Além disso, bombas grandes operando com baixas velocidades de rotação, o que resulta em baixos níveis de energia, também podem ser operadas com sucesso à vazões parciais, mesmo tendo altas velocidades específicas de sucção.

b) Fatores que influenciam os efeitos da recirculação

Os efeitos da recirculação de sucção dependem de diversos outros fatores além da sua própria intensidade. Os mais importantes são:

- forma construtiva da carcaça na sucção da bomba;
- diferença entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_{R3\%}$;
- características do líquido bombeado;
- materiais de construção;
- rigidez estrutural da bomba e das tubulações;
- tempo de operação na zona de recirculação.

Segundo HOBSON e MARSHALL [13], é possível que a simetria axial do bocal de sucção seja importante para a formação das cavidades de vapor responsáveis pelo "surge cavitante". Isto explicaria por que bombas de dupla sucção parecem ser mais estáveis à vazões parciais, uma vez que nesse tipo de bomba existe uma curva imediatamente à montante da entrada do rotor, o que serve para destruir a simetria axial do campo de velocidades com pré-rotação.

Quanto maior for a margem do $NPSH_D$ acima do $NPSH_{R3\%}$, maior será a faixa operacional estável à esquerda da vazão de projeto de bomba. Isto porque o "surge cavitante" causado pela recirculação ocorrerá somente para vazões bem pequenas (ver Figura 3.11). A cavitação entre as pás causada pelos vórtices da recirculação também pode ser atenuada ou evitada com o aumento do $NPSH_D$, o que vai depender da intensidade dessa recirculação.

As propriedades termodinâmicas do líquido que atenuam os efeitos causados pela "cavitação clássica", são igualmente efetivas no caso da cavitação causada pela recirculação de sucção. Consequentemente, as vazões mínimas para operação contínua de bombas trabalhando com água quente ou com hidrocarbonetos não precisam ser selecionadas tão conservativamente como para serviços com água fria.

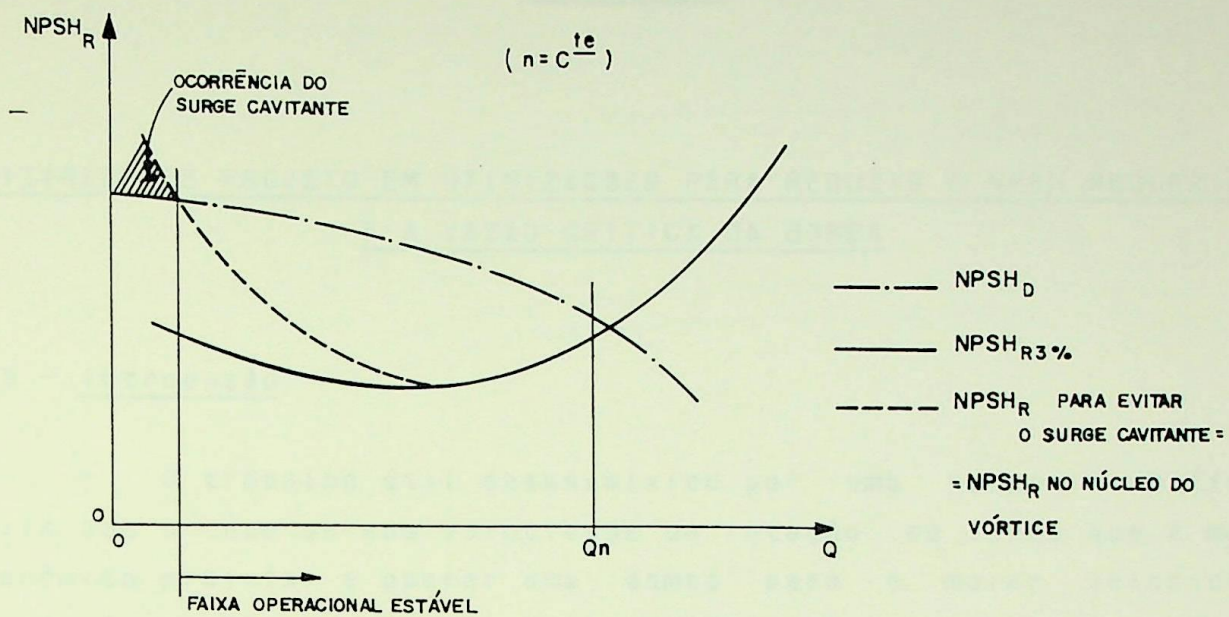


Figura 3.11 - Relacionamento entre o NPSH_D e o NPSH_R para evitar o surge cavitante. Ref. [07].

CAPÍTULO 4

CRITÉRIOS DE PROJETO EM OTIMIZAÇÕES PARA REDUZIR O NPSH REQUERIDO E A VAZÃO CRÍTICA DA BOMBA

4.1 - Introdução

O trabalho útil desenvolvido por uma bomba centrífuga varia com o cubo da sua velocidade de rotação, de forma que é mais econômico projetar e operar uma bomba para a maior velocidade possível, pois isto reduz as suas dimensões e a dos motores elétricos associados, reduzindo assim os custos de fabricação e de instalação. Também, tem sido bem documentado que a maioria das bombas com bons rendimentos tem suas velocidades específicas n_{qt} ($\cong n_{qA}/3$) dentro da faixa de 40 a 50, sendo que para valores menores que 30 o rendimento cai rapidamente, enquanto que para valores maiores que 50 a queda é bem pequena e, às vezes, nem mesmo ocorre (ver Figura 4.1) Além disso, bombas de altas velocidades específicas também são relativamente menores, mais baratas e normalmente acionadas por motores de menores potências, o que resulta em um menor custo inicial, o que é um imediato e poderoso incentivo ao comprador.

Essas vantagens econômicas são normalmente promovidas pelos fabricantes por questões de concorrência, aumentando, assim, a tendência de utilização de bombas centrífugas de maiores velocidades de rotação e maiores velocidades específicas. O projeto dessas bombas vem sendo desenvolvido no sentido de obter máquinas com relações H/estágio e Potência/peso cada vez maiores. Enquanto esta tendência, à primeira vista, parece só trazer benefícios para o usuário final, ela também contribui para aumentar o perigo de ocorrência da cavitação com o aumento do $NPSH_R$ das bombas, além de intensificar os problemas causados pela mesma, pois bombas com altos níveis de energia normalmente apresentam elevadas taxas de erosão por cavitação.

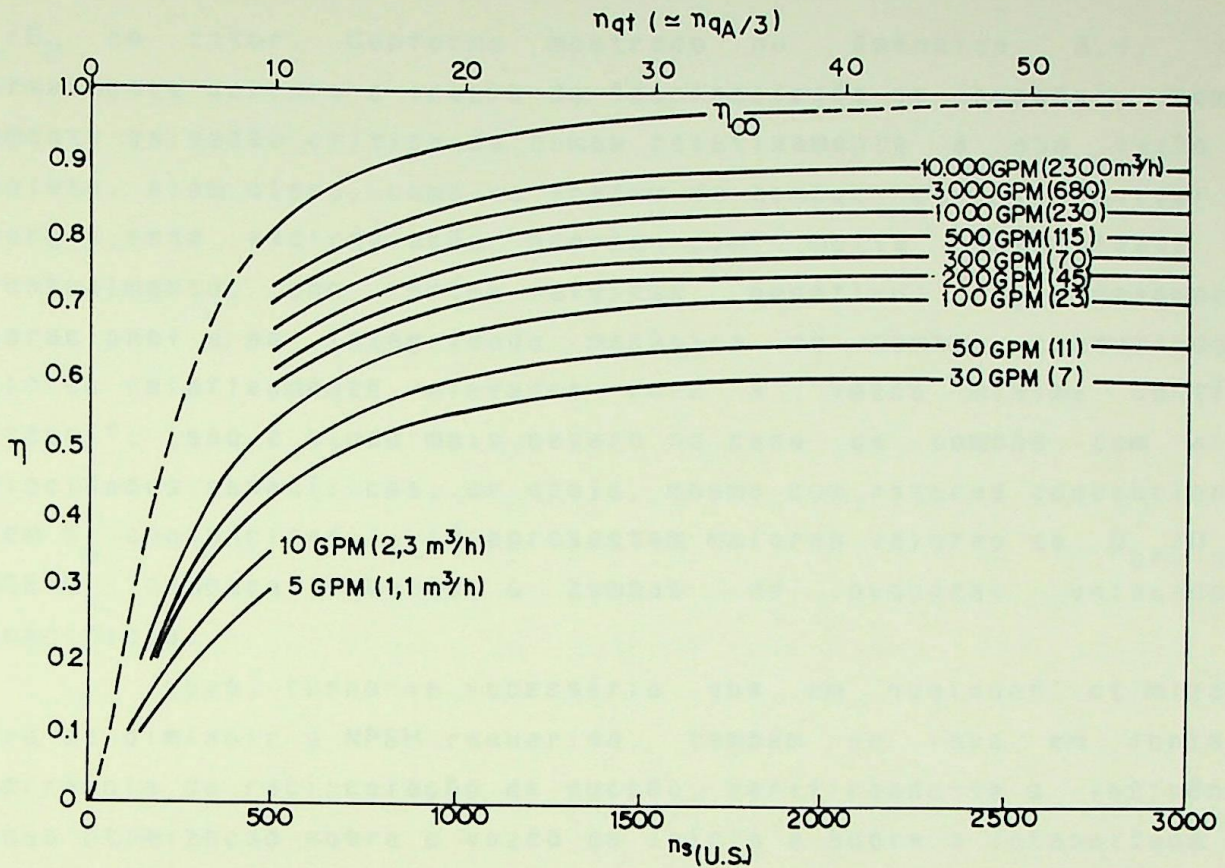


Figura 4.1. Variação aproximada do rendimento de uma bomba centrífuga em função da sua velocidade específica. Ref. [16].

Felizmente, esta restrição com respeito à cavitação vem sendo sobrepujada com a otimização da região de entrada da bomba e do seu rotor, para se obter valores cada vez menores para o NPSH requerido. A crescente demanda de bombas com grande capacidade de sucção obrigou os pesquisadores a realizarem estudos para analisar as influências de cada parâmetro geométrico e operacional sobre a injeção e o desenvolvimento da cavitação. Além disso, outras pesquisas tornaram possível a utilização industrial dos **indutores**, que permitem uma considerável melhoria na capacidade de sucção, ao mesmo tempo que preservam as curvas $H \times Q$ e $\eta \times Q$ da bomba.

Entretanto, a obtenção de bombas com grande capacidade de sucção sem o uso de indutores, conduz inevitavelmente a projetos de rotores com diâmetros de entrada relativamente maiores, resultando em grandes valores para a relação de diâmetros

D_s/D_2 do rotor. Conforme mostrado no Apêndice B.4, isto normalmente acelera o início da "recirculação de sucção", com o aumento da vazão crítica da bomba relativamente à sua vazão de projeto. Além disso, como se tratam de bombas de alto nível de energia, essa recirculação ocorre com muita intensidade e, eventualmente, com fortes efeitos negativos no desempenho operacional e na integridade mecânica da bomba, conduzindo a valores relativamente elevados para a "vazão mínima contínua estável". Isso é ainda mais severo no caso de bombas com altas velocidades específicas, as quais, mesmo com rotores convencionais (com S_s convencional), já apresentam maiores valores de Q_{cr}/Q_n e $VMCE/Q_n$ comparativamente à bombas de pequenas velocidades específicas.

Logo, torna-se necessário que em qualquer otimização para se diminuir o NPSH requerido, também se leve em conta a ocorrência da recirculação de sucção, verificando-se a influência dessa otimização sobre a vazão de início e sobre a intensidade da recirculação. No presente capítulo, será feita inicialmente uma abordagem qualitativa dos critérios atuais para determinação dos parâmetros de projeto de bombas centrífugas, no que diz respeito à otimização do NPSH requerido e da vazão crítica. Posteriormente, será feita uma análise comparativa dessas duas otimizações, verificando-se a possibilidade de se projetar uma bomba de alto nível de energia que atenda simultaneamente às três condições: um bom rendimento, uma boa capacidade de sucção e uma larga faixa de operação segura e estável para vazões parciais.

4.2 - Otimização para Reduzir o NPSH Requerido

O estudo da influência da cavitação é de especial importância no projeto e na fabricação de bombas, particularmente quando se necessita de elevada capacidade de sucção em suas zonas de máxima eficiência. Sob tais condições, a otimização do NPSH requerido da bomba destaca-se entre os critérios de projeto existentes.

Conforme mostrado no Apêndice A.2, o $NPSH_R$ para cavitação incipiente foi primeiramente definido por PFLEIDERER [17] através da expressão (A.6), válida somente para a vazão de

entrada sem choque. Os coeficientes empíricos λ_1 e λ_2 utilizados nessa expressão variam de uma bomba para outra, pois dependem de diversos parâmetros geométricos e operacionais: geometria do bocal de sucção e da entrada do rotor, número de pás, espessura e perfil da entrada das pás, acabamento superficial, vazão, H/estágio, velocidade de rotação, velocidade específica, tamanho da bomba, etc.

Nesse caso, a otimização para se obter um $NPSH_R$ mínimo implicaria em se obter os menores valores possíveis para λ_1 e λ_2 , devendo-se tomar certas providências no projeto e na fabricação da bomba (ver item 4.2.2). Além disso, é de especial importância a escolha correta do ângulo de entrada do fluxo nas pás β_0 e, conseqüentemente, do próprio ângulo de entrada da pá β_1 .

4.2.1 - Ângulo de entrada do fluxo ($\bar{\beta}_{0,T}$) e valores recomendados de S e S_s

Para um rotor com a aresta de entrada das pás inclinada, a velocidade relativa W_0 no ponto externo T é a maior possível, enquanto a velocidade absoluta C_0 varia pouco ao longo da aresta (ver Figuras A.2 e A.5). Assim, o cálculo do $NPSH_R$ deve ser feito para esse ponto, que é mais suscetível à ocorrência da cavitação. A seguinte expressão para o diâmetro de entrada do rotor pode ser obtida considerando-se $\bar{C}_s = \bar{C}_0$:

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_n}{\pi^2 \cdot K \cdot \delta_r \cdot n \cdot \text{tg } \bar{\beta}_{0,T}}} \quad (4.1)$$

onde:

$$K = 1 - \frac{d_n^2}{D_s^2} \quad (K \equiv \text{coeficiente de cubo});$$

$$\delta_r = 1 - \frac{\bar{C}_{0u}}{u_{0,T}} \quad (\delta_r \equiv \text{coeficiente de giro: para entrada sem giro, onde } \bar{\alpha}_0 = 90^\circ \text{ e } \bar{C}_{0u} = 0, \text{ tem-se } \delta_r = 1,0).$$

Para se conseguir um valor mínimo para o $NPSH_R$, deve-se procurar o valor ótimo de $\bar{\beta}_{0,T}$ e, conseqüentemente, o valor ótimo do diâmetro D_s através da expressão (4.1). PFLEIDERER [17] fez essa otimização e obteve as expressões seguintes.

a) Para entrada do fluxo sem giro

$$\operatorname{tg} (\bar{\beta}_{0,T})_{\text{ótimo}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2}} \quad (4.2)$$

$$S_{\text{ótimo}} = \frac{0,96}{\lambda_2 \cdot \sqrt{\lambda_1 + \lambda_2}} \quad (4.3)$$

PFLEIDERER [17] obteve os valores $\lambda_1 = 1,2$ e $\lambda_2 = 0,3$ para o $NPSH_R$ de cavitação incipiente, para diversas bombas comerciais da época. Utilizando esses valores nas expressões acima, resulta:

$$(\bar{\beta}_{0,T})_{\text{ótimo}} = 17^\circ 32' \quad \text{e} \quad S_{\text{ótimo}} = 2,61$$

Como $S_s = 100 \cdot \sqrt{S \cdot K}$ e considerando um valor prático

$\frac{d_n}{D_s} = 0,35$, que dá $K = 0,877$, vem que:

$$S_{\text{ótimo}} \cong 150 \quad (\text{em unidades métricas});$$

$$\cong 7.800 \quad (\text{em unidades inglesas}).$$

b) Para entrada com giro ($\delta_r > < 1,0$)

A pré-rotação ou giro na entrada é conseguida com a instalação de pás guias à montante da entrada do rotor. A Figura 4.2 mostra o triângulo de velocidades na entrada da pá em caso de existência de um giro positivo, ou seja, com o mesmo sentido de rotação do rotor.

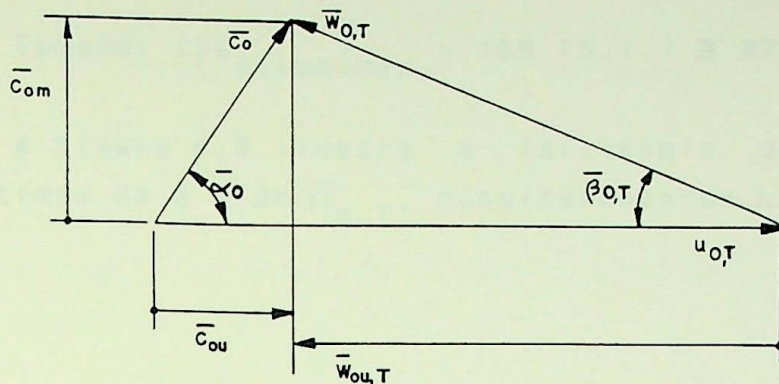


Figura 4.2 - Triângulo de velocidades na entrada da pá para $\delta_r < 1,0$ (giro positivo na entrada).

Nesse caso, tem-se as expressões:

$$\text{tg}(\bar{\beta}_{0,T})_{\text{ótimo}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda_2 + \lambda_1 \left(\frac{1}{\delta_r} - 1\right)^2}{\lambda_1 + \lambda_2}} \quad (4.4)$$

$$S_{\text{ótimo}} = \frac{0,96}{\sqrt{\lambda_1 + \lambda_2} \cdot [\lambda_2 \cdot \delta_r^2 + \lambda_1 (1 - \delta_r)^2]} \quad (4.5)$$

Verifica-se que o valor $(S_{\text{ótimo}})_{\text{máx}}$ é atingido com um coeficiente de giro positivo, cujo valor ótimo é obtido pela expressão:

$$(\delta_r)_{\text{ótimo}} = \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2} \quad (4.6)$$

Fazendo $\lambda_1 = 1,2$ e $\lambda_2 = 0,3$, resulta $(\delta_r)_{\text{ótimo}} = 0,8$. Entrando com esses valores nas expressões (4.4) e (4.5), resulta:

$$(\bar{\beta}_{0,T})_{\text{ótimo}} = 19^{\circ} 27'$$



$$(S_{\text{ótimo}})_{\text{máx}} = 3,26$$

Também: $(Ss_{\text{ótimo}})_{\text{máx}} = 169 \text{ (S.I.)} \cong 8730 \text{ (U.S.C.S.)}$

A Figura 4.3 ilustra a influência do giro sobre os valores ótimos de S e de $\bar{\beta}_{0,T}$, considerando-se $\lambda_1 = 1,2$ e $\lambda_2 = 0,3$.

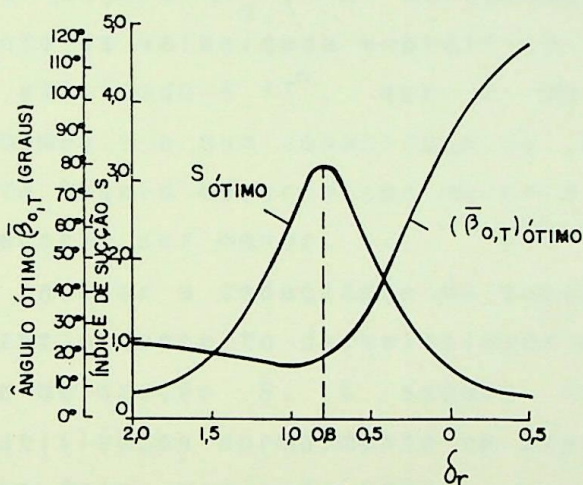


Figura 4.3 - Influência do giro na entrada sobre os valores de $S_{\text{ótimo}}$ e $(\bar{\beta}_{0,T})_{\text{ótimo}}$. Ref. [17].

Observa-se que a capacidade de sucção de uma bomba para o ponto de projeto, pode melhorar significativamente se for dado um giro adequado no fluxo de entrada, de sentido igual ao do rotor, pois $(S_{\text{ótimo}})_{\delta_r = 0,8} = 1,25 \times (S_{\text{ótimo}})_{\delta_r = 1,0}$. Isto pode ser conseguido com a instalação de uma grade de pás guias no bocal de sucção da bomba, projetada adequadamente de forma a opor pouca resistência ao escoamento. Entretanto, na prática de projeto e aplicação de bombas centrífugas esta providência é dificilmente utilizada, devido aos sérios problemas mecânicos que essa nova grade apresenta para condições de operação fora de projeto, principalmente para operação na zona de ocorrência da recirculação de sucção.

Dependendo dos cuidados tomados na fabricação da bomba no sentido de se obter pequenos valores para os coeficientes λ_1 e λ_2 , os valores de S podem atingir o dobro ou mais do valor ótimo igual a 2,61 calculado para entrada sem giro e com $\lambda_1 = 1,2$ e $\lambda_2 = 0,3$. Por exemplo, no caso em que $\lambda_1 = 1,2$ e $\lambda_2 = 0,15$ e $\delta_r = 1,0$, resultam os valores $(\bar{\beta}_{0,T})_{\text{ótimo}} \cong 13^\circ$ e $S_{\text{ótimo}} = 5,5$.

Conclui-se que é necessário se utilizar ângulos na entrada das pás relativamente pequenos para se obter bombas com boa capacidade de sucção. Na prática de projeto de rotores centrífugos, o ângulo $\bar{\beta}_{0,T}$ é selecionado entre 10 a 25°, independentemente da velocidade específica do rotor. Um ângulo frequentemente utilizado é 17°, que é um compromisso entre o rendimento da bomba e a sua capacidade de sucção. Para melhores rendimentos este ângulo deveria ser maior e para menores valores de $NPSH_R$ ele deveria ser menor.

Para indicar a capacidade de sucção de uma bomba é mais comum se utilizar o conceito da velocidade específica de sucção S_s do que o índice de sucção S . A seguir serão indicados alguns valores de S_s utilizados normalmente em projetos de rotores para serviço com água fria. Ver ref. [16].

Um valor típico para S_s é 175 ($S_{s_{U.S.}} = 9000$), que pode ser obtido em rotores de boa construção, tendo um ângulo $\bar{\beta}_{0,T} \cong 17^\circ$ e com aproximadamente 5 a 7 pás. Muitas bombas comerciais tem menores valores de S_s , na faixa de 100 a 140 (5000 a 7000). Por outro lado, quando se necessita de uma excelente capacidade de sucção, como no caso de bombas de alimentação de caldeiras e bombas de condensado, são exigidos valores mais elevados de S_s , na faixa de 230 a 350 (12000 a 18000). Nesse caso, o ângulo $\bar{\beta}_{0,T}$ e o número de pás devem ser reduzidos a valores em torno de 10° e 4, respectivamente. Finalmente, se o $NPSH_D$ for tão baixo que o S_s requerido esteja acima de aproximadamente 350, então um rotor de fluxo axial de projeto especial, chamado indutor, deverá ser instalado à montante da entrada do rotor da bomba. Ver item 4.2.3.

Verifica-se na expressão (4.1), que a diminuição do ângulo de entrada nas pás conduz a um aumento do diâmetro de entrada do rotor. Como consequência, nas bombas de maiores capacidades de sucção a relação de diâmetros D_s/D_2 é relativamente

maior em comparação à bombas em que o $NPSH_R$ é considerado um parâmetro secundário no projeto. Ver Figura B.19 no Apêndice B.

OBSERVAÇÃO: Uma prática frequentemente utilizada quando se necessita de baixos valores de $NPSH_R$ é a adoção de uma vazão para o cálculo do diâmetro de entrada do rotor maior do que a vazão de projeto da bomba. O rotor fica, então, **superdimensionado na sucção**, de forma que ocorrem choques de retardamento na vazão de projeto, pois $Q_{i=0} > Q_n$. Portanto, um rotor com a sucção superdimensionada tem uma relação de diâmetros D_s/D_2 maior do que um rotor com a sucção normal, mesmo adotando-se os mesmos ângulos de entrada nas pás para os dois casos. Uma grande desvantagem dessa prática é a diminuição da faixa de operação isenta de recirculação de sucção à esquerda do ponto de projeto, pois, mesmo que a relação $Q_{cr}/Q_{i=0}$ se mantivesse igual à de um rotor com sucção normal, a relação Q_{cr}/Q_n aumentaria. A Figura 4.4 mostra o efeito desse superdimensionamento sobre as curvas do $NPSH_R$ versus a vazão bombeada.

4.2.2 - Providências adicionais para diminuir o NPSH requerido

Estas providências conduzem a menores valores para os coeficientes empíricos λ_1 e λ_2 utilizados na expressão do $NPSH_{RCI}$:

- Bom acabamento nas superfícies em contato com o líquido no bocal de sucção e na entrada do rotor;
- Adoção dos maiores ângulos possíveis entre as pás e as paredes laterais do rotor, nas seções de entrada dos canais;
- Pás finas e com perfil aerodinâmico na entrada;
- Bocal de entrada da bomba. Isto evita a ocorrência de "separações do fluxo" e conduz a uma distribuição mais uniforme das velocidades na entrada do rotor. Em bombas de sucção axial, o **bocal reto cônico** é o que dá melhores resultados;

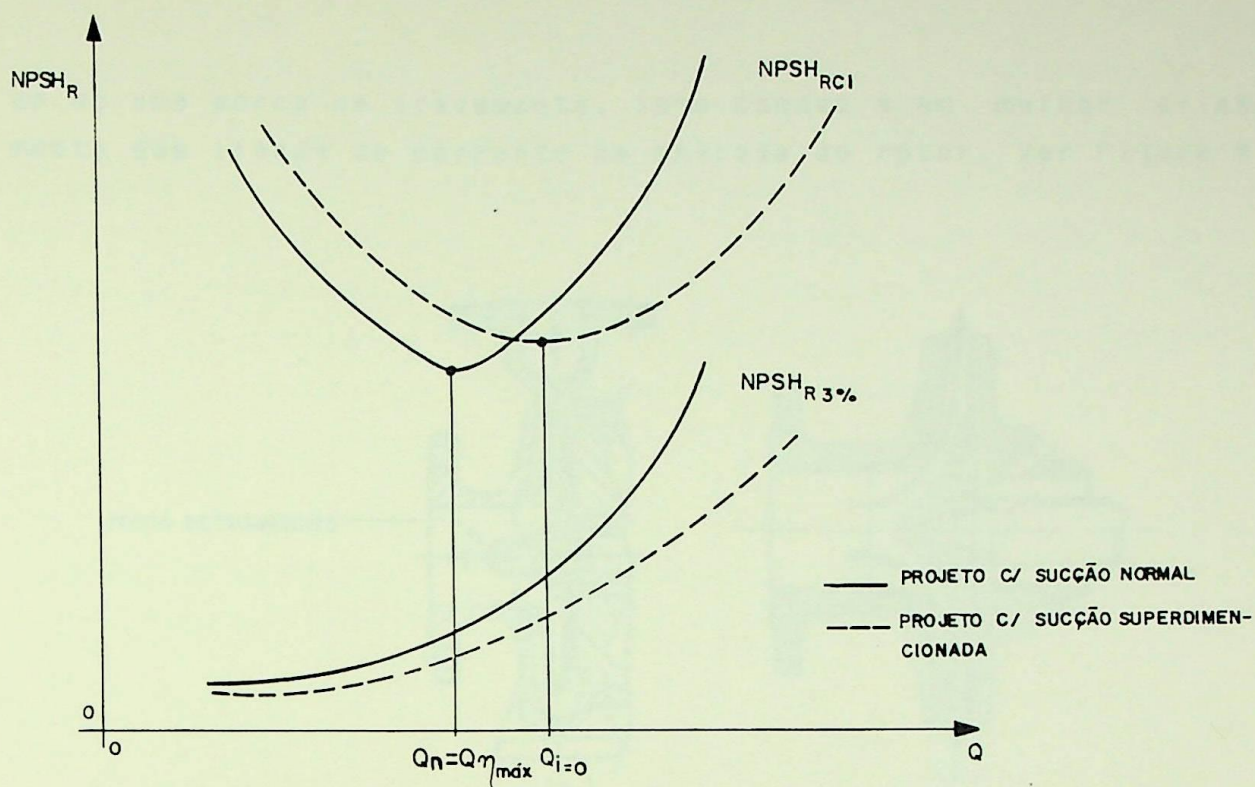


Figura 4.4 - Efeito do superdimensionamento da sucção sobre as curvas do NPSH requerido.

- Grandes raios de curvatura das paredes laterais na entrada do rotor. Se fortes curvaturas forem inevitáveis, o que pode ocorrer em rotores mais lentos, deve-se adotar pequenos valores para a relação b_1/Rc_T , sendo b_1 a largura na entrada das pás e Rc_T o raio de curvatura da capa externa do rotor no ponto T. Ver Figura 4.17:
- Aumento do número de pás, principalmente em bombas de altas velocidades específicas. Um maior número de pás diminui o carregamento aerodinâmico de cada pá e, conseqüentemente, a depressão dinâmica em sua entrada. Entretanto, como as perdas por atrito no rotor crescem em proporção direta à quantidade de pás, essas não devem ser muito numerosas para que o rendimento da bomba não seja seriamente afetado. Inclusive, essa recomendação tem maior importância em rotores de elevadas velocidades específicas e/ou de pequenas dimensões;
- Utilização de um rotor roscado no eixo, eliminando a necessida-

de de uma porca de travamento. Isto conduz a um melhor alinhamento das linhas de corrente na entrada do rotor. Ver Figura 4.5:

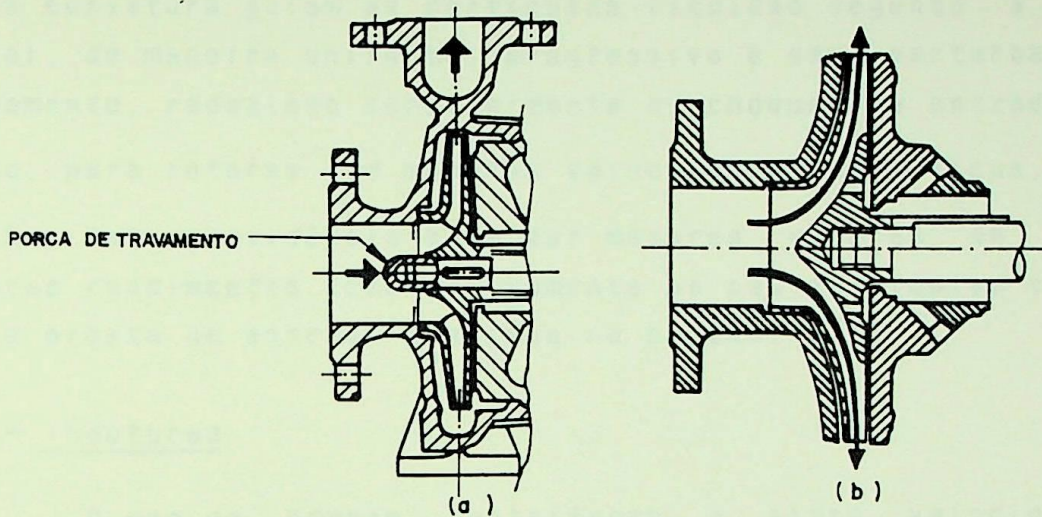


Figura 4.5 - (a) Tipo comum de rotor com porca de travamento; (b) rotor roscado no eixo, permitindo a entrada do fluxo no rotor em perfeito alinhamento hidráulico.

- Introdução de **pás estabilizantes** no bocal de sucção, para eliminar pré-rotações indesejáveis do fluxo na entrada do rotor, que possam causar choques de aceleração para a vazão de projeto. Ver item 4.2.4.
- Prolongamento de pás de simples curvatura em direção à entrada do rotor. Nesse caso, a aresta de entrada das pás deixa de ser paralela ao eixo, passando a ser inclinada ou ainda ligeiramente curvada e situando-se na região de curvatura da entrada do rotor (ver Figura A.2). Esta construção dá menores perdas por choques de entrada em comparação à aresta de entrada paralela ao eixo e, conseqüentemente, a capacidade de sucção e também o rendimento da bomba melhoram consideravelmente;
- Utilização de pás de dupla curvatura, principalmente em rotores com velocidades específicas (n_{qA}) maiores que 90, onde normal-

mente $\frac{D_2}{D_s} < 1,5$. Isto é necessário porque, por exigências de projeto, a aresta de entrada das pás nesses rotores é bem avançada na sucção, situando-se quase na parte axial da entrada do rotor (ver Figura 4.17). As pás formadas por superfícies de dupla curvatura guiam as partículas líquidas segundo a direção radial, de maneira uniforme, progressiva e sem perturbações no escoamento, reduzindo sensivelmente os choques de entrada. Além disso, para rotores com menores velocidades específicas, onde $\frac{D_2}{D_s} > 1,5$, esta providência pode dar menores valores de $NPSH_R$ e maiores rendimentos comparativamente às pás de simples curvatura com a aresta de entrada avançada na sucção.

4.2.3 - Indutores

O uso de bombas centrífugas à altas velocidades de rotação foi restringido durante muito tempo devido ao perigo de ocorrência da cavitação. Somente nos últimos anos esse problema tem sido em parte solucionado com a aplicação industrial dos **indutores**, que possibilitam a redução do $NPSH_R$ em até 50-60% do seu valor original. Hoje, vários fabricantes de bombas oferecem tais dispositivos como uma opção em algumas aplicações e eles tem sido amplamente aceitos pelos usuários.

O indutor se trata de um rotor "booster" de fluxo axial, montado imediatamente à montante do rotor da bomba, conforme mostra a Figura 4.6. Suas principais características geométricas são: ângulo de fluxo (β_0) tipicamente entre 5 e 10° e ângulo de entrada das pás (β_1) entre 8 e 15°; número de pás frequentemente igual a 2 e não mais do que 4; espessura das pás tão pequena quanto possível. Ver ref. [16].

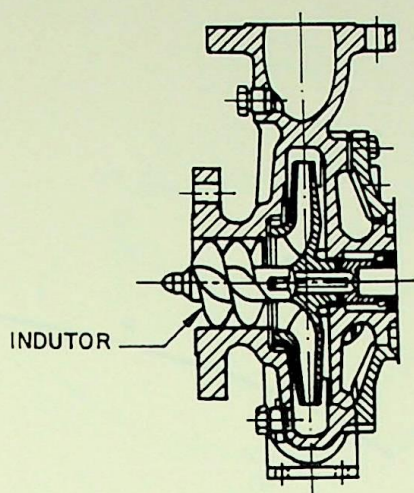


Figura 4.6 - Bomba centrífuga com indutor. Ref. [16].

A Figura 4.7 mostra como um indutor é capaz de melhorar a capacidade de sucção de uma bomba, ao mesmo tempo que preserva as suas curvas características $H \times Q$ e $\eta \times Q$. Entretanto, deve ser notado que a redução do $NPSH_R$ ocorre somente em uma determinada faixa de vazões, conforme mostra mais claramente a Figura 4.8. Para cobrir toda a faixa operacional da bomba, devem ser utilizados mais de um tipo de indutor.

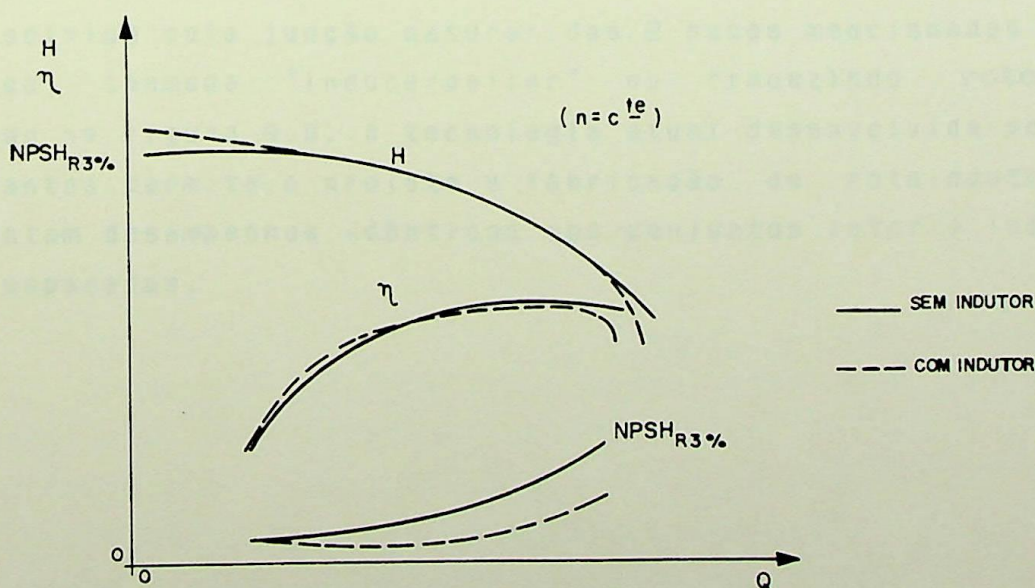


Figura 4.7 - Desempenho de uma bomba com e sem indutor. Ref. [18].

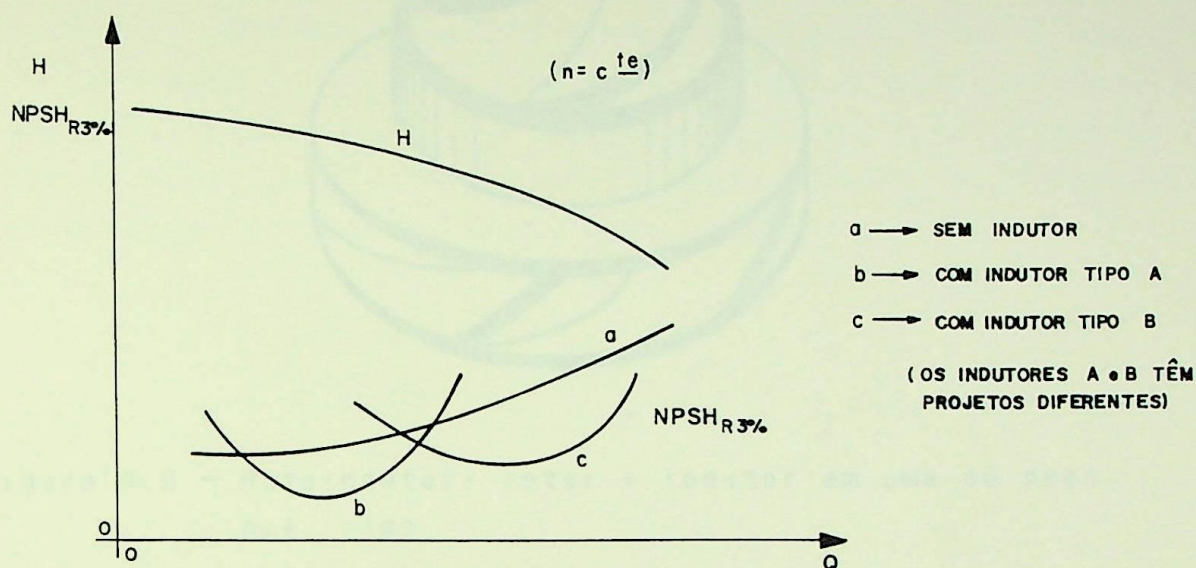


Figura 4.8 - Curvas $NPSH_{R3\%}$ x Q de uma bomba com e sem indutor.
Ref. [16].

YEDIDIAH [18] comenta que para bombas grandes em aplicações de elevadas vazões, a combinação normal rotor + indutor em 2 peças distintas apresenta alguns problemas de projeto. Isto foi resolvido pela junção natural das 2 peças mencionadas em uma só peça, chamada "inducerpeller" ou traduzindo **rotoindutor**, mostrado na Figura 4.9. A tecnologia atual desenvolvida por alguns fabricantes permite o projeto e fabricação de rotoindutores que apresentam desempenhos idênticos aos conjuntos rotor + indutor em peças separadas.

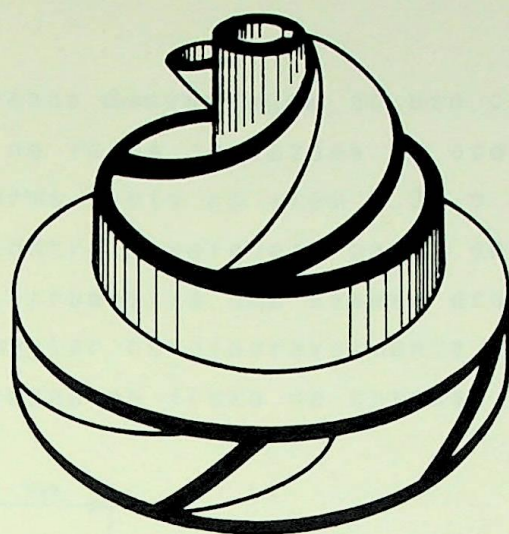


Figura 4.9 - Rotoindutor: rotor + indutor em uma só peça.

Ref. [18].

4.2.4 - Pás estabilizantes

Embora um pequeno giro de entrada positivo possa ser desejável para diminuir o $NPSH_R$ da bomba, uma excessiva pré-rotação deve ser evitada, pois ela causa choques de aceleração para a vazão de projeto (ver Figura 4.10). Conseqüentemente, ocorre uma diminuição do rendimento e um aumento do $NPSH$ requerido.

Essa pré-rotação não prevista no projeto do rotor, pode ser gerada em curvas ou válvulas muito próximas do flange de entrada da bomba ou no próprio bocal de sucção, quando este não é projetado adequadamente. Para eliminá-la, alguns fabricantes introduzem as chamadas **pás estabilizantes** no bocal de sucção de alguns modelos de bombas, conforme mostra a Figura 4.11. Tratam-se de pás finas, estreitas, planas e radiais, arranjadas de forma a permitir as menores perturbações e perdas possíveis e, portanto, não aumentando inaceitavelmente o $NPSH$ requerido. Foi verificado experimentalmente - ver ref. [16] - que 3 ou 4 pás (aletas) radiais igualmente espaçadas circunferencialmente e estendendo-se do flange de entrada em direção ao rotor somente em torno de $1/4$ do diâmetro de entrada da bomba, são efetivas contra excessiva pré-rotação e conduzem a menores valores de $NPSH_R$ que pás ocupando toda a extensão do bocal de sucção.

Uma grande **desvantagem** do uso dessas pás ocorre quando a bomba é operada na faixa de vazões de ocorrência da recirculação de sucção. Conforme visto no item 3.3, o choque do fluxo reverso em redemoinho contra qualquer peça estacionária instalada na sucção da bomba, produzirá uma severa erosão por cavitação nessa peça além de aumentar consideravelmente o $NPSH_R$ em decorrência das perturbações geradas no fluxo de entrada.

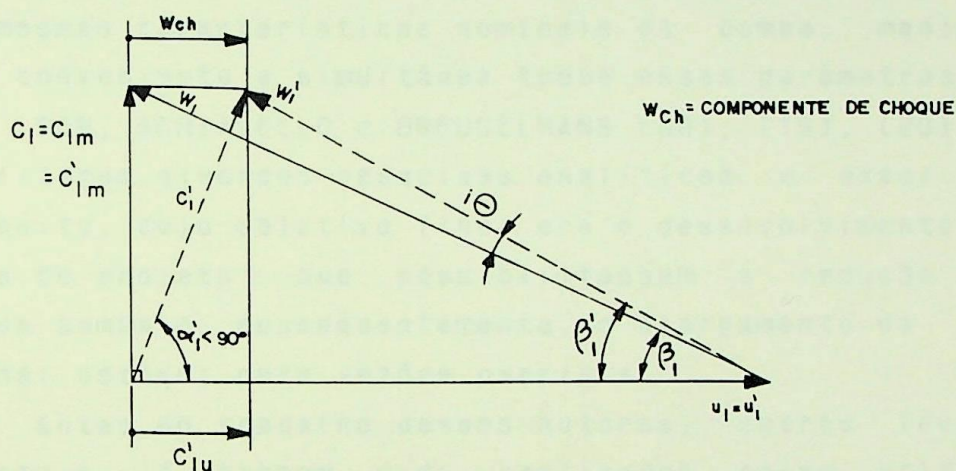


Figura 4.10 - Choque de aceleração para a vazão de projeto, em caso de excessiva pré-rotação na entrada do rotor.

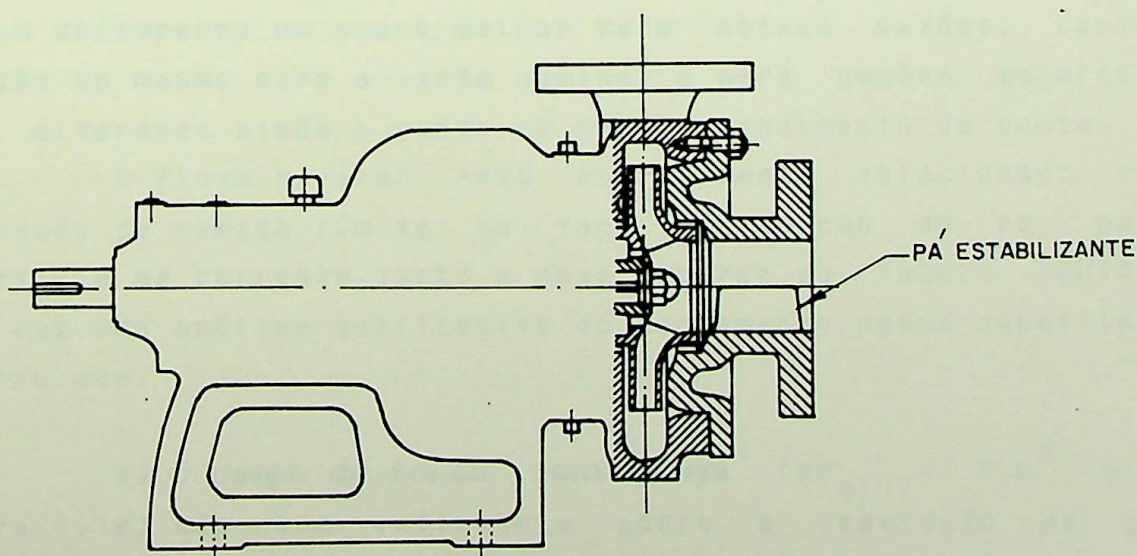


Figura 4.11 - Bomba centrífuga com 1 pá estabilizante ocupando toda a extensão do bocal de sucção.

4.3 - Otimização para Reduzir a Vazão Crítica

Conforme foi visto, tanto a vazão de início quanto a intensidade do fluxo reverso na sucção variam em proporção direta com a relação de diâmetros D_s/D_2 do rotor. Entretanto, existem outros parâmetros de projeto além dessa relação que também influenciam o fluxo reverso e que devem ser analisados pelo projetista. A vazão crítica pode ser alterada em uma larga faixa, para as mesmas características nominais da bomba, manipulando-se de forma conveniente e simultânea todos esses parâmetros.

SEN, SCHIAVELLO e BREUGELMANS [08], [19], [20], [21] e [22] realizaram diversas pesquisas analíticas e experimentais a esse respeito, cujo objetivo final era o desenvolvimento de alguns critérios de projeto que possibilitassem a redução da vazão crítica da bomba e, conseqüentemente, o alargamento da sua faixa operacional estável para vazões parciais.

Antes do trabalho desses autores, outras investigações experimentais já tinham sido realizadas sobre utilização de dispositivos externos localizados no tubo ou bocal de sucção com o objetivo de eliminar ou reduzir o fluxo reverso na sucção. Tais dispositivos, como por exemplo pás guias e placas de estrangulamento do olho do rotor, apesar de possibilitarem à bomba ter um desempenho um pouco melhor para baixas vazões, causam a redução do mesmo para a vazão nominal e para vazões maiores que esta, alterando ainda o ponto de melhor rendimento da bomba.

O fluxo reverso está estritamente relacionado com a separação da camada limite na face de sucção da pá, para a superfície de corrente junto a capa externa do rotor. SCHIAVELLO [22] fez uma análise qualitativa do escoamento nessa superfície e sugeriu que:

a) O campo de força centrífuga ($dF_{cf} = R \cdot \omega^2 \cdot dm$; ver Figura 4.12) não tem influência sobre a separação da camada limite. Isto porque, para um dado raio, o gradiente de pressão que é gerado pelas forças centrífugas é o mesmo na região da camada limite e na corrente principal;

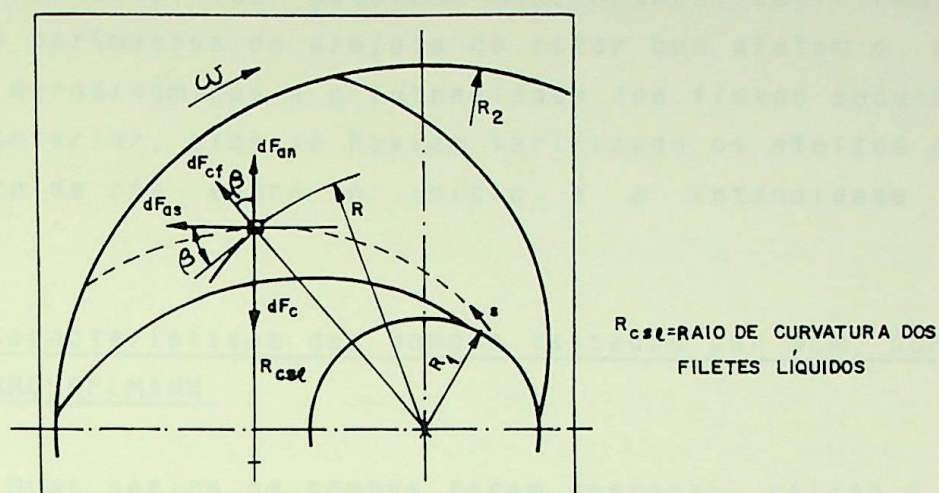


Figura 4.12 - Forças atuando em uma partícula líquida em um rotor centrífugo. Ref. [22].

b) A influência da força de Coriolis ($dF_c = 2 \cdot \omega \cdot W \cdot dm$) sobre a separação da camada limite é secundária. Tal influência é parcialmente compensada pelo efeito de curvatura dos filetes líquidos no fluxo relativo em pás altamente curvadas para trás, que é o tipo mais comumente utilizado em rotores de bombas centrífugas (i.é, dF_c é parcialmente compensada pela força dF_{an}). Além disso, o efeito de Reynolds (efeito das forças de inércia) prevalece sobre a influência da força de Coriolis (efeito da rotação) quando a viscosidade cinemática do fluido e a velocidade de rotação são baixas, como ocorre tipicamente em bombas;

c) O campo de forças aerodinâmicas ($dF_{an} = \frac{W^2}{R_{csl}} \cdot dm$ e $dF_{as} = \frac{d(W^2/2)}{ds} \cdot dm$, respectivamente "força aerodinâmica normal" e "força aerodinâmica longitudinal") que se origina dos efeitos de curvatura dos filetes líquidos e da difusão no fluxo relativo, influencia muito criticamente a separação da camada limite;

d) Os efeitos do fluxo tridimensional, i.é, os efeitos dos fluxos secundários parecem afetar sensivelmente o comportamento da camada limite no ponto T da aresta de entrada da pá.

Portanto, os autores mencionados decidiram analisar somente os parâmetros de projeto do rotor que afetam o seu campo de forças aerodinâmicas e a intensidade dos fluxos secundários. Em pesquisa anterior, eles já haviam verificado os efeitos da voluta e do número de pás sobre o início e a intensidade do fluxo reverso.

4.3.1 - Características das bombas testadas por SEN, SCHIAVELLO e BREUGELMANS

Duas séries de bombas foram testadas: séries E e A. Os efeitos da voluta e do número de pás foram estudados com a série de bombas E. Duas volutas foram projetadas: uma do tipo Stepanoff, conforme ref. [23], e outra do tipo Vórtice Livre, conforme ref. [24]. Os rotores desta série têm a mesma forma meridional e um mesmo perfil para as pás, mas a quantidade dessas últimas é variada. A bomba E₁ foi tomada como configuração de referência da série, que se compunha de 4 bombas cujas características são mostradas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Características das bombas da série E.

Bomba	n_s	Voluta	n° de pás
E ₁	182	Stepanoff	6
E ₂	189	Stepanoff	4
E ₃	213	Vórtice Livre	6
E ₄	168	Stepanoff	8

No projeto dos rotores da série de bombas A foram levadas em conta as seguintes premissas:

- Foi mantida a mesma vazão nominal (= vazão do ponto de melhor rendimento) para todos os rotores;
- Foi usada uma mesma voluta tipo Stepanoff para todos os rotores;
- As capas externa e do cubo na região da aresta de entrada das pás, foram construídas com contornos de curvaturas moderadas e

semelhantes em todos os rotores, para evitar separações de fluxo indesejáveis:

- Para se avaliar criteriosamente os efeitos individuais dos parâmetros de projeto, somente um parâmetro foi alterado de uma forma significativa ($\cong 20\%$) de cada vez para cada rotor, enquanto a alteração dos outros parâmetros não ultrapassou o limite de 5%.

As vistas meridional e radial dos rotores da série A são mostradas na Figura 4.13 e os seus parâmetros adimensionais de projeto são dados nas Tabelas 4.2 e 4.3.

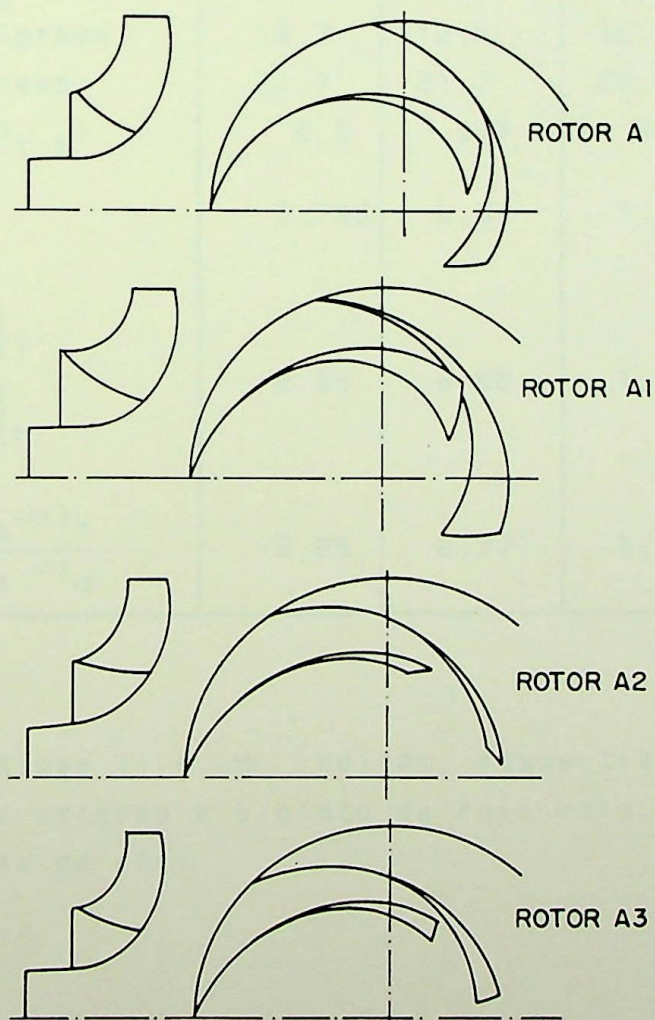


Figura 4.13 - Vistas meridional e radial dos rotores da série A.
Ref.[08].

Tabela 4.2 - Parâmetros adimensionais de projeto dos rotores da série A.

Rotor	A	A ₁	A ₂	A ₃
Parâmetro				
$n_{qt} (= n_{qA}/3)$	37,2	37,2	37,1	37,1
ϕ	0,120	0,120	0,128	0,136
ψ	0,865	0,865	0,833	0,834
z	5	5	6	7
$AR (= \bar{b}/\bar{r})$	0,162	0,154	0,156	0,145
$D_{1,T}/D_2$	0,61	0,67	0,60	0,60
A_s/A_2	0,763	1,024	0,845	0,919
$\beta_{1,T}$ (graus)	16,7	12,5	16,7	16,6
β_2 (graus)	21,7	21,7	20,3	20,4
$(\beta_2 - \beta_{1,T})$	5,0	9,7	3,6	3,9
$\frac{\sigma_T}{\sigma_H}$	0,786	0,83	1,07	0,93
$\frac{(C_{LA})_T}{(C_{LA})_H}$	2,86	2,86	1,11	1,93
$\frac{(C_{LA} \cdot \sigma)_T}{(C_{LA} \cdot \sigma)_H}$	2,25	2,37	1,19	1,79

OBS.: Os subíndices T e H indicam, respectivamente, o ponto de raio mais externo e o ponto de raio mais interno da aresta de entrada da pás.

Tabela 4.3 - Parâmetros adimensionais de projeto dos rotores A₁, A₂ e A₃ relativamente ao rotor A.

Seção longitudinal da pá	CAPA EXTERNA (ponto T)				CUBO (ponto H)			
	Rotor A (ref.)	A ₁	A ₂	A ₃	Rotor A (ref.)	A ₁	A ₂	A ₃
Parâmetro								
σ	1,0	1,12	1,22	1,43	1,0	1,07	0,90	1,21
W_1	1,0	1,08	1,0	1,0	1,0	0,99	0,99	1,18
W_2	1,0	1,05	1,05	1,04	1,0	1,05	1,05	1,04
W_2/W_1	1,0	0,97	1,05	1,04	1,0	1,06	1,06	0,88
β_1	1,0	0,72	1,0	0,99	1,0	0,88	0,75	0,89
β_2	1,0	1,0	0,93	0,94	1,0	1,0	0,93	0,94
C_{LA}	1,0	0,99	0,70	0,58	1,0	0,98	1,79	0,86
$(C_{LA-\sigma})$	1,0	1,11	0,85	0,83	1,0	1,05	1,61	1,04

OBSERVAÇÃO:

Por analogia à formulação de grades lineares, pode-se utilizar o seguinte "coeficiente de sustentação aerodinâmico" (C_{LA}) para uma grade radial rotativa:

$$C_{LA} = \frac{2(W_{1u} - W_{2u})}{W_{\infty}} \cdot \frac{t_2}{\ell} = \frac{2 \cdot g \cdot H_{pá}}{W_{\infty} \cdot \ell \cdot z \cdot n} \cdot \left[1 - \frac{u_2 - u_1}{C_{2u}} \right] \quad (4.7)$$

onde:

$W_{\infty} \equiv$ velocidade relativa média, p.ex. $W_{\infty} = \frac{W_1 + W_2}{2}$;

W_{1u} e $W_{2u} \equiv$ componentes tangenciais da velocidade relativa na entrada e na saída da pá, respectivamente;

$C_{2u} \equiv$ componente tangencial da velocidade absoluta na saída da pá;

u_1 e $u_2 \equiv$ velocidades tangenciais do rotor na entrada e na saída da pá, respectivamente;

$H_{pá}$ \equiv altura de elevação teórica da bomba;

l \equiv corda da pá;

z \equiv número de pás do rotor;

n \equiv velocidade de rotação;

t_2 \equiv passo na saída do rotor ($= \pi \cdot D_2 / z$);

g \equiv aceleração da gravidade local;

σ \equiv razão de solidez ($= l / t_2$).

Os rotores da série A tem as seguintes características principais:

Rotor A: tem um projeto convencional para aplicação industrial típica, com pás de dupla curvatura moderadamente torcidas na entrada; foi tomado como configuração de referência da série de rotores A;

Rotor A_1 : no projeto deste rotor pretendeu-se limitar a "razão de difusão" da corrente principal com a redução a relação entre as velocidades meridionais na entrada e na saída. Para isso, a relação de áreas A_5 / A_2 foi aumentada em 34% relativamente ao rotor A, através do aumento do diâmetro de entrada, de forma que a área de passagem do fluxo tornou-se quase constante ao longo do rotor. Também, o gradiente do carregamento aerodinâmico da pá ao longo da sua largura $\left[C_{LA} \cdot \sigma \right]_T / \left[C_{LA} \cdot \sigma \right]_H$ foi mantido com um valor bem próximo ao do rotor A. As pás deste rotor resultaram altamente torcidas na região de entrada;

Rotor A_2 : o principal critério de projeto foi o carregamento aerodinâmico da pá. Por um lado, este carregamento para a linha de corrente junto à capa externa do rotor foi reduzido de forma que $\left[C_{LA} \cdot \sigma \right]_{T, A_2} = 0,85 \times \left[C_{LA} \cdot \sigma \right]_{T, A}$. O número de pás foi aumentado de 5 para 6. Por outro lado, para que este rotor tivesse uma distribuição quase uniforme do carregamento aerodinâmico da pá ao longo da sua largura, as suas pás foram projetadas quase com simples curvatura, i.é, com a aresta de entrada quase paralela ao eixo;

Rotor A_3 : este rotor foi projetado com base nos resultados experimentais obtidos com os três primeiros rotores. O rotor A_2 foi extremamente efetivo no sentido de atrasar o início do fluxo reverso, entretanto, ficou uma dúvida em como partilhar os efeitos das duas variantes aplicadas em seu projeto. Então, com o rotor A_3 pretendeu-se isolar a influência de $\left[C_{LA} \cdot \alpha \right]_T$ sobre o início do fluxo reverso e, para tanto, esse carregamento foi reduzido ainda mais relativamente ao rotor A, em comparação à redução feita no rotor A_2 . O número de pás foi aumentando para 7. O gradiente do carregamento aerodinâmico ao longo da largura da pá teve seu valor escolhido entre aqueles obtidos nos rotores A e A_2 .

4.3.2 - Resultados dos testes

No Apêndice B.1 são apresentados diversos gráficos que retratam os resultados dos testes realizados por SEN, SCHIAVELLO e BREUGELMANS nas duas séries de bombas descritas.

Com respeito ao controle da vazão crítica, à intensidade e à assimetria do fluxo reverso, os seguintes resultados devem ser destacados:

a) Para a série de bombas E

- Nenhuma diferença significativa foi observada entre os valores absolutos das vazões críticas desta série. Os valores da relação $Q_{cr} / (Q_n)_{ref}$ são iguais a 0.62, 0.63, 0.61 e 0.63, respectivamente para as bombas E_1 , E_2 , E_3 e E_4 ;

- As distribuições da perda de energia devido ao fluxo reverso para as bombas desta série são semelhantes nas grandezas e na forma (ver Figura 4.14). As bombas E_1 e E_3 , que têm o mesmo rotor mas diferentes volutas, deram idênticas distribuições dessa perda. Já a bomba E_2 , que tem a mesma voluta da bomba E_1 mas com um menor número de pás, apresentou uma menor perda de energia;

- As bombas E_1 e E_2 , que têm a mesma voluta, mostraram

uma grande assimetria em suas distribuições angulares da pressão estática na parede do tubo de sucção para $Q < Q_{cr}$, inclusive com formas e valores bastante idênticos (ver Figura B.4). Já a bomba E_3 , que tem uma voluta diferente, apresentou distribuições com assimetrias mínimas e com formas e valores bem diferentes aos das bombas E_1 e E_2 . Isto significa que bombas com rotores diferentes mas com uma mesma voluta dão similares distribuições angulares da pressão estática na sucção, enquanto que bombas com rotores iguais mas com diferentes volutas apresentam distribuições de pressão com formas bem diferentes.

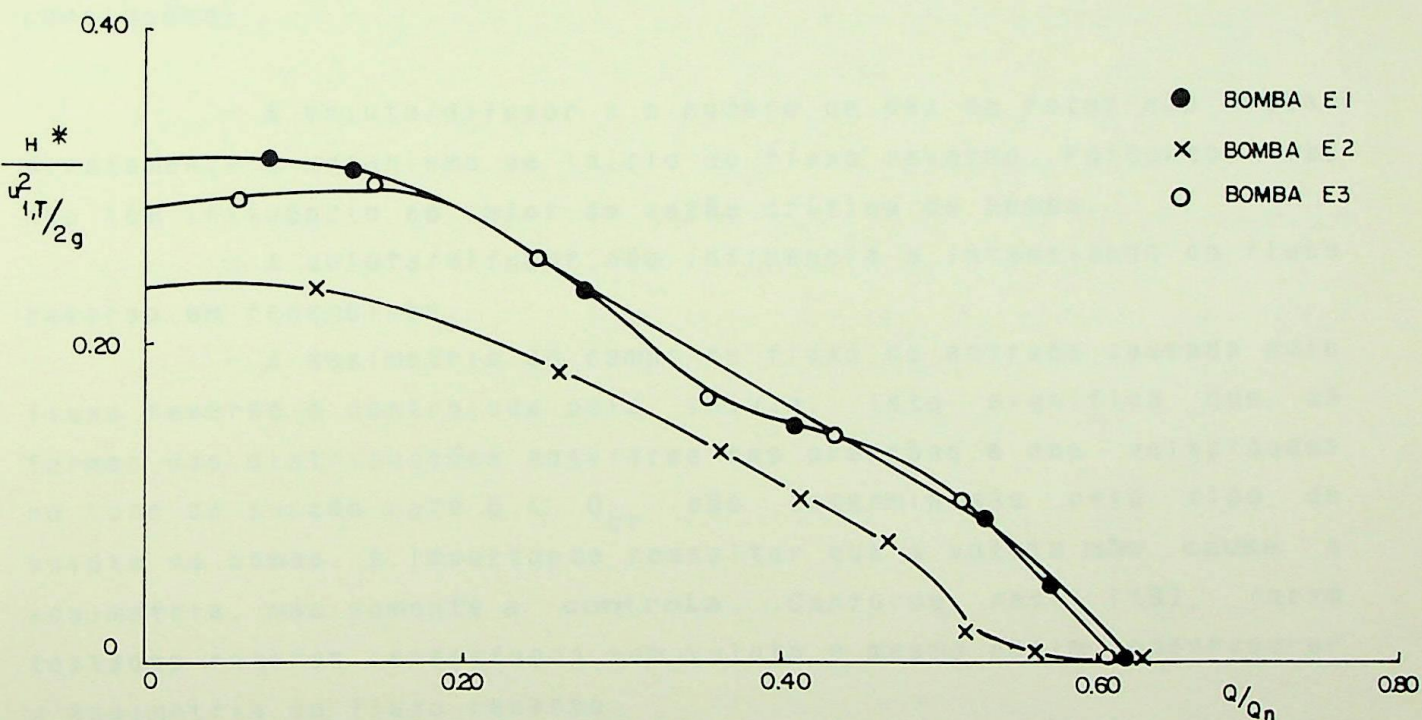


Figura 4.14 - Perdas de energia devido ao fluxo reverso. Seção de teste 1-1A, série de bombas E. Ref. [19].

b) Para a série de bombas A

- A ordem das bombas desta série para vazões críticas crescentes é a seguinte: A_2 , A_3 , A e A_1 , respectivamente com os valores 0.52, 0.67, 0.71 e 0.87 para a relação Q_{cr}/Q_n ;

- A bomba A_1 , que tem a maior vazão crítica da série, tem também a maior perda de energia devido ao fluxo reverso.

Similarmente, a bomba A_2 , que tem a menor vazão crítica, tem a menor perda de energia (ver Figura B.12). De uma forma geral, os testes mostraram que bombas tendo altas vazões críticas dão maiores perdas devido ao fluxo reverso e, portanto, maiores potências de eixo para vazões parciais comparativamente à bombas tendo baixas vazões críticas.

4.3.3 - Conclusões tiradas dos resultados dos testes

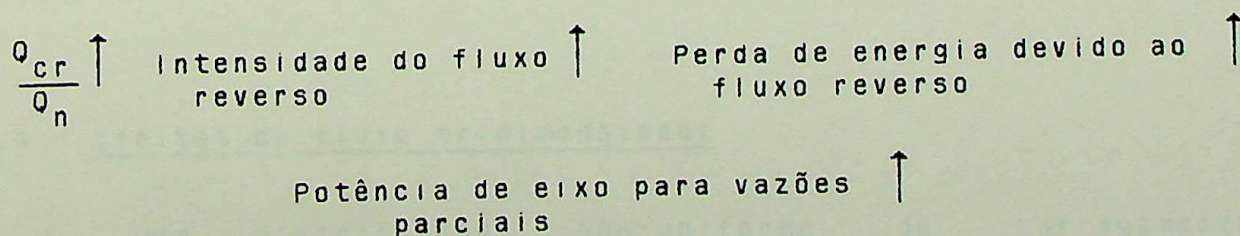
Com relação ao controle da vazão crítica, à intensidade e à assimetria do fluxo reverso, destacam-se as seguintes conclusões:

- A voluta/difusor e o número de pás do rotor não afetam diretamente o mecanismo de início do fluxo reverso. Portanto, eles não têm influência no valor da vazão crítica da bomba;

- A voluta/difusor não influencia a intensidade do fluxo reverso em redemoinho;

- A assimetria do campo de fluxo na entrada causada pelo fluxo reverso é controlada pela voluta. Isto significa que as formas das distribuições angulares das pressões e das velocidades no tubo de sucção para $Q < Q_{cr}$ são determinadas pelo tipo de voluta da bomba. É importante ressaltar que a voluta **não causa** a assimetria, mas somente a **controla**. Conforme ref. [19], foram testados rotores centrífugos sem voluta e mesmo assim observou-se a assimetria do fluxo reverso;

- A potência de eixo para vazões parciais pode ser significativamente reduzida se o rotor for reprojetoado para dar uma menor vazão crítica. Uma análise dos resultados dos testes conduz ao seguinte relacionamento:



- O próprio rotor deve ser tomado como elemento básico no estudo dos parâmetros que afetam o início e a intensidade do fluxo reverso na sucção. Os resultados dos testes mostraram que a vazão crítica depende fortemente do projeto do rotor, sendo possível mudá-la em uma larga faixa, mantendo-se as mesmas características nominais da bomba, através da seleção adequada de certos parâmetros de projeto:

- Nenhum dos parâmetros de projeto de um rotor, quando considerado individualmente, controla a vazão crítica da bomba. Verificou-se que 4 parâmetros são mais importantes nesse controle: a) a relação entre as áreas de entrada e de saída do rotor A_1/A_2 ; b) o carregamento aerodinâmico da pá para a linha de corrente junto à capa externa do rotor $(C_{LA} \cdot \sigma)_T$; c) o gradiente do carregamento aerodinâmico da pá ao longo da sua largura $(C_{LA} \cdot \sigma)_T / (C_{LA} \cdot \sigma)_H$; d) a razão de aspecto do sistema de pás $AR (= b/\bar{r})$. Por exemplo, a vazão crítica pode ser significativamente reduzida ao se adotar pequenos valores para os parâmetros dos itens b e c, como ocorreu com a bomba A_2 . Ao contrário, a bomba A_1 , cujo rotor foi projetado com elevados valores para esses 2 parâmetros, apresentou uma grande vazão crítica relativamente à sua vazão de projeto:

- A curvatura meridional da capa externa do rotor na região do ponto T, deve ser controlada para evitar a ocorrência de separações do fluxo. Valores muito elevados para a relação b_1/Rc_T aumentam a suscetibilidade de ocorrência da separação da camada limite na face de sucção da pá para o ponto T;

- Os resultados dos testes estabeleceram que o início do fluxo reverso está relacionado exclusivamente com o campo de fluxo aerodinâmico, primariamente pela difusão do fluxo relativo e pela circulação aerodinâmica, secundariamente pelos efeitos do fluxo tridimensional e da viscosidade.

4.3.4 - Efeitos do fluxo tridimensional

Uma distribuição não-uniforme do carregamento

aerodinâmico da pá ao longo da sua largura, i.é, $\left[C_{LA} \cdot \sigma \right]_T / \left[C_{LA} \cdot \sigma \right]_H > 1,0$, cria fluxos secundários na entrada do rotor. Esses fluxos destocam líquido de baixa quantidade de movimento da região do cubo para o ponto T, onde ele é acumulado com as camadas limites sobre a face de sucção da pá e sobre a capa externa do rotor. Por outro lado, camadas limites são mais suscetíveis à separação quando elas contêm uma grande quantidade de líquido de baixa quantidade de movimento. Portanto, pode-se esperar um atraso da separação para uma distribuição mais uniforme do carregamento aerodinâmico da pá, como ocorreu com a bomba A₂, que tem a menor vazão crítica da série. O rotor desta bomba tem pás pouco torcidas, quase de simples curvatura, que minimizam os fluxos secundários e os efeitos causados pelo mesmo, chamados de **perdas do fluxo secundário**. Verifica-se que as bombas da série A devem ser colocadas em uma mesma ordem para vazões críticas crescentes, para gradientes do carregamento aerodinâmico da pá ao longo da sua largura crescentes e para perdas do fluxo secundário crescentes, que é a seguinte: A₂, A₃, A e A₁.

Conforme ilustrado na Figura 4.13, comparando-se o rotor A₁ com o rotor A₂ ve-se que a forma meridional do rotor e também a posição da aresta de entrada das pás são os parâmetros mais relevantes no controle da distribuição do carregamento aerodinâmico da pá e, portanto, no controle das perdas do fluxo secundário.

4.3.5 - Razão de difusão do fluxo relativo e Aumento da altura de pressão aerodinâmica

Os resultados experimentais obtidos por SEN e SCHIAVELLO [22] [20] mostraram que a razão de difusão do fluxo relativo para a linha de corrente do ponto T, $(W_1/W_2)_T$, é um parâmetro dominante sobre o limite de "stalling". Se o rotor tem uma alta relação $(W_1/W_2)_T$ na vazão nominal, como foi o caso do rotor A₁, ele terá uma margem relativamente pequena até a vazão de ocorrência do "stall" e, portanto, terá um grande valor para a relação Q_{cr}/Q_n .

Então, pode-se escrever:

$$\left(W_1 / W_2 \right)_{T, n \uparrow} \quad \frac{Q_{stall}}{Q_n} \uparrow \quad \frac{Q_{cr}}{Q_n} \uparrow$$

Um outro parâmetro importante que também foi analisado por esses autores é o aumento da altura de pressão aerodinâmica através do rotor, $\left(\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \right)$, que é igual ao aumento da altura de pressão estática menos o aumento da altura de pressão centrífuga, ou seja:

$$\left(\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \right) = (h_D - h_s) - \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \right) \quad (4.8)$$

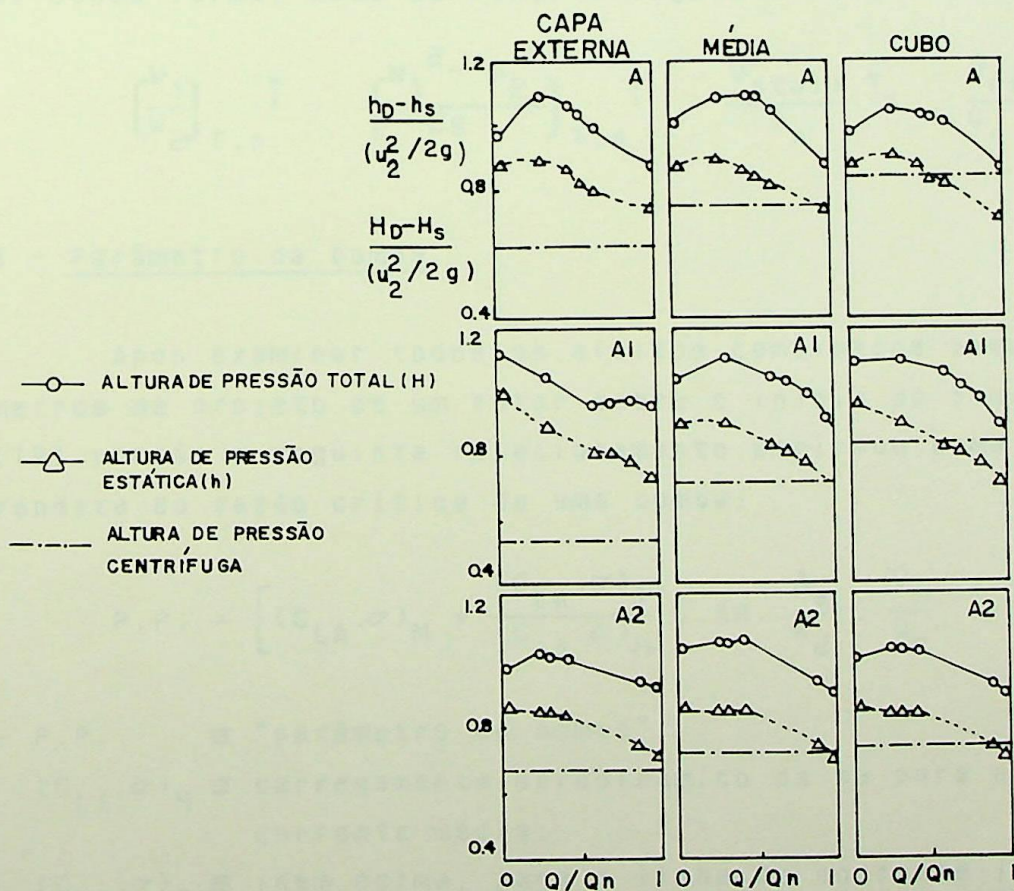


Figura 4.15 - Aumento das alturas de pressão total, estática e centrífuga através dos rotores das bombas A, A₁ e A₂. Ref. [20].

O aumento da altura de pressão aerodinâmica dá uma clara interpretação da influência dos parâmetros de projeto de um rotor sobre o início do fluxo reverso. A Figura 4.15 mostra o aumento das alturas de pressão total, estática e centrífuga através dos rotores das bombas A, A₁ e A₂, para as linhas de corrente junto à capa externa, média e junto ao cubo do rotor. A bomba A₂, que tem a menor vazão crítica da série, tem um valor quase nulo para $\left(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}\right)_{T,n}$, além de um gradiente quase nulo do aumento da altura de pressão aerodinâmica ao longo da largura da pá. Por outro lado, a bomba A₁, que tem maiores valores para esses dois parâmetros, apresentou uma maior vazão crítica. Para todos os rotores testados, a tendência do aumento da altura de pressão aerodinâmica esteve correlacionada à tendência da vazão crítica da bomba. Dessa forma, pode-se fazer o seguinte relacionamento:

$$\left(\frac{w_1}{w_2}\right)_{T,n} \uparrow \quad \left(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}\right)_{T,n} \uparrow \quad \frac{Q_{stall}}{Q_n} \uparrow \quad \frac{Q_{cr}}{Q_n} \uparrow$$

4.3.6 - Parâmetro da bomba

Após examinar todos os efeitos combinados possíveis dos parâmetros de projeto de um rotor sobre o início do fluxo reverso, SEN [19] propôs o seguinte relacionamento empírico como uma medida da grandeza da vazão crítica de uma bomba:

$$P.P. = \left[(C_{LA} \cdot \sigma)_M + \frac{(C_{LA} \cdot \sigma)_T}{(C_{LA} \cdot \sigma)_H} \right] \cdot AR \cdot \frac{A_s}{A_2} \cdot \frac{Q_m}{Q_n} \quad (4.9)$$

onde: P.P. \equiv "parâmetro da bomba";

$(C_{LA} \cdot \sigma)_M \equiv$ carregamento aerodinâmico da pá para a linha de corrente média;

$(C_{LA} \cdot \sigma)_T \equiv$ idem acima, para a linha de corrente junto à capa externa do rotor;

$(C_{LA} \cdot \sigma)_H \equiv$ idem acima, para a linha de corrente junto ao cubo do rotor;

$AR \equiv$ razão de aspecto do sistema de pás ($= \overline{b/l}$);

$A_s \equiv$ área de entrada do rotor;

$A_2 \equiv$ área de saída do rotor;

$Q_m \equiv$ vazão onde ocorre o casamento entre rotor e voluta;

$Q_n \equiv$ vazão adotada no projeto do rotor.

OBS.: Se a vazão do casamento rotor x voluta difere muito da vazão nominal de projeto, esta peculiaridade tem que ser levada em conta através do termo Q_m/Q_n na expressão de P.P. .

Observa-se que o "parâmetro da bomba" é diretamente calculado a partir dos parâmetros de projeto escolhidos para o rotor. Conforme mostra a Figura 4.16, o "parâmetro da bomba" tem que ter um pequeno valor quando se deseja uma baixa vazão crítica.

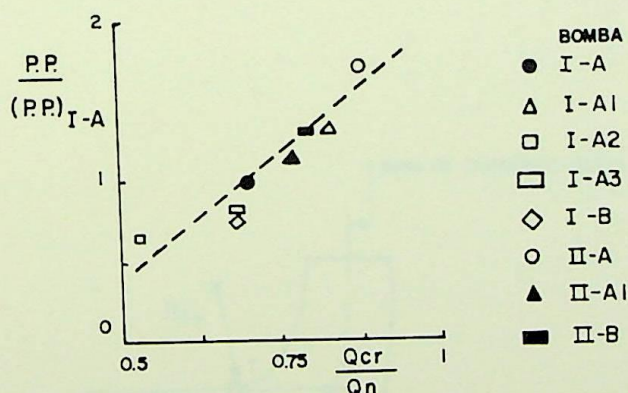


Figura 4.16 - "Parâmetro da bomba" (P.P). em função da vazão crítica. Ref. [20].

4.4 - Análise Comparativa entre as Otimizações para Reduzir o NPSH Requerido e a Vazão Crítica

A seguir, estão listados os parâmetros de projeto de um rotor considerados na otimização do $NPSH_R$ e que também influenciam o início e a intensidade do fluxo reverso na sucção (não se considera o caso de pás de simples curvatura com a aresta de

entrada avançada na sucção):

- a) Relação de diâmetros D_s/D_2 , conseqüentemente, a relação de áreas A_s/A_2 ;
- b) Relação δ/b_1 , representando a posição da aresta de entrada das pás no plano meridional (ver Figura 4.17);
- c) Relação b_1/Rc_T , representando a forma meridional da entrada do rotor.

OBS.: Os valores normalmente adotados para a relação b_1/Rc_T em rotores bem projetados, evitam a ocorrência de separações do fluxo junto à capa externa do rotor, na região de entrada da pá. Por isso, a influência desse parâmetro sobre o $NPSH_R$ e sobre a vazão crítica da bomba não será considerada na presente análise.

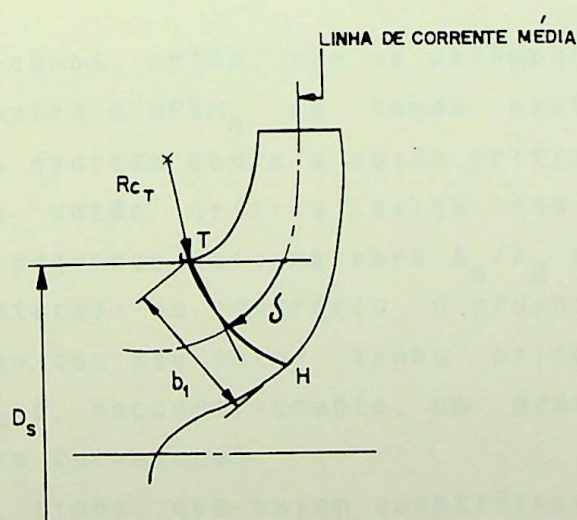
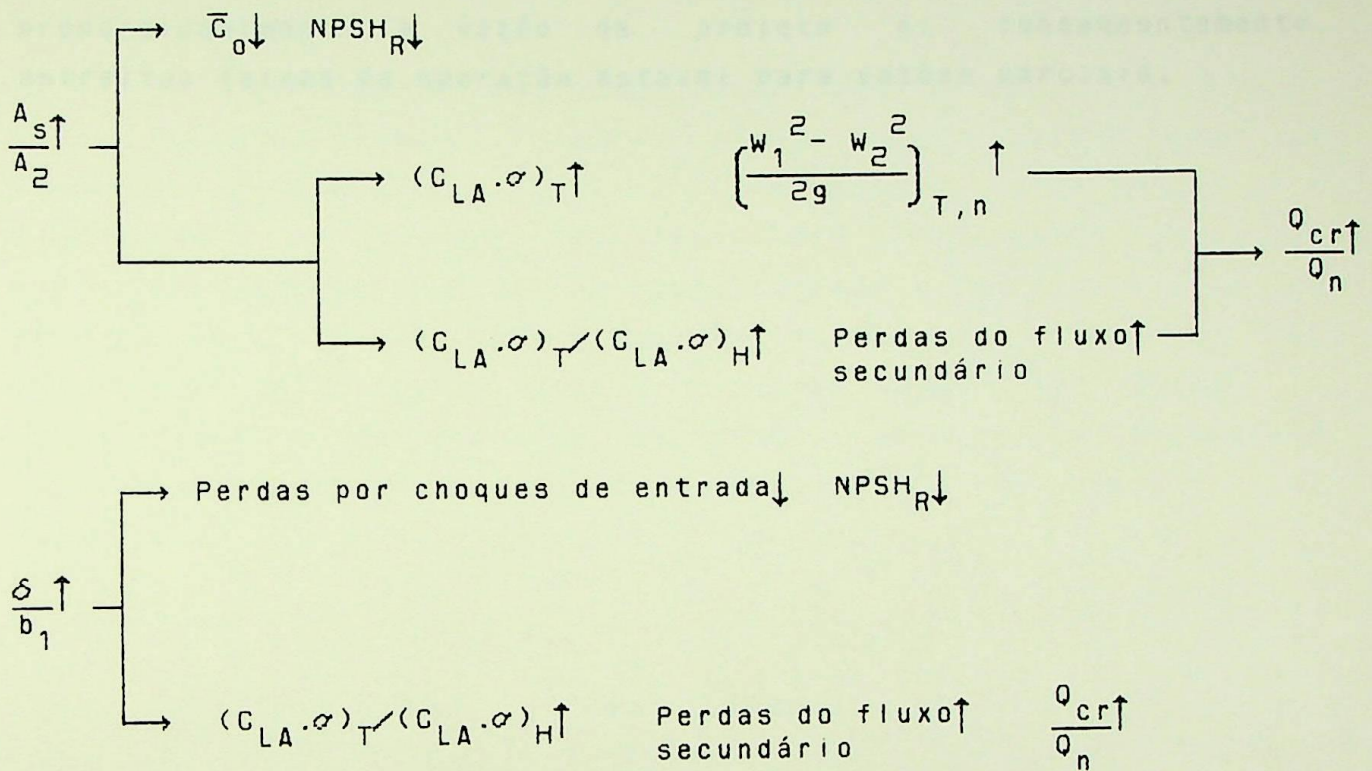


Figura 4.17 - Parâmetro δ definindo a posição no plano meridional da aresta de entrada de pás de dupla curvatura.

De tudo que foi exposto até agora, pode-se concluir que:

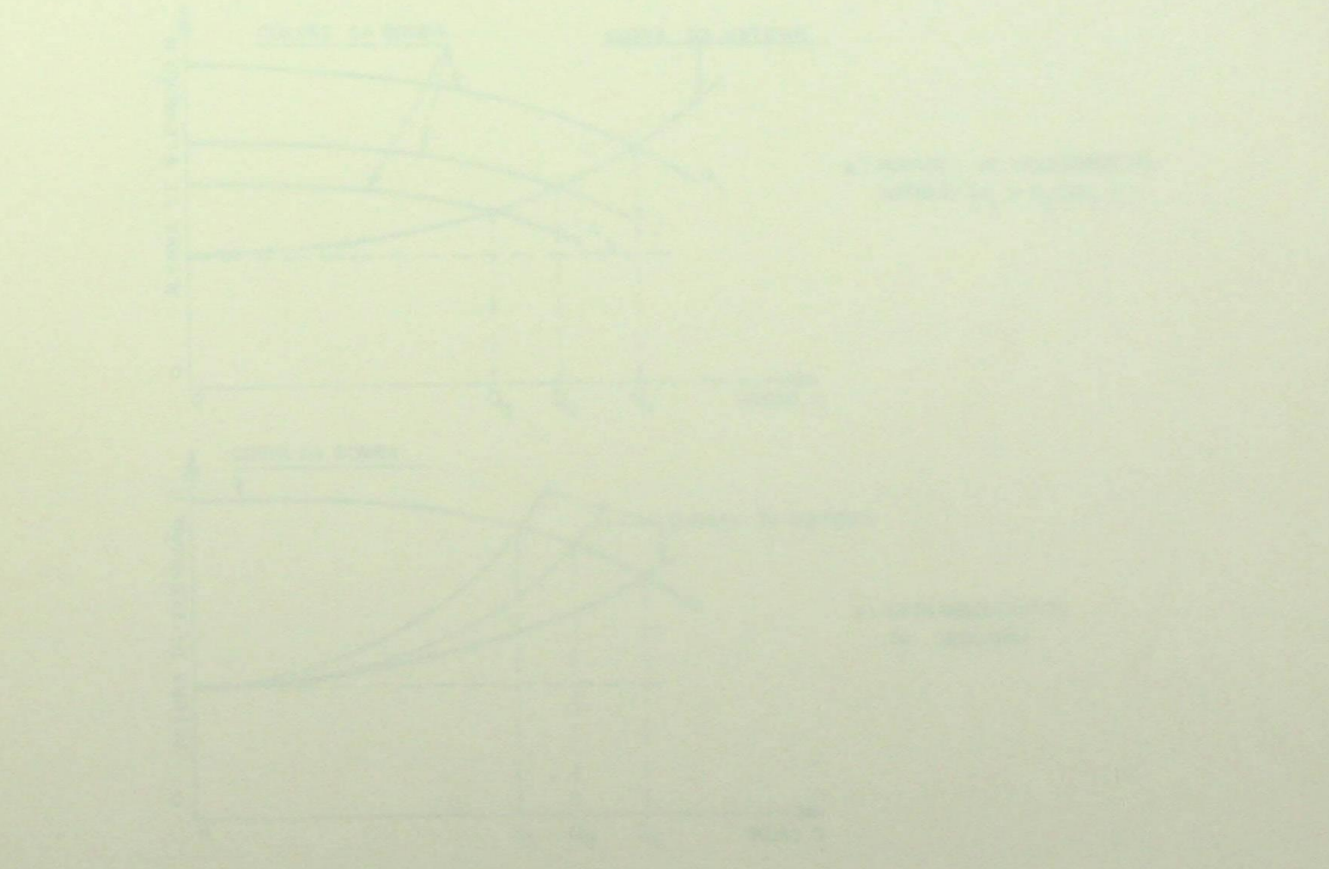


Verifica-se, então, que os parâmetros A_s/A_2 e δ/b_1 têm uma influência sobre o $NPSH_R$ da bomba exatamente ao contrário daquela que eles exercem sobre a vazão crítica. O projeto de uma bomba de baixa vazão crítica exige que seu rotor tenha simultaneamente pequenos valores para A_s/A_2 e δ/b_1 (com pás quase de simples curvatura); ao contrário, o projeto de uma bomba de baixo $NPSH_R$ exige que seu rotor tenha principalmente um grande valor para A_s/A_2 e, secundariamente, um grande valor para δ/b_1 (com pás de dupla curvatura).

Resta, ainda, que sejam quantificados experimentalmente, em bombas de diferentes velocidades específicas, os valores do $NPSH_R$, da vazão crítica e do rendimento global em função da relação δ/b_1 e mantendo fixo um grande valor a ser adotado para a relação A_s/A_2 . Isto permitirá uma otimização do parâmetro δ/b_1 que possa conduzir a menores valores para a vazão crítica (comparativamente ao caso de se adotar indiscriminadamente um grande valor para δ/b_1), sem, no entanto, aumentar o $NPSH_R$ e/ou diminuir o rendimento de forma inaceitável.

Entretanto, já se pode concluir que bombas de alto nível de energia, projetadas para terem **excelentes capacidades de sucção**, terão inevitavelmente grandes vazões críticas proporcionalmente à vazão de projeto e, conseqüentemente, estreitas faixas de operação estável para vazões parciais.

Esta conclusão é baseada em estudos realizados com bombas de alto nível de energia, projetadas para terem excelentes capacidades de sucção. Os resultados mostram que a vazão crítica aumenta proporcionalmente à vazão de projeto, o que resulta em estreitas faixas de operação estável para vazões parciais.



CAPÍTULO 5

LIMITES DA FAIXA OPERACIONAL DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA

5.1 - Introdução

Teoricamente, uma bomba centrífuga é capaz de operar sobre uma larga faixa de vazões, sendo que a exata **vazão de operação** é determinada a partir da interseção entre as curvas H x Q da bomba e do sistema, de forma que esta vazão pode ser modificada alterando-se uma ou ambas curvas. A variação dentro de limites permissíveis, do diâmetro externo do rotor ou da velocidade de rotação, altera a curva HxQ da bomba; o estrangulamento da descarga da bomba, através do fechamento parcial de alguma válvula, altera a curva H x Q do sistema. Ver Figura 5.1.

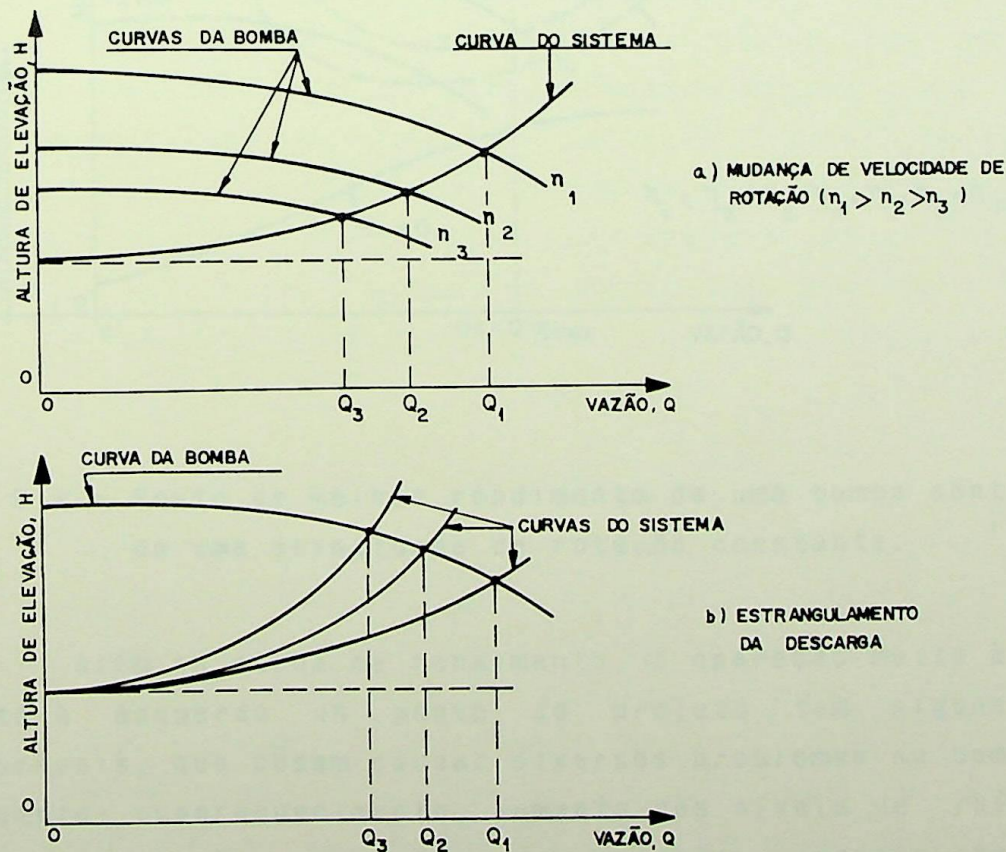


Figura 5.1 - Variação da vazão em uma bomba centrífuga.

Entretanto, para uma determinada velocidade de rotação e considerando o rotor de diâmetro externo máximo, que é o rotor para o qual a bomba é projetada, o desempenho ótimo de uma bomba ocorre em somente um ponto de operação. A vazão correspondente a esse ponto é normalmente denominada de "vazão de projeto" (Q_n) ou "vazão do ponto de melhor rendimento" ($Q_{\eta_{máx}}$) da bomba. Ver Figura 5.2.

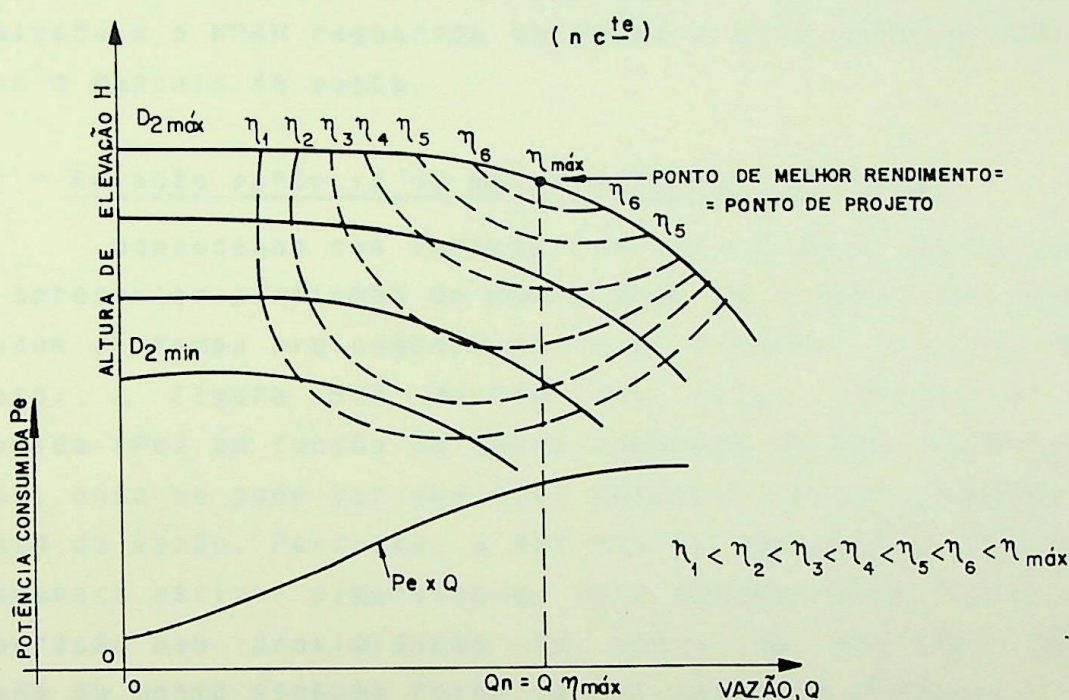


Figura 5.2 - Ponto de melhor rendimento de uma bomba centrífuga de uma velocidade de rotação constante.

Além da perda de rendimento, a operação muito à direita ou muito à esquerda do ponto de projeto tem alguns efeitos desfavoráveis, que podem causar diversos problemas na bomba, como por exemplo: superaquecimento, aumento dos níveis de ruído e de vibração, cavitação, pulsações de pressão, redução da vida e quebra de peças, etc. Como em muitas aplicações é necessário a operação contínua da bomba para $Q \neq Q_n$, os engenheiros de aplicação ou usuários deveriam conhecer e não ultrapassar os

limites da faixa operacional existentes para cada bomba, de forma a evitar a ocorrência dessas falhas operacionais.

5.2 - Limite da Faixa de Operação para $Q > Q_n$

O limite da faixa operacional à direita da vazão de projeto é determinado em função de 3 principais fatores: a) a relação entre a potência do motor de acionamento e a potência consumida pela bomba; b) a relação entre o NPSH disponível da instalação e o NPSH requerido da bomba e c) o esforço radial sobre o eixo e mancais da bomba.

5.2.1 - Relação potência do motor/potência consumida

Dependendo das características do motor selecionado, ele pode apresentar problemas de **sobrecarga** se a bomba for operada por períodos de tempo prolongados muito à direita do seu ponto de projeto. A Figura 5.2 mostra uma curva típica da potência consumida (P_e) em função da vazão bombeada de uma bomba com rotor radial, onde se pode ver que essa potência sempre aumenta com o aumento da vazão. Portanto, a sobrecarga ocorrerá se o motor de acionamento estiver dimensionado para atender somente à condição de operação nas proximidades do ponto de projeto, tendo uma pequena ou mesmo nenhuma folga na sua potência nominal.

5.2.2 - Relação NPSH disponível/NPSH requerido

Conforme mostrado no Capítulo 2 e Apêndice A, para se evitar a ocorrência da cavitação, ou a ocorrência de uma taxa de erosão por cavitação inaceitável ou, então, evitar uma queda da altura de elevação maior que 3%, deve-se ter respectivamente $NPSH_D > NPSH_{RCI}$, $NPSH_D > NPSH_{RTEA}$ ou $NPSH_D > NPSH_{R3\%}$, para qualquer ponto de operação da bomba. Considerando uma aplicação em que se tem $NPSH_D > NPSH_{RCI}$ para vazão de projeto, a Figura 5.3 mostra que existem vazões à direita de Q_n além das quais cada uma das condições anteriores não é mais atendida, sendo, portanto, limites da faixa de operação da bomba.

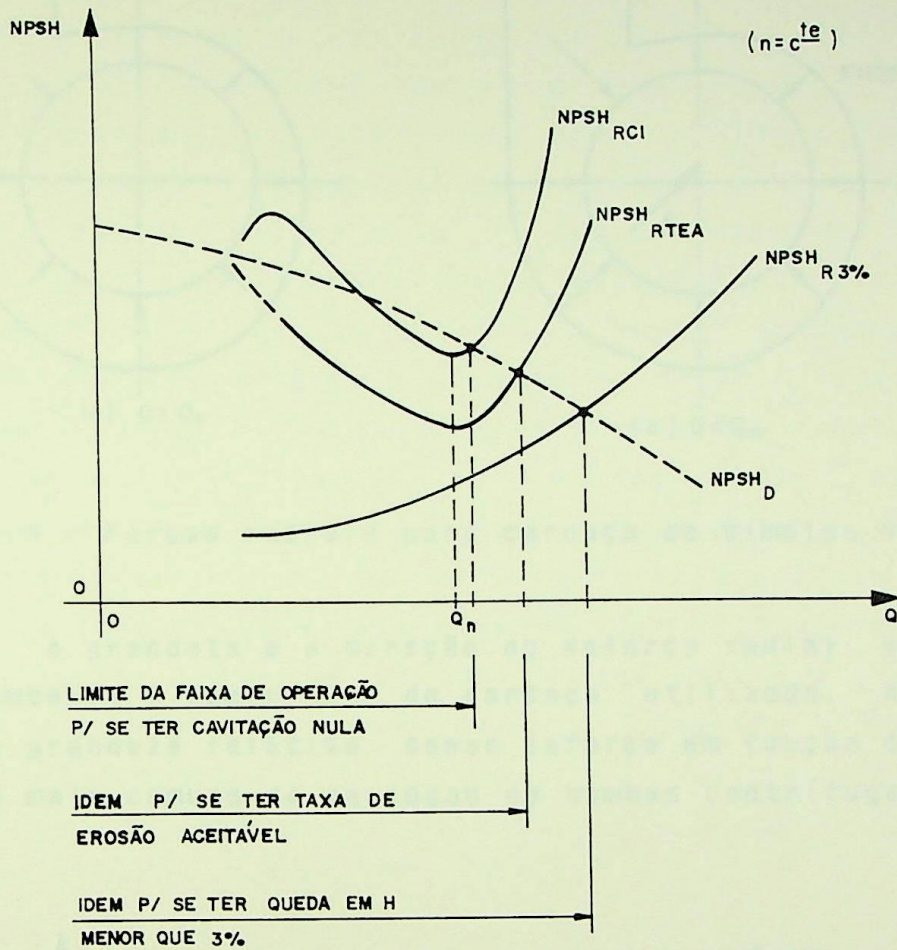


Figura 5.3 - Limites da faixa de operação para $Q > Q_n$, de forma que $NPSH_D \geq NPSH_R$.

5.2.3 - Esforço radial

Quando uma bomba com projeto de carcaça de simples voluta é operada em sua vazão de projeto, a interação entre o rotor e a carcaça causa uma distribuição de pressão uniforme ou quase uniforme atuando sobre a periferia do rotor. Para vazões diferentes da de projeto, entretanto, essa distribuição de pressão não é uniforme, dando origem a uma força radial resultante sobre o eixo de bomba, chamada de "esforço radial" ou "reação radial". Ver Figura 5.4.

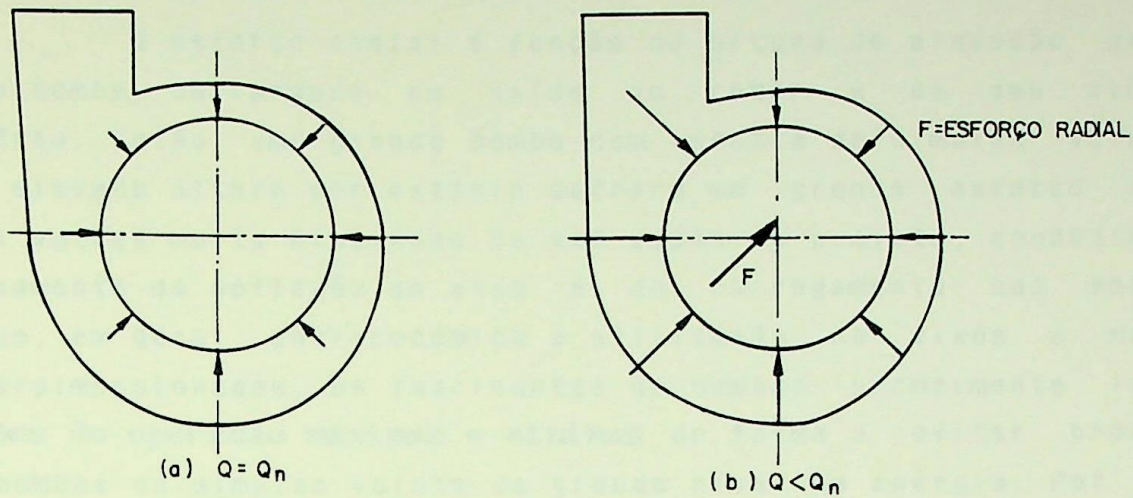


Figura 5.4 - Forças radiais para carcaça de simples voluta.

A grandeza e a direção do esforço radial variam com a vazão bombeada e com o tipo de carcaça utilizada. A Figura 5.5 mostra a grandeza relativa desse esforço em função da vazão para os tipos mais comuns de carcaças de bombas centrífugas.

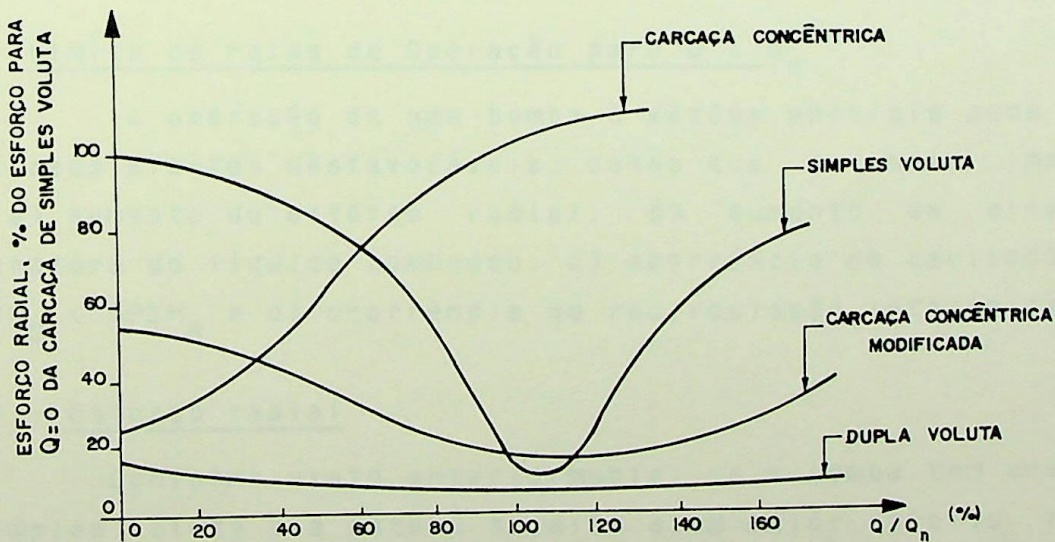


Figura 5.5 - Esforço radial (F) em função da vazão bombeada. Ref. [16].

O esforço radial é função da altura de elevação gerada pela bomba, da largura na saída do rotor e do seu diâmetro externo. Então, uma grande bomba com carcaça de simples voluta e com elevada altura por estágio sofrerá um grande esforço radial para vazões muito afastadas da sua vazão de projeto, conduzindo a um aumento da deflexão do eixo e do carregamento nos mancais. Sendo, em geral, antieconômica a utilização de eixos e mancais superdimensionados, os fabricantes de bombas normalmente indicam **vazões de operação máximas e mínimas** de forma a evitar problemas em bombas de simples voluta de grande nível de energia. Por outro lado, como esta limitação da faixa operacional também pode ser antieconômica, os fabricantes podem favoravelmente selecionar uma carcaça de dupla voluta, que permite o balanceamento quase total das forças radiais para toda a faixa de vazões da bomba. Como bombas pequenas podem não ser facilmente adaptáveis à projetos de dupla voluta, devido à problemas de fundição, elas podem ser construídas com carcaças concêntricas modificadas, que também reduzem consideravelmente o esforço radial quando comparadas com bombas de simples voluta. Ver Figura 5.6.

5.3 - Limite da Faixa de Operação para $Q < Q_n$

A operação de uma bomba à vazões parciais pode conduzir a diversos efeitos desfavoráveis, sendo que os mais importantes são: a) aumento do esforço radial; b) aumento da elevação de temperatura do líquido bombeado; c) ocorrência de cavitação devido à $NPSH_D < NPSH_R$ e d) ocorrência de recirculação interna na bomba.

5.3.1 - Esforço radial

Conforme visto anteriormente, se a bomba tem uma carcaça de simples voluta ela estará sujeita a um maior esforço radial à vazões parciais comparativamente à vazão de projeto. Uma bomba que não tenha sido dimensionada para suportar esse aumento de esforço deverá ter sua faixa operacional à esquerda de Q_n limitada de forma a evitar excessivas deflexões ou quebra do seu eixo e danos em seus mancais radiais.

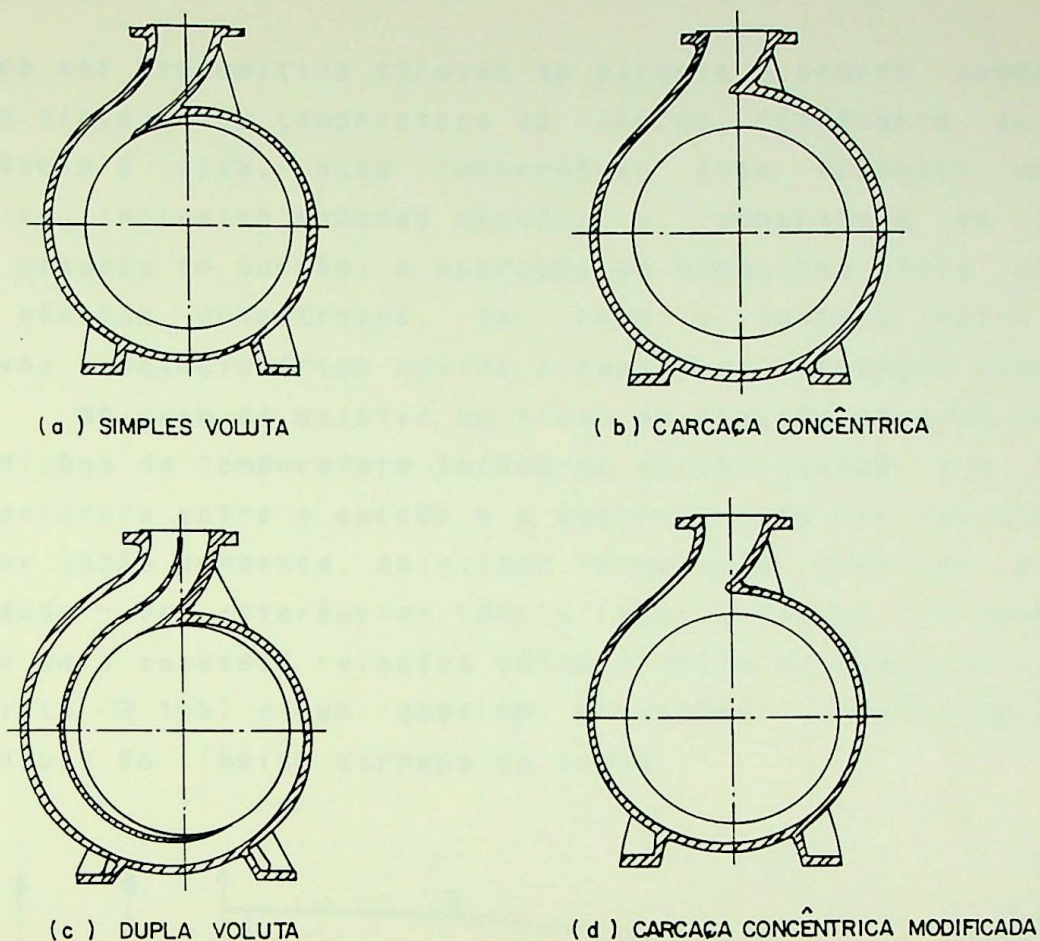


Figura 5.6 - Tipos de carcaças de bombas centrífugas. Ref. [16].

5.3.2 - Aumento da elevação de temperatura

O problema termodinâmico que se origina da operação de certas bombas centrífugas à vazões extremamente reduzidas é causado pelo excessivo aquecimento do líquido bombeado. A diferença entre a potência interna consumida e a potência útil desenvolvida representa as perdas que ocorrem dentro da bomba. Essas perdas são convertidas em calor, que é transferido ao líquido passando através da bomba.

Se a bomba está operando contra uma válvula completamente fechada, uma vez que não existe nenhum fluxo entrando e saindo da bomba, toda a potência consumida será transformada em calor e irá aquecer o líquido contido dentro da carcaça. Nesta situação, a própria carcaça se aquecerá e uma certa quantidade de calor é dissipada por convecção para a atmosfera vizinha. Se a quantidade de calor adicionada ao líquido é pequena,

ela pode ser transmitida através da carcaça e ocorre somente uma pequena elevação de temperatura do líquido. Entretanto, se a perda de potência é alta, essa temperatura pode alcançar um valor excessivo, inclusive podendo exceder a temperatura de ebulição para a pressão de sucção. A operação da bomba sob tais condições teria efeitos desastrosos, tal como o contato entre peças rotativas e estacionárias devido à excessiva dilatação térmica.

No caso de existir um fluxo de líquido através da bomba, as condições de temperatura tornam-se estabilizadas e a elevação de temperatura entre a sucção e a descarga pode ser calculada para qualquer vazão bombeada, existindo fórmulas e gráficos para tal finalidade - ver referências [06] e [16]. A Figura 5.7 mostra que somente para pequenas relações entre a vazão de operação e a vazão de projeto ($\cong 15\%$) é que ocorrem elevações significativas da temperatura do líquido através da bomba.

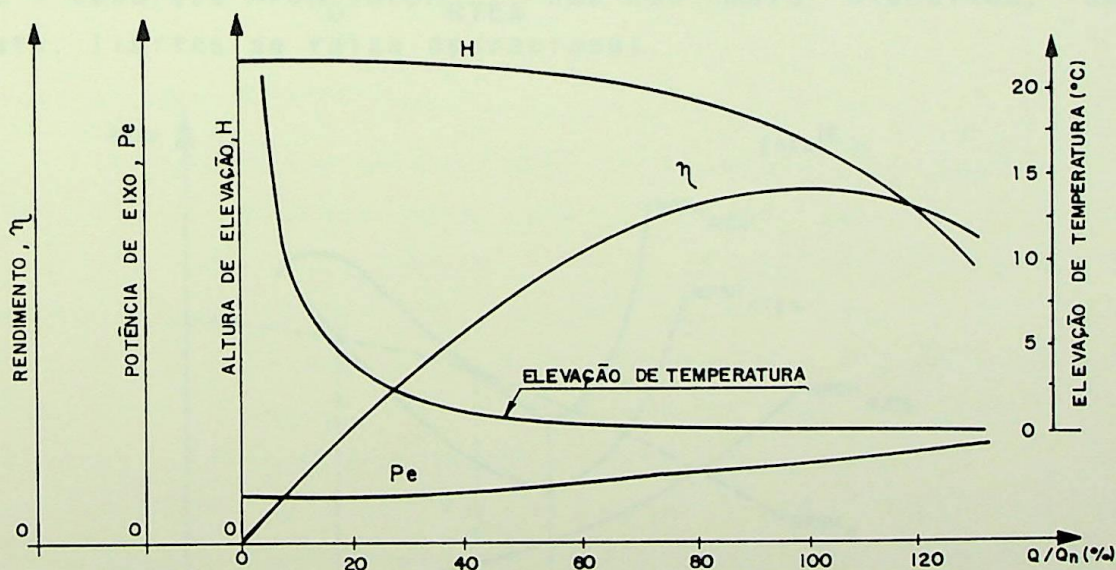


Figura 5.7 - Curvas de desempenho de uma bomba centrífuga incluindo a curva da elevação de temperatura do líquido bombeado. Ref. [06].

A elevação de temperatura máxima permitida varia numa larga faixa, dependendo do tipo da bomba e da instalação. Para serviços com água quente, tal como bombas de alimentação de

caldeiras, recomenda-se limitar a elevação de temperatura em 15°F ($\cong 8^{\circ}\text{C}$). Para bombas trabalhando com água fria, a elevação de temperatura tolerável pode ser mais alta, em torno de 50°F ($\cong 30^{\circ}\text{C}$), podendo chegar a 100°F ($\cong 55^{\circ}\text{C}$) em alguns casos. O estabelecimento deste limite permite o cálculo da **vazão mínima** para operação contínua sem problemas de superaquecimento na bomba. Para a garantia dessa vazão, um "by-pass" é normalmente dimensionado e instalado entre a descarga da bomba e o reservatório de sucção, podendo inclusive ser automatizado por meio de válvulas de controle apropriadas.

5.3.3 - Relação NPSH disponível/NPSH requerido

Considerando uma aplicação de bomba em que se tem $\text{NPSH}_D > \text{NPSH}_{RCI}$ para a vazão de projeto, a Figura 5.8 mostra que existem vazões à esquerda de Q_n além das quais a condição anterior e também a condição $\text{NPSH}_D > \text{NPSH}_{RTEA}$ não são mais atendidas, sendo, portanto, limites da faixa operacional.

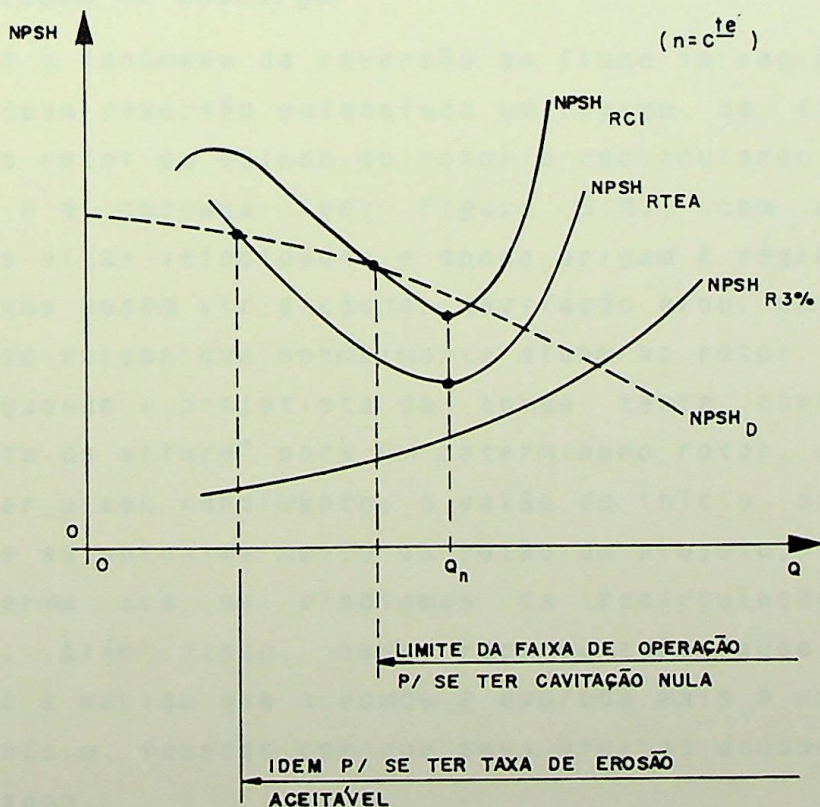


Figura 5.8 - Limites da faixa de operação para $Q < Q_n$, de forma que $\text{NPSH}_D \geq \text{NPSH}_R$.

5.3.4 - Recirculação interna

Conforme visto no Capítulo 3, abaixo de determinadas vazões, geralmente inferiores à vazão de projeto, todas as bombas centrífugas estão sujeitas à recirculação interna do fluxo, que pode ocorrer na sucção, na descarga ou em ambos locais do rotor. As vazões para as quais essas recirculações se iniciam não são necessariamente coincidentes e elas só dependem do projeto do rotor, sendo que a voluta/difusor tem influência somente sobre a intensidade da recirculação de descarga e sobre a assimetria da recirculação de sucção.

Não sendo objetivo deste trabalho analisar detalhadamente o fenômeno da recirculação de descarga, até o momento ele tem sido propositalmente omitido. Entretanto, para o perfeito entendimento do assunto ora em pauta, serão dadas a seguir algumas informações sobre esse fenômeno.

a) **Recirculação de descarga**

É o fenômeno da reversão do fluxo na região de descarga do rotor. Essa reversão estabelece um regime de fluxo saindo e entrando no rotor ou saindo do rotor e recirculando na área entre suas capas e a carcaça (ver Figura 5.9), com a formação de vórtices de altas velocidades e dando origem à regiões de baixas pressões, que podem vir a causar cavitação e/ou um desequilíbrio do regime de forças que normalmente atuam no rotor.

Quando o projetista da bomba tenta chegar ao máximo "coeficiente de altura" para um determinado rotor, com a intenção de maximizar o seu rendimento, a vazão de início da recirculação de descarga se aproxima muito da vazão de projeto, eventualmente, de tal forma que os problemas da recirculação se tornam inevitáveis. Além disso, essa recirculação pode aumentar de intensidade à medida que a bomba é operada mais à esquerda da sua vazão de início, fazendo com que seus efeitos danosos também sejam intensificados.

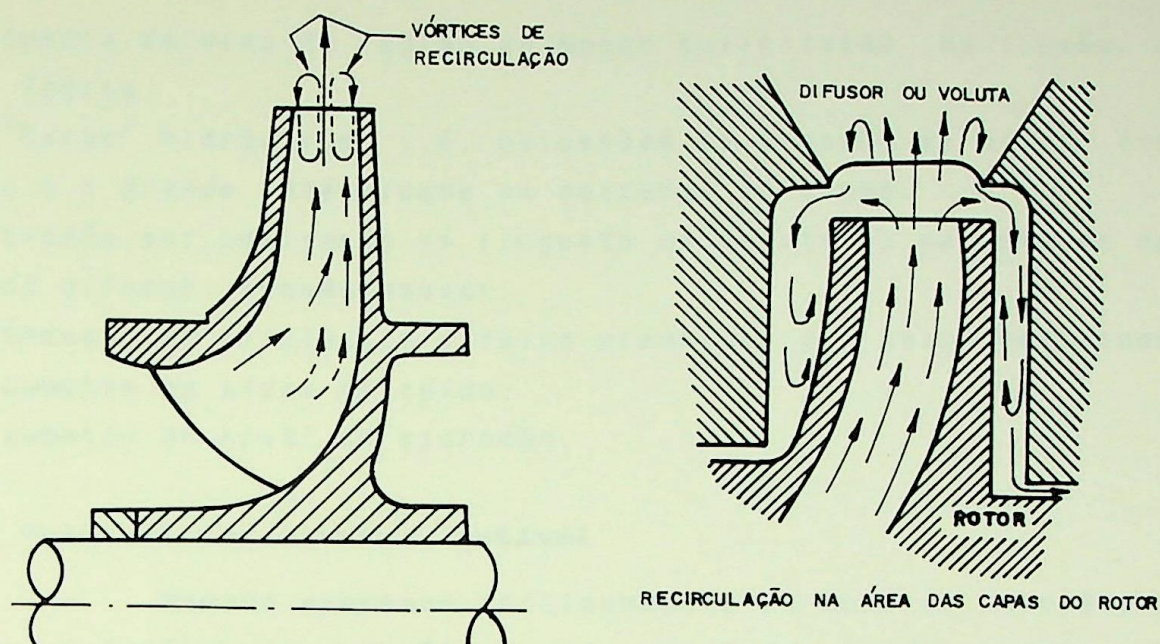


Figura 5.9 - Representação esquemática da recirculação de descarga em bombas centrífugas. Ref. [01].

Pode-se confirmar se essa recirculação está ocorrendo, através da monitoração da pressão na saída da bomba, visto que a pulsação nesta situação é muito maior que a normal. Desde que sejam utilizados instrumentos adequados (por exemplo, transdutores de pressão), também é possível com essa monitoração encontrar a vazão de início da recirculação, conforme foi feito por FRASER [12] no desenvolvimento da fórmula analítico-experimental apresentada no Apêndice B.4.3.

A recirculação de descarga pode conduzir aos seguintes efeitos desfavoráveis na bomba:

- Erosão por cavitação na face de pressão das pás do rotor, na região de descarga;
- Desequilíbrio axial do conjunto rotativo (aumento do passeio axial do eixo), podendo causar falha prematura do mancal de escora;
- Trincamento ou quebra por fadiga das capas do rotor próximo à sua descarga;

- Quebra do eixo na região de menor solicitação de flexão, devido fadiga;
- "Surge" hidráulico, i.é, pulsações de pressão de baixa frequência e grande intensidade na descarga da bomba;
- Erosão por cavitação na lingueta da voluta ou na entrada das pás do difusor, quando houver;
- Redução da eficiência e falha prematura dos selos mecânicos;
- Aumento do nível de ruído;
- Aumento do nível de vibração.

b) Vazão mínima contínua estável

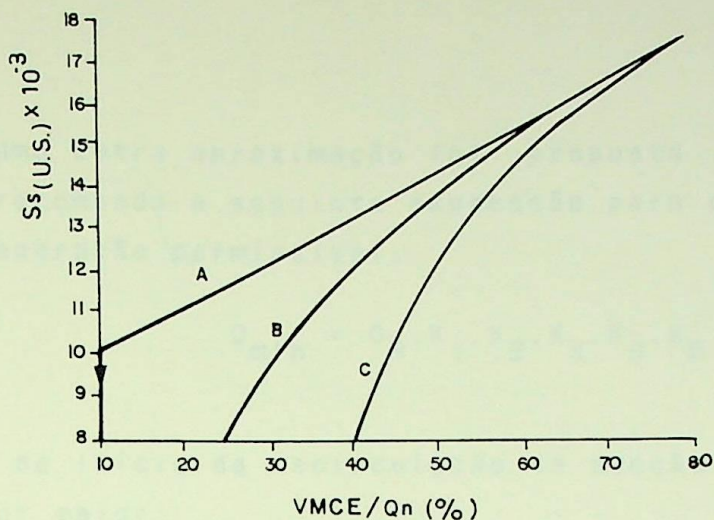
Bombas operando continuamente na zona de ocorrência das recirculações de sucção e de descarga podem sofrer sérios problemas de instabilidade hidráulica e/ou danos mecânicos. Entretanto, o limite da faixa de operação estável para vazões parciais não é determinado simplesmente pelas vazões de início das recirculações, pois ele depende também de diversos outros fatores que afetam a intensidade e os efeitos dessas recirculações. Em função desses fatores, cada bomba terá uma faixa de operação estável maior ou menor à esquerda da sua vazão de projeto, ou seja, cada bomba terá um valor maior ou menor, relativamente à vazão de projeto, para a **vazão mínima contínua estável (VMCE)**. Abaixo dessa vazão, os efeitos das recirculações são muito severos, de forma que não é recomendável e nem seguro a operação da bomba por tempo prolongado.

Na prática, ainda não é possível a definição antecipada do limite exato além do qual a operação sob recirculação é ou não aceitável para uma determinada bomba. Tal tarefa é extremamente complexa tendo em vista a quantidade de variáveis envolvidas. Entretanto, existem algumas orientações que refletem a experiência prática e/ou os resultados de pesquisas de alguns autores e que permitem o estabelecimento de limites aproximados para as vazões mínimas de operação. A seguir serão apresentadas algumas dessas orientações.

Conforme visto no Apêndice B.4.4, FRASER [12] desenvolveu as curvas das Figuras B.26 e B.27, que possibilitam a obtenção da vazão crítica como uma porcentagem da vazão do ponto

de melhor rendimento da bomba. Segundo esse autor, a vazão mínima recomendada para operação estável dependerá do tamanho da bomba, da sua altura de elevação por estágio e do líquido bombeado. Como uma regra geral, para bombas com $Q \leq 2500$ g.p.m. ($\cong 0,158$ m³/s) e $H \leq 150$ ft ($\cong 46$ m) os valores para as vazões mínimas podem ser ajustados em 50% dos valores das vazões críticas obtidas através das figuras, isto para operação contínua com água fria. Similarmente, para bombas de todos os tamanhos e manuseando hidrocarbonetos, os valores das vazões mínimas podem ser ajustados em 60% dos valores das figuras, no caso de operação contínua, e em 25% para operação intermitente.

Uma outra aproximação geral para se prever a vazão mínima contínua de uma bomba, foi proposta por HEALD e PALGRAVE [07] com base nos seguintes fatores que influenciam o fenômeno do fluxo reverso na sucção: velocidade específica de sucção, nível de energia (tamanho e tipo da bomba), relação $NPSH_D/NPSH_{R3\%}$ e tipo de líquido bombeado. A Figura 5.10 mostra o relacionamento gráfico entre a vazão mínima contínua estável, a velocidade específica de sucção e o nível de energia da bomba. A Figura 5.11 permite a obtenção dos fatores de correção a serem aplicados à VMCE obtida na Figura 5.10, em função da relação $NPSH_D/NPSH_{R3\%}$ e do tipo de líquido bombeado. Esses gráficos foram desenvolvidos a partir de dados de testes realizados em laboratório e no campo, sobre uma variedade de tipos e tamanhos de bombas.



Curva A \Rightarrow simples estágio, rotor em balanço, descarga de 2" e menor; múltiplos estágios, descarga de 2" e menor.

Curva B \Rightarrow simples estágio, rotor em balanço, descarga de 3 a 4", 3600 rpm; descarga de 6" e maior, 1800 rpm e menor; simples estágio, dupla sucção, descarga de 4" e menor; múltiplos estágios, descarga de 3" e maior.

Curva C \Rightarrow simples estágio, rotor em balanço, descarga de 6" e maior, 3600 rpm; simples estágio, dupla sucção, descarga de 6" e maior.

Figura 5.10 - "Vazão mínima contínua estável" de uma bomba centrífuga em função da velocidade específica de sucção. Ref. [07].

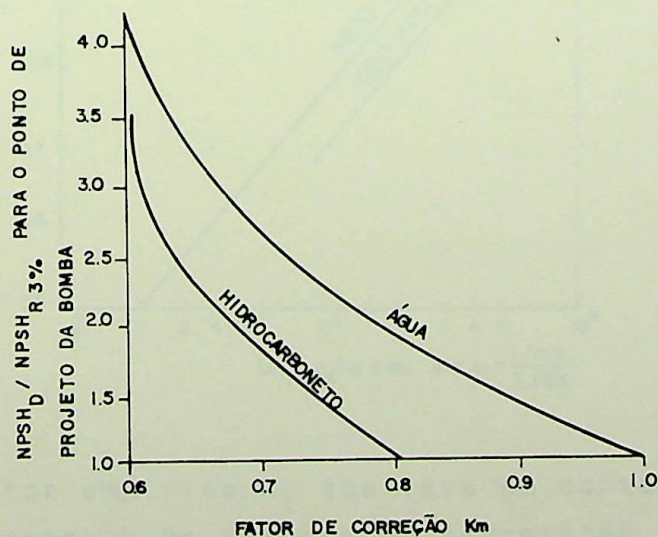


Figura 5.11 - Fator de correção da "vazão mínima contínua estável" em função da relação $NPSH_D / NPSH_{R3\%}$ e do líquido bombeado. Ref. [07].

Uma outra aproximação foi proposta por GOPALAKRISHNAN [25], que recomenda a seguinte expressão para o cálculo da vazão mínima de operação permissível:

$$Q_{\min} = Q_R \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \quad (5.1)$$

onde:

Q_R \equiv vazão de início da recirculação de sucção ou de descarga, a que for maior;

K_1 \equiv fator que leva em conta a densidade de potência;

K_2 \equiv fator que leva em conta a densidade do líquido bombeado, sendo que $K_2 = d$;

K_3 \equiv fator que leva em conta a margem entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_{R3\%}$;

K_4 \equiv fator que leva em conta a intermitência da operação;

K_5 \equiv fator que leva em conta o tipo de projeto mecânico, i.é, a qualidade desse projeto e a rigidez estrutural da bomba.

O fator K_1 é uma função da vazão e da velocidade de rotação e pode ser obtido através da Figura 5.12.

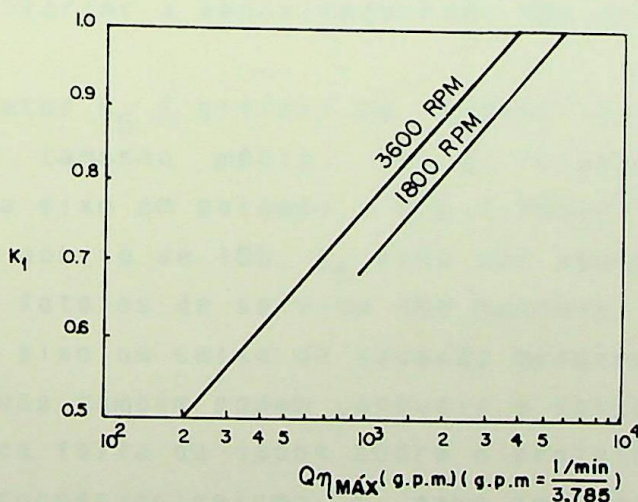


Figura 5.12 - Fator empírico K_1 que leva em conta os efeitos do tamanho e da velocidade de rotação da bomba. Ref. [25].

O fator K_3 pode ser obtido a partir da Figura 5.13 em função da relação $R = NPSH_D / NPSH_{R3\%}$.

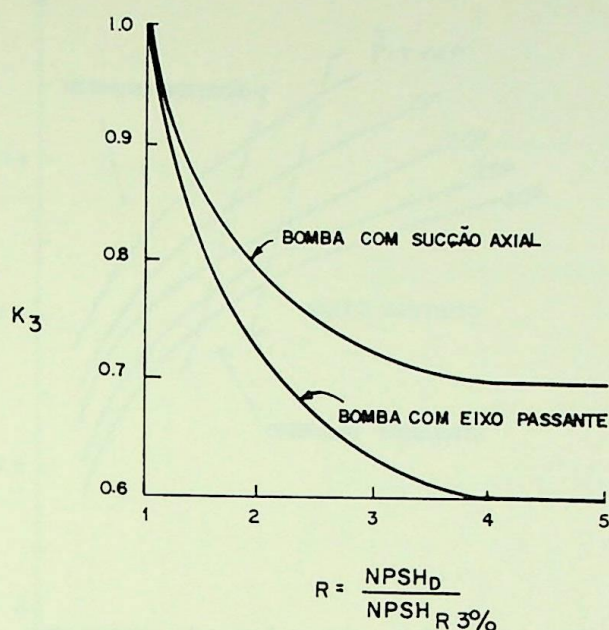


Figura 5.13 - Fator empírico K_3 que leva em conta a margem entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_{R3\%}$ da bomba. Ref. [25].

O fator K_4 deve ser adotado igual a 1,0 para operação contínua e igual a 0,70 para operação intermitente (neste caso, com duração inferior a aproximadamente 25% do tempo de operação total).

O fator K_5 é difícil de quantificar. Geralmente, para uma bomba de tamanho médio, se a relação L^3/D^4 (onde $L \equiv$ comprimento do eixo em balanço e $D \equiv$ diâmetro do eixo na caixa de vedação) está abaixo de 100, K_5 pode ser adotado menor que 1,0. Similarmente, fatores de serviço dos mancais maiores que 1,5 e defleções do eixo na caixa de vedação menores que aproximadamente 2 micropolegadas também podem conduzir a valores de K_5 menores que 1,0. No caso da falta de dados sobre o projeto mecânico da bomba ou então por conservacionismo, K_5 deve ser adotado igual a 1,0.

Também pode ser citado o trabalho de PALGRAVE [26], que recomenda a utilização da Figura 5.14 para se evitar uma aplicação inadequada de bombas. As faixas de operação delineadas nesta figura, que foi desenvolvida para água fria, podem ser relaxadas para serviços com líquidos de baixas densidades (p.ex. hidrocarbonetos) e para água à altas temperaturas.

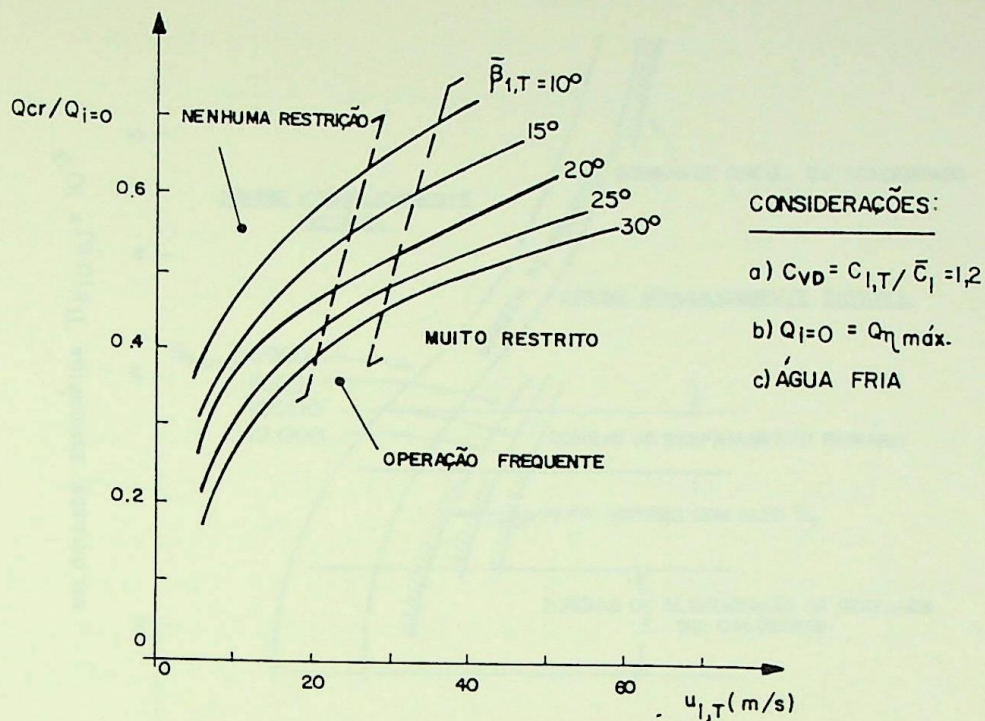


Figura 5.14 - Orientação para operação no regime de fluxo reverso na sucção. Ref. [26].

Finalmente, merece também ser citado o trabalho de MAKAY [27] que resultou no ábaco da Figura 5.15, que indica aproximadamente a faixa de operação hidráulicamente estável em determinados tipos de bombas centrífugas.

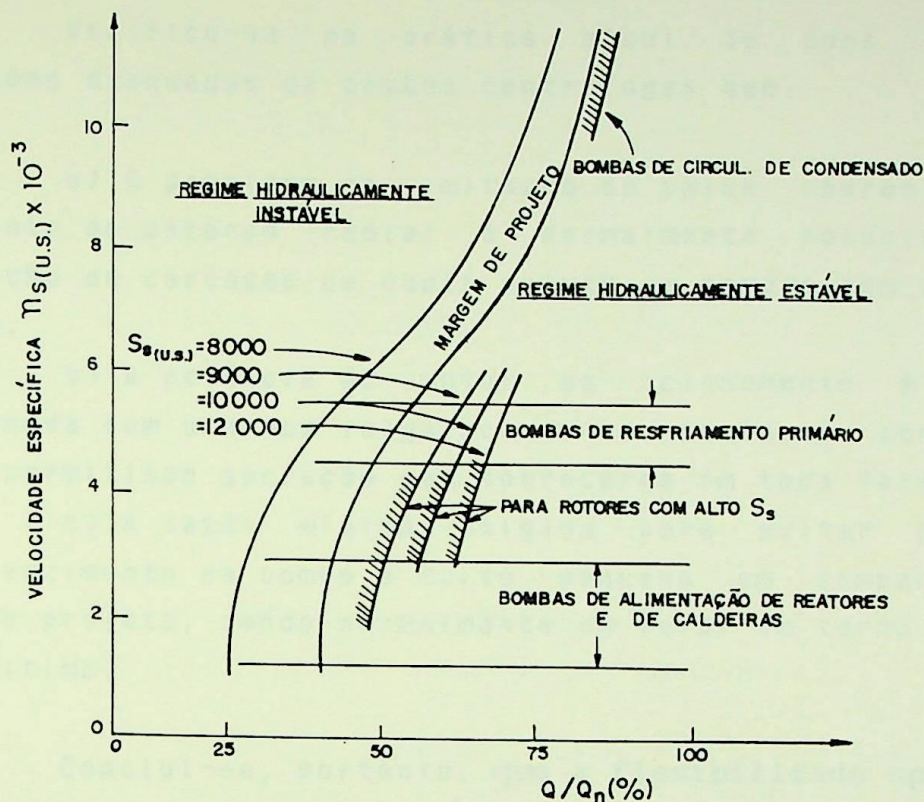


Figura 5.15 - Ábaco para determinação aproximada da faixa de operação hidráulicamente estável de uma bomba centrífuga. Ref. [27].

5.4 - Faixa de Operação Segura e Estável

Resumindo o que foi visto, vem que:

Para $Q > Q_n \rightarrow$ a vazão máxima permissível para operação segura e estável é a menor entre as vazões máximas determinadas em função do aumento do esforço radial e das relações Potência do motor/Potência consumida e $NPSH_D/NPSH_R$.

Para $Q < Q_n \rightarrow$ a vazão mínima permissível para operação segura e estável é a maior entre as vazões mínimas determinadas em função do aumento do esforço radial, do aumento da elevação de temperatura do líquido bombeado, da relação $NPSH_D/NPSH_R$ e da ocorrência da recirculação interna.

Verifica-se na prática atual de bons projetos e aplicações adequadas de bombas centrífugas que:

a) O problema da limitação da faixa operacional devido ao aumento do esforço radial é normalmente solucionado com a utilização de carcaças de dupla voluta em bombas com alto nível de energia;

b) A potência do motor de acionamento é normalmente selecionada com uma boa folga acima da potência consumida pela bomba, permitindo operação sem sobrecarga em toda faixa de vazões;

c) A vazão mínima exigida para evitar problemas de superaquecimento na bomba é muito pequena em comparação à sua vazão de projeto, sendo normalmente um valor em torno de 10 a 20% desta última.

Conclui-se, portanto, que a flexibilidade operacional de uma bomba é influenciada predominantemente pela cavitação e pela recirculação interna. Ou seja, para $Q > Q_n$, a relação $NPSH_D/NPSH_R$ determinará o limite da faixa operacional de forma a evitar os problemas causados pela cavitação; para $Q < Q_n$, o limite da faixa de operação será o maior valor entre a vazão mínima obtida pela relação $NPSH_D/NPSH_R$ e a "vazão mínima contínua estável" determinada em função da recirculação interna.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

6.1 - Conclusões

O estudo dos fenômenos da cavitação e da recirculação de sucção permite que se conclua a respeito de numerosos aspectos de bombas centrífugas, desde seu projeto até o controle de sua operação. A seguir serão apresentadas as principais conclusões relacionadas aos objetivos deste trabalho.

a) Influência da cavitação e da recirculação de sucção sobre os critérios de projeto de bombas centrífugas

. A obtenção de bombas com grande capacidade de sucção sem o uso de indutores, conduz inevitavelmente a projetos de rotores com grandes diâmetros de entrada relativamente à sua geometria global, resultando em grandes valores para a relação de diâmetros D_s/D_2 do rotor:

. A vazão de início da recirculação de sucção pode ser alterada em uma larga faixa, para as mesmas características nominais da bomba, manipulando-se de forma conveniente e simultânea alguns parâmetros de projeto do rotor:

. Os seguintes parâmetros de projeto do rotor considerados em otimizações para se reduzir o NPSH requerido da bomba, também influenciam o início e a intensidade da recirculação de sucção: relação de diâmetros D_s/D_2 , relação δ/b_1 (representando a posição da aresta de entrada das pás no plano meridional) e relação b_1/Rc_T (representando a forma meridional da entrada do rotor):

. Bombas projetadas para terem **excelentes** capacidades de sucção (com elevados valores de S_g) terão inevitavelmente grandes vazões de início da recirculação de sucção proporcionalmente à sua vazão de projeto. Caso se tratem de bombas de alto nível de energia trabalhando com água fria, haverá uma grande intensificação dos efeitos negativos da recirculação, de forma que as bombas também terão estreitas faixas de operação segura e

estável para vazões parciais;

- Uma séria desvantagem da prática de se projetar rotores com a sucção superdimensionada (onde $Q_{i=0} > Q_{\eta_{\text{máx}}}$) é a diminuição da faixa de operação isenta de recirculação à esquerda do ponto de projeto da bomba;

- Não é recomendada a instalação de pás estabilizantes no bocal de sucção de bombas de alto nível de energia que operarão na faixa de ocorrência da recirculação de sucção, pois o choque do fluxo reverso em redemoinho contra essas pás produzirá um severo dano por cavitação, além de aumentar o NPSH_R em decorrência das perturbações geradas no fluxo de entrada.

b) Influência da cavitação e da recirculação de sucção na fixação da faixa operacional de bombas centrífugas

- Frequentemente, o fabricante fornece apenas uma parte da faixa de rendimentos no gráfico das curvas características de uma bomba e isto pode ser uma indicação de que ele está tentando mostrar o limite da faixa operacional. O problema é que muitos fabricantes não limitam o traçado dessas curvas, extrapolando-as em campos de funcionamento para os quais a bomba não foi testada adequadamente e/ou não existe experiência de aplicação. Isto é feito regularmente e o usuário deve estar atento para que a bomba a ser comprada tenha garantias do fabricante sobre a faixa operacional realmente permitida para serviço contínuo;

- A flexibilidade operacional de uma bomba centrífuga é influenciada predominantemente pela cavitação e pela recirculação interna. À direita da vazão de projeto, a relação $\text{NPSH}_D/\text{NPSH}_R$ é quem determinará o limite da faixa operacional de forma a evitar os problemas causados pela cavitação; à esquerda da vazão de projeto, o limite da faixa de operação será o maior valor entre a vazão mínima obtida pela relação $\text{NPSH}_D/\text{NPSH}_R$ e a "vazão mínima contínua estável" determinada em função da recirculação interna. Logo, a faixa de operação segura e estável determinada em função da análise desses fenômenos é a base para a seleção e aplicação de bombas que apresentarão muito poucas irregularidades hidráulicas e mecânicas ao longo de suas vidas;

. A capacidade de uma bomba desenvolver 100% da sua altura de elevação para uma determinada vazão não assegura necessariamente a ausência de cavitação em seu interior. Logo, a prática atual de se fixar a faixa de operação de uma bomba de forma à atender ao relacionamento $NPSH_D \geq NPSH_{R3\%}$, expõe a bomba ao risco dos danos causados pela cavitação, principalmente a erosão em seu rotor. O ideal seria fixar essa faixa com base no relacionamento $NPSH_D \geq NPSH_{RTEA}$ (ver Figura A.17), mas nenhum método é conhecido atualmente que permita o cálculo antecipado do valor exato do $NPSH_{RTEA}$ da bomba. Entretanto, GRIST [03] recomenda as expressões (A.14) e (A.15) para uma aproximação do valor desse $NPSH_R$, servindo como uma orientação para se evitar valores demasiadamente pequenos de $NPSH_D$, para os quais não seria seguro a operação da bomba.

6.2 - Sugestões para Trabalhos Futuros

Sugere-se o projeto e a construção na EFEI de uma bancada de testes para o estudo dos fenômenos da cavitação e da recirculação interna em bombas centrífugas. Em particular, os seguintes assuntos podem ser pesquisados experimentalmente:

. A obtenção dos valores práticos dos coeficientes λ_1 , λ_2 , λ_3 e λ_4 utilizados na expressão (A.12) que define o $NPSH_{RCI}$ para entrada com choque;

. O relacionamento existente entre o nível de ruído ou de pressão sonora e a taxa de erosão por cavitação no rotor; . A influência da recirculação de sucção sobre as curvas do $NPSH_{RCI}$, $NPSH_{RTEI}$ e $NPSH_{R3\%}$ em função da vazão bombeada;

. A influência sobre o $NPSH_{RCI}$, $NPSH_{RTEI}$ e $NPSH_{R3\%}$ dos seguintes fatores: segregação de gases e aeração, temperatura e propriedades termodinâmicas do líquido bombeado, velocidade de rotação, tamanho da bomba, diâmetro externo do rotor e velocidade específica;

• O desenvolvimento do protótipo de um "recirculador de fluxo reverso";

• A otimização da relação ϕ/b_1 do rotor (ver Figura 4.17), para se reduzir a vazão de início da recirculação de sucção em bombas de alta velocidade específica de sucção.

Sugere-se, também, que se realizem estudos detalhados do fenômeno da "recirculação de descarga" para se verificar suas causas e consequências, descrever seus mecanismos de ocorrência, desenvolver os meios experimentais e teóricos para sua detecção e previsão e estabelecer procedimentos para evitá-lo ou controlá-lo à níveis aceitáveis, através da seleção adequada de alguns parâmetros de projeto. Finalmente, recomenda-se a continuidade do estudo da recirculação de sucção, com o objetivo de desenvolver modelagens teóricas ou semi-empíricas do fenômeno. Como ponto de partida, as equações disponíveis na literatura pesquisada (por exemplo, referências [20] e [22]) para a previsão teórica do início e para o controle dessa recirculação, devem ser recuperadas, reanalisadas e verificadas experimentalmente.



APÊNDICE A

INFORMAÇÕES COMPLEMENTARES SOBRE A CAVITAÇÃO

A.1 - Causas da diminuição da pressão na região de entrada de uma bomba centrífuga

As diminuições de pressão que ocorrem nessa região são devidas à perdas por atrito e por turbulências e à acelerações do fluxo. Ver Figura 2.1.

a) Diminuição da pressão no bocal de sucção

A região da carcaça da bomba entre o flange de sucção e a entrada do rotor é normalmente chamada de bocal de sucção ou de entrada da bomba. Em bocais bem projetados, principalmente em bombas de sucção axial, a perda de energia nessa região é relativamente pequena, pois existe uma baixa velocidade de escoamento, uma curta distância e um fluxo gradualmente acelerado e uniforme. Entretanto, as perdas por atrito e turbulências nesses bocais podem aumentar consideravelmente nos seguintes casos:

- perturbações na uniformidade do fluxo de entrada em consequência de curvas, válvulas ou outros dispositivos instalados no tubo de sucção e próximos da entrada da bomba;
- distúrbios no fluxo causados pela existência de obstruções tais como pás diretrizes e aletas radiais localizadas incorretamente. Também, em bombas de dupla sucção, a posição e a forma do "divisor de fluxo" tem uma grande influência na geração dessas perdas;
- bocais com geometria hidráulicamente inadequada, permitindo a ocorrência de separações do fluxo (descolamentos) junto às paredes, com a consequente queda das pressões locais;
- vazamento excessivo através do anel de desgaste entre o rotor e bocal de sucção, causando perturbações no fluxo de entrada;

- ocorrência do fenômeno da "recirculação de sucção" quando a bomba trabalha com vazões bem inferiores à sua vazão de projeto. Ocorre um fluxo reverso em redemoinho saindo do rotor e vindo para o bocal de sucção, causando grandes distúrbios no fluxo de entrada, com as conseqüentes perdas de energia.

b) Diminuição da pressão na entrada do rotor (entrada sem choque)

b.1 - Pressão da pá

Pela própria natureza da ação da pá, no seu lado de sucção há partículas com velocidades maiores do que no seu lado de pressão. As rarefações ou depressões se estendem ao canal próximo à entrada da pá e ocorrem mesmo se a pá for extremamente fina. Deve-se, também, observar que o número de pás do rotor influencia fortemente essas depressões.

b.2 - Espessura da pá

Devido à espessura finita da pá, a corrente em sua entrada é obrigada a efetuar mudanças de direção, que causam no ponto de estagnação B um aumento de pressão e pouco depois uma diminuição pois os filetes de corrente que foram desviados são, de certo modo, aspirados novamente para junto da pá. A depressão começa após o ponto de estagnação e é máxima no ponto A, sendo tanto maior quanto menor for a relação entre o comprimento do extremo arredondado da pá (r_1) e sua espessura (s_1). Ver Figura A.1.

As depressões que ocorrem com o líquido ideal variam bastante em função da forma do arredondamento da entrada da pá. Entretanto, para o líquido real esta variação é muito menor e, segundo ensaios realizados, todas as formas arredondadas (elípticas e circulares) dão quase a mesma depressão - ver ref. [17]. Isto tem sua importância na prática, pois em rotores fundidos é difícil uma avaliação precisa da forma da entrada das pás.

Conclui-se que o número de pás, a sua espessura e o seu perfil de entrada são de grande importância na formação do decréscimo adicional de pressão na entrada da bomba. Um grande número de pás espessas e com um arredondamento brusco na entrada (com uma pequena relação l_1/s_1), causam maior decréscimo de pressão que somente poucas pás finas e com uma forma mais aguda na entrada (na condição de entrada sem choque).

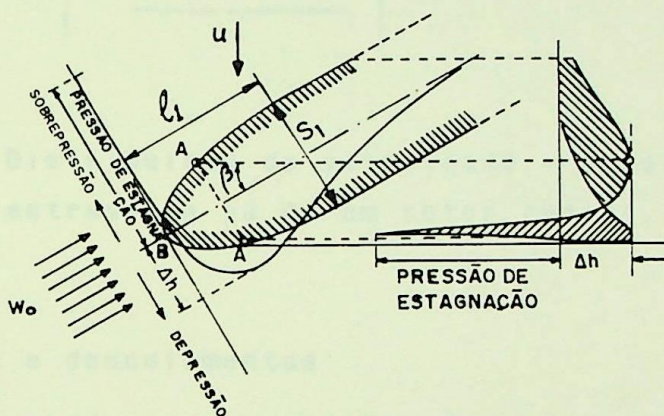


Figura A.1 - Variação da pressão na entrada de uma pá, em uma grade com o passo bem amplo. Ref. [17].

b.3 - Curvatura das paredes laterais do rotor

No caso de rotores radiais, a corrente deve ser desviada pouco antes das pás, passando da direção axial para a radial (ver Figura A.2). Entre os limites interior e exterior da aresta de entrada da pá se encontra a velocidade média \bar{C}_0 . Se $C_{0,T}$ é a velocidade no ponto exterior T, então, neste ponto ocorrerá uma diminuição da pressão relativamente ao filete médio, uma vez que $C_{0,T} > \bar{C}_0$. Providenciando-se a extensão das pás na região de curvatura da entrada do rotor, esse efeito é atenuado comparativamente às pás com a aresta de entrada paralela ao eixo, ficando o rotor mais resistente à cavitação. Isto ocorre porque a distribuição da velocidade absoluta ao longo da aresta de entrada da pá será mais uniforme e também porque as perdas por choques de entrada diminuem.

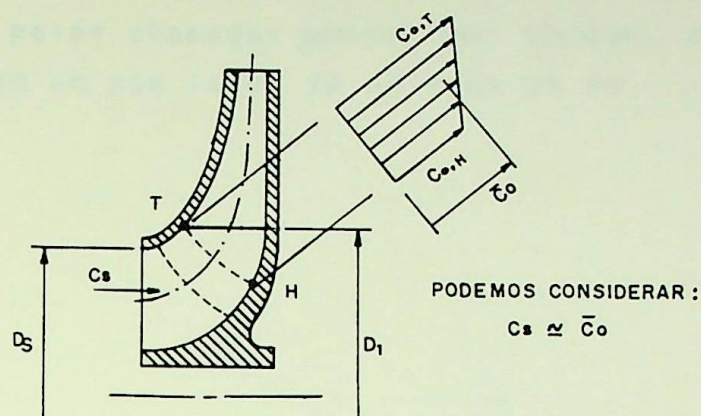


Figura A.2 - Distribuição da velocidade absoluta na aresta de entrada da pá de um rotor radial.

b.4 - Atritos e descolamentos

As perdas por atrito dependem da rugosidade da superfície das paredes laterais e das pás do rotor. Se a entrada do rotor tem uma geometria hidraulicamente inadequada, com pequenos raios de curvatura nas suas paredes laterais proporcionalmente à largura de entrada das pás, podem ocorrer descolamentos do fluxo junto ao ponto exterior da aresta de entrada. Logo, para que as perdas por atrito sejam pequenas, as paredes devem ser as mais lisas possíveis e para que não ocorram descolamentos a seção de entrada do rotor deve ter uma geometria hidraulicamente favorável. Deve-se evitar, especialmente, os ângulos agudos entre as pás e as paredes laterais do rotor.

b.5 - Perdas por choques de entrada no rotor

Ocorre entrada com choque se a vazão de operação da bomba for diferente da sua vazão de projeto. Neste caso, a direção da velocidade relativa do fluxo se aproximando da pá, definida pelo ângulo β_0 , será diferente da direção do ângulo construtivo da pá, definida pelo ângulo β_1 , resultando em um ângulo de incidência $i = \beta_1 - \beta_0$. Para esta situação, que

corresponde às linhas tracejada e traço-ponto da Figura A.3, deve-se esperar decréscimos adicionais de pressão na entrada das pás, causadas pelas chamadas **perdas por choque**, aumentando o valor da depressão em um dos lados da entrada da pá.

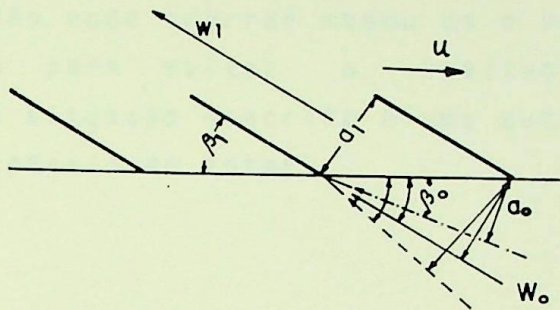


Figura A.3 - Representação esquemática da região da entrada da grade de pás. Referência [09].

No caso de entrada sem choque, o ponto de estagnação da corrente está situado na aresta de entrada da pá e o ponto de pressão mínima na sua face de sucção. Entretanto, quando a vazão e o ângulo de entrada do fluxo (β_0) diminuem em relação à entrada sem choque, o ponto de estagnação passa à face de pressão da pá e o ponto de pressão mínima se mantém na sua face de sucção, embora se aproxime da aresta de entrada. Quando a vazão e o ângulo β_0 aumentam em relação à entrada sem choque, o ponto de estagnação passa à face de sucção da pá, afastando-se da sua aresta de entrada à medida em que se aumenta ainda mais a vazão. Neste caso, o ponto de pressão mínima passa para a face de pressão da pá.

Em conformidade com as considerações anteriores, as experiências indicam que as primeiras bolhas de vapor devido à cavitação surgem na face de sucção da entrada da pá para a vazão de projeto e para vazões menores que ela, e na face de pressão da entrada da pá para vazões maiores que a de projeto. Ver ref. [17] e Figura A.4.

b.6 - Recirculação de sucção

Conforme foi visto no Capítulo 3, a ocorrência do fenômeno da "recirculação de sucção" quando a bomba é operada em vazões bem inferiores à sua vazão de projeto, conduz ao aparecimento na entrada dos canais do rotor de um vórtice, que gira com o sistema de pás e em cujo núcleo a pressão decresce, podendo, eventualmente, ocorrer a vaporização do líquido. Este tipo de cavitação pode ocorrer mesmo se o valor do $NPSH_D$ existente for suficiente para evitar a cavitação na ausência da recirculação. A situação descrita é uma outra forma de diminuição da pressão na entrada do rotor.

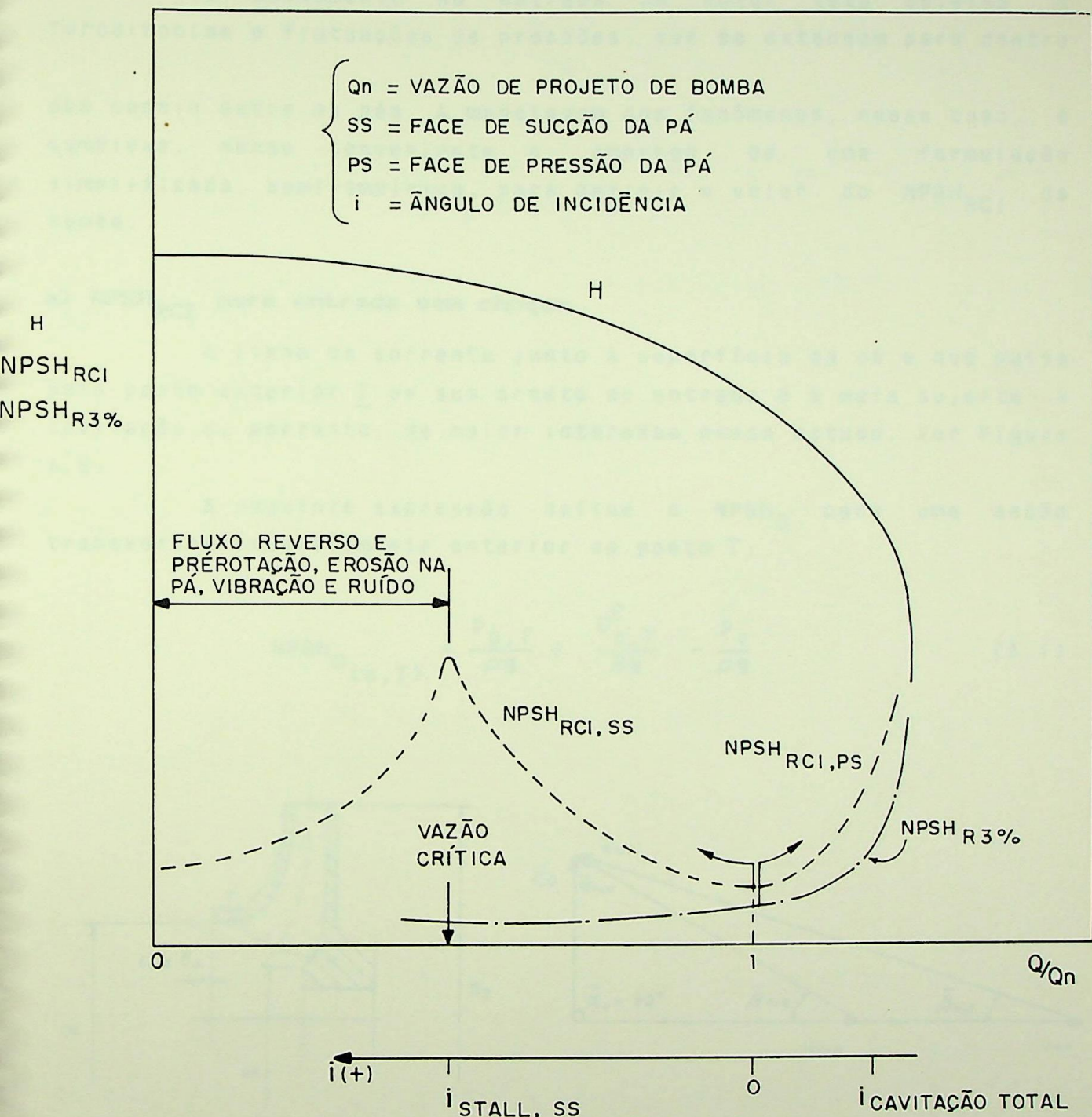


Figura A.4 - Curvas $NPSH_{RCI} \times Q$ e $NPSH_{R3\%} \times Q$ de uma bomba.
Ref. [08].

A.2 - NPSH requerido para cavitação incipiente

O escoamento na entrada do rotor está sujeito à turbulências e flutuações de pressões, que se estendem para dentro dos canais entre as pás. A modelagem dos fenômenos, nesse caso, é complexa, sendo conveniente o emprego de uma formulação simplificada, semi-empírica, para definir o valor do $NPSH_{RCI}$ da bomba.

a) $NPSH_{RCI}$ para entrada sem choque

A linha de corrente junto à superfície da pá e que passa pelo ponto exterior T da sua aresta de entrada é a mais sujeita à cavitação e, portanto, de maior interesse nesse estudo. Ver Figura A.5.

A seguinte expressão define o $NPSH_D$ para uma seção transversal imediatamente anterior ao ponto T:

$$NPSH_{D(o,T)} = \frac{p_{o,T}}{\rho g} + \frac{C_{o,T}^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (A.1)$$

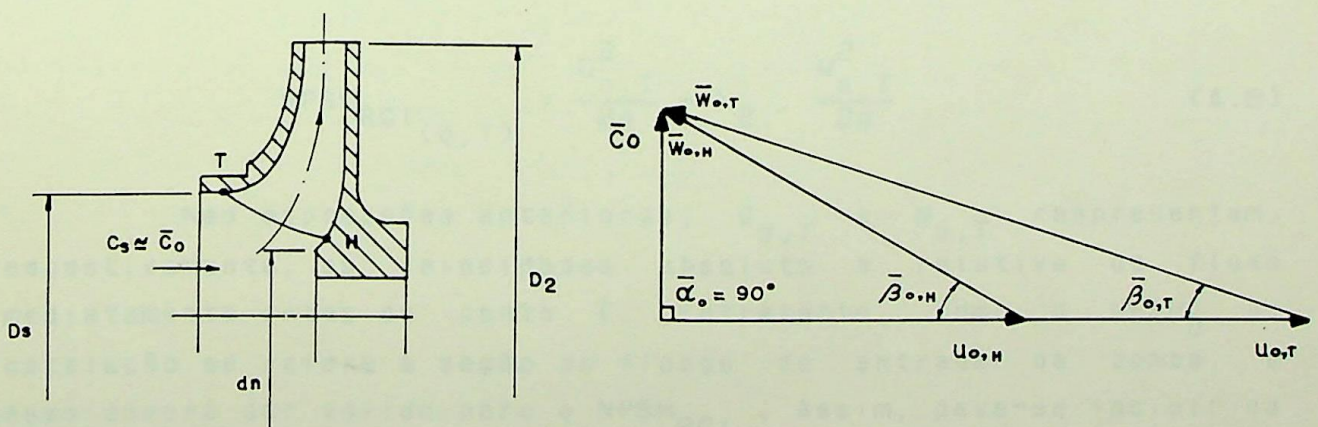


Figura A.5 - Triângulos de velocidades na aresta de entrada da pá, para entrada sem choque e sem pré-rotação.

Aplicando-se a Equação de Bernoulli entre o ponto o e o ponto crítico A onde ocorre a pressão mínima na face de sucção da

pá (correspondente à velocidade máxima ideal $W_{\text{máx},T}$), obtém-se a seguinte relação:

$$- \frac{p_{0,T}}{\rho g} - \frac{p_{A,T}}{\rho g} = \frac{W_{\text{máx},T}^2}{2g} - \frac{W_{0,T}^2}{2g} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (\text{A.2})$$

onde: $\Delta p \equiv$ depressão dinâmica que se produz na entrada do canal devido ao aumento da velocidade $W_{0,T}$.

Define-se um coeficiente de depressão dinâmica λ'_2 , tal que

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \lambda'_2 \cdot \frac{W_{0,T}^2}{2g} \quad (\text{A.3})$$

Resulta:

$$\text{NPSH}_{D(0,T)} = \frac{p_{A,T}}{\rho g} + \frac{C_{0,T}^2}{2g} + \lambda'_2 \cdot \frac{W_{0,T}^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (\text{A.4})$$

Para o início da cavitação, quando $p_A = p_v$ e $\text{NPSH}_D = \text{NPSH}_{RCI}$, a expressão acima passa a ser:

$$\text{NPSH}_{RCI(0,T)} = \frac{C_{0,T}^2}{2g} + \lambda'_2 \cdot \frac{W_{0,T}^2}{2g} \quad (\text{A.5})$$

Nas expressões anteriores, $C_{0,T}$ e $W_{0,T}$ representam, respectivamente, as velocidades absoluta e relativa do fluxo imediatamente antes do ponto T. Entretanto, como o NPSH_D da instalação se refere à seção do flange de entrada da bomba, o mesmo deverá ser válido para o NPSH_{RCI} . Assim, deve-se incluir na expressão (A.5) as perdas de energia devido ao atrito e às turbulências que ocorrem no bocal de sucção e na entrada do rotor. Além disso, deve-se considerar que normalmente dispõe-se apenas do valor médio \bar{C}_0 obtido a partir da vazão bombeada e não do valor $C_{0,T}$. Da mesma forma, ao invés da velocidade $W_{0,T}$ é conveniente empregar a velocidade característica $\bar{W}_{0,T}$, obtida do triângulo de velocidades da Figura A.5. A partir da expressão

(A.5), é possível levar em conta todos esses fatores introduzindo-se novos coeficientes, λ_1 e λ_2 , e definindo-se o $NPSH_{RCI}$ da bomba da seguinte forma:

$$NPSH_{RCI} = \lambda_1 \cdot \frac{\bar{G}_0^2}{2g} + \lambda_2 \cdot \frac{\bar{W}_{0,T}^2}{2g} \quad (A.6)$$

OBS.: A expressão (A.6) assemelha-se àquela proposta por PFLEIDERER [17], que é normalmente referenciada na literatura especializada.

Os coeficientes λ_1 e λ_2 devem ser determinados experimentalmente e dependem de diversos fatores: geometria do bocal de sucção, geometria da entrada do rotor, quantidade, espessura e perfil de entrada das pás, acabamento superficial das paredes, carregamento das pás e outros. Um valor geralmente utilizado na prática para λ_1 é 1,2, embora para bombas com bocais de sucção retos possam ser utilizados valores um pouco menores. Para λ_2 , encontram-se na literatura especializada valores na faixa aproximada de 0,15 a 0,30. Na falta de maiores informações, normalmente emprega-se o valor $\lambda_2 = 0,3$. Entretanto, algumas pesquisas revelaram que esse valor prático é válido somente quando a velocidade tangencial do ponto T é em torno de 46 m/s e quando a entrada da pá tem uma forma hidrodinâmica, com um comprimento de 2,5 a 3 vezes a sua espessura ($l_1/s_1 = 2,5$ a $3,0$). Para valores diferentes de velocidade tangencial, o valor ótimo de λ_2 é obtido através da seguinte expressão, conforme ref. [28]:

$$\lambda_2 = 0,28 + \left(\frac{u_T}{1312} \right)^4 \quad (A.7)$$

sendo u_T em [m/s].

Outras expressões para o $NPSH_{RCI}$ podem ser obtidas a partir de expressão (A.6) e do relacionamento entre as velocidades na entrada da pá. Considerando entrada sem choque e sem pré-rotação, as seguintes relações se aplicam ao ponto T:

$$\bar{w}_{0,T}^2 = \bar{c}_0^2 + u_{0,T}^2 \quad (A.8)$$

$$\bar{c}_0 = u_{0,T} \cdot \text{tg} \bar{\beta}_{0,T} \quad (A.9)$$

Substituindo (A.8) em (A.6), tem-se:

$$\text{NPSH}_{RCI} = (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \frac{\bar{c}_0^2}{2g} + \lambda_2 \cdot \frac{u_{0,T}^2}{2g}, \quad (A.10)$$

e substituindo (A.8) e (A.9) em (A.6),

$$\text{NPSH}_{RCI} = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2g} \cdot u_{0,T}^2 \cdot \left(\text{tg}^2 \bar{\beta}_{0,T} + \frac{\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \right) \quad (A.11)$$

b) NPSH_{RCI} para entrada com choque

O cálculo do NPSH_{RCI} através da equação (A.6) é válido somente para a vazão de projeto da bomba, i.é, para a entrada sem choque, que é representada pelo triângulo de velocidades ABC na Figura A.6. para uma vazão menor que a de projeto, o trapézio ABED representa as velocidades na entrada da pá quando não existe pré-rotação do fluxo na entrada do rotor ou quando ela é desprezada por ser muito pequena, e o trapézio ABEF caso exista pré-rotação ($Cou \neq 0$). Para uma vazão maior que a de projeto, as velocidades na entrada da pá, com e sem pré-rotação, são mostradas na Fig. A.7.

A velocidade relativa do fluxo w_0 muda na entrada da pá para a velocidade w_1 , cuja direção é dada pelo ângulo β_1 . A mudança de direção entre essas velocidades é expressa pelo ângulo de incidência i ou pela velocidade de choque w_{ch} e envolve uma perda hidráulica representada pelo termo $(\lambda_3 \cdot \frac{w_{ch}^2}{2g})$. A mudança de grandeza entre essas velocidades resulta em uma outra perda hidráulica, expressa pelo termo $(\lambda_4 \cdot \frac{|w_0^2 - w_1^2|}{2g})$.

Ambas as perdas mencionadas, conforme descrito por

NOSKIEVIC [29], afetam a diminuição da pressão na entrada da pá e, portanto, também afetam o valor do $NPSH_{RCI}$ da bomba, cuja expressão completa passa a ser:

$$NPSH_{RCI} = \lambda_1 \cdot \frac{C_{om}^2}{2g} + \lambda_2 \cdot \frac{W_1^2}{2g} + \lambda_3 \cdot \frac{W_{ch}^2}{2g} + \lambda_4 \cdot \frac{|W_0^2 - W_1^2|}{2g} \quad (A.12)$$

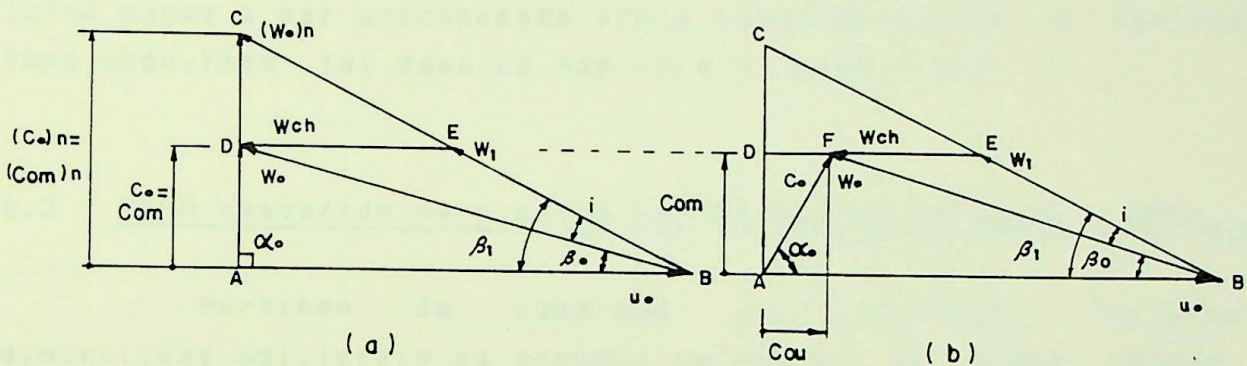


Figura A.6 - Triângulos de velocidades na entrada da pá para $Q < Q_n$

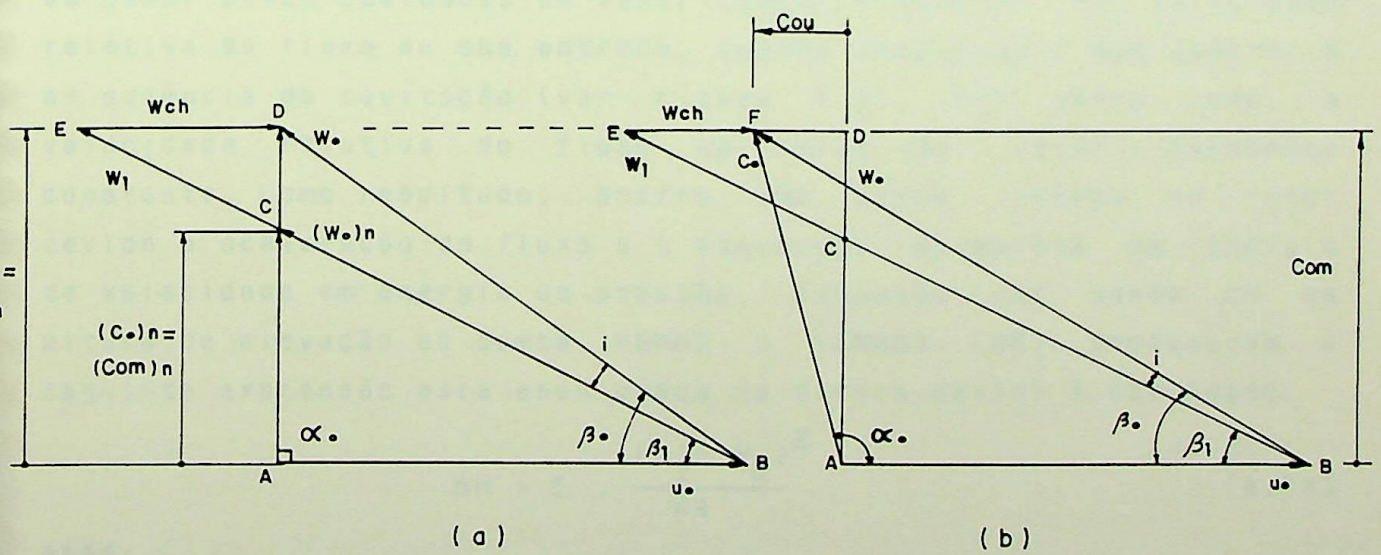


Figura A.7 - Triângulos de velocidades na entrada da pá para $Q > Q_n$.

OBS.: Os triângulos de velocidades das Figuras A.6 e A.7 se referem ao ponto T da aresta de entrada da pá.

- O subíndice n se refere às condições nominais, i.é., à vazão de projeto.

Pode-se observar na Figura A.4 o formato da curva do $NPSH_{RCI} \times Q$, que foi obtida experimentalmente através da visualização do aparecimento das primeiras bolhas de vapor. O $NPSH_{RCI}$ da bomba tem um valor mínimo para a vazão de projeto, aumentando para vazões diferentes desta.

Observa-se, também, que esta curva é ascendente até a vazão de início da "recirculação de sucção", onde ocorre um valor pico do $NPSH_{RCI}$ para $Q < Q_n$. À esquerda dessa vazão crítica, a curva passa a ser descendente até a vazão se anular. A explicação para esse fato foi dada no Capítulo 3, item 3.3.1.

A.3 - NPSH requerido para queda no desempenho da bomba - $NPSH_{R3\%}$

Partindo da condição de cavitação incipiente, diminuições adicionais da pressão na sucção da bomba causam um aumento do volume ocupado pelas bolhas de vapor, as quais se estendem ao longo da largura (distância pá-a-pá) e da altura (distância capa-a-cubo) da entrada do canal. Esta obstrução parcial do canal pelas cavidades de vapor causa um aumento da velocidade relativa do fluxo na sua entrada, quando comparada à que ocorreria na ausência da cavitação (ver Figura A.8). Por outro lado, a velocidade relativa do fluxo na saída do rotor permanece constante. Como resultado, ocorre uma perda interna no rotor devido à aceleração do fluxo e à conversão incompleta da energia de velocidade em energia de pressão, causando uma queda ΔH na altura de elevação da bomba. KONNO e YAMADA [05] propuseram a seguinte expressão para essa queda na altura devido à cavitação:

$$\Delta H = \xi \cdot \frac{(W'_1 - W_2)^2}{2g} \quad (\text{A.13})$$

onde:

$W'_1 \equiv$ velocidade relativa na entrada do canal do rotor em cavitação, [m/s];

$W_2 \equiv$ velocidade relativa na saída do canal do rotor, [m/s];

$\xi \equiv$ coeficiente de perda do canal, [—].

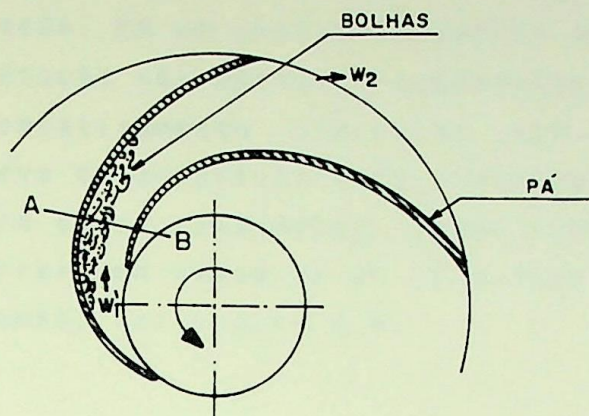


Figura A.8 - Obstrução do canal do rotor pelas bolhas de vapor da cavitação. Ref. [05].

Reduzindo-se ainda mais a pressão na sucção da bomba, chega-se a uma situação de obstrução total do canal pelas bolhas de vapor. A partir desse ponto não é mais possível aumentar a vazão, mesmo que seja dada uma maior abertura na válvula de controle na saída da bomba, porque o diferencial de pressão que conduz o líquido do reservatório de sucção até o rotor não pode mais ser aumentado. Nesta situação, este diferencial é fixado pela pressão no reservatório e pela pressão de vapor existente na entrada dos canais. Nesta condição de **cavitação total**, a altura de elevação desenvolvida pela bomba cai abruptamente, devido às grandes perdas que ocorrem no canal obstruído pelas bolhas. Ver Figura A.9.

Então, verifica-se que a queda na altura de elevação e no rendimento da bomba é grandemente influenciada pelo projeto do sistema de pás do rotor, em particular pelo espaçamento pá-a-pá na entrada do canal. Se esse espaçamento é grande o bastante para eliminar o estrangulamento da seção devido à formação da nuvem de bolhas de vapor, pode não ocorrer nenhuma queda na altura e no rendimento mesmo havendo um alto grau de cavitação. É o que acontece em bombas com rotores chamados de **supercavitantes**.

Os fabricantes de bombas normalmente obtém, através de ensaios em bancadas de testes apropriadas, a curva do $NPSH_R$ de

queda de 3% na altura de elevação ou no rendimento da bomba em função da sua vazão. Em um ensaio comumente utilizado, a vazão e a velocidade de rotação são mantidas constantes, enquanto o $NPSH_D$ da instalação é gradativamente diminuído até que os efeitos da cavitação na curva característica da bomba possam ser medidos, com a queda da altura ou do rendimento. Dessa forma, o valor do $NPSH_D$ para o qual ocorrer uma queda de 3% na altura de elevação é igual ao $NPSH_{R3\%}$ da bomba. Ver Figura A.9.

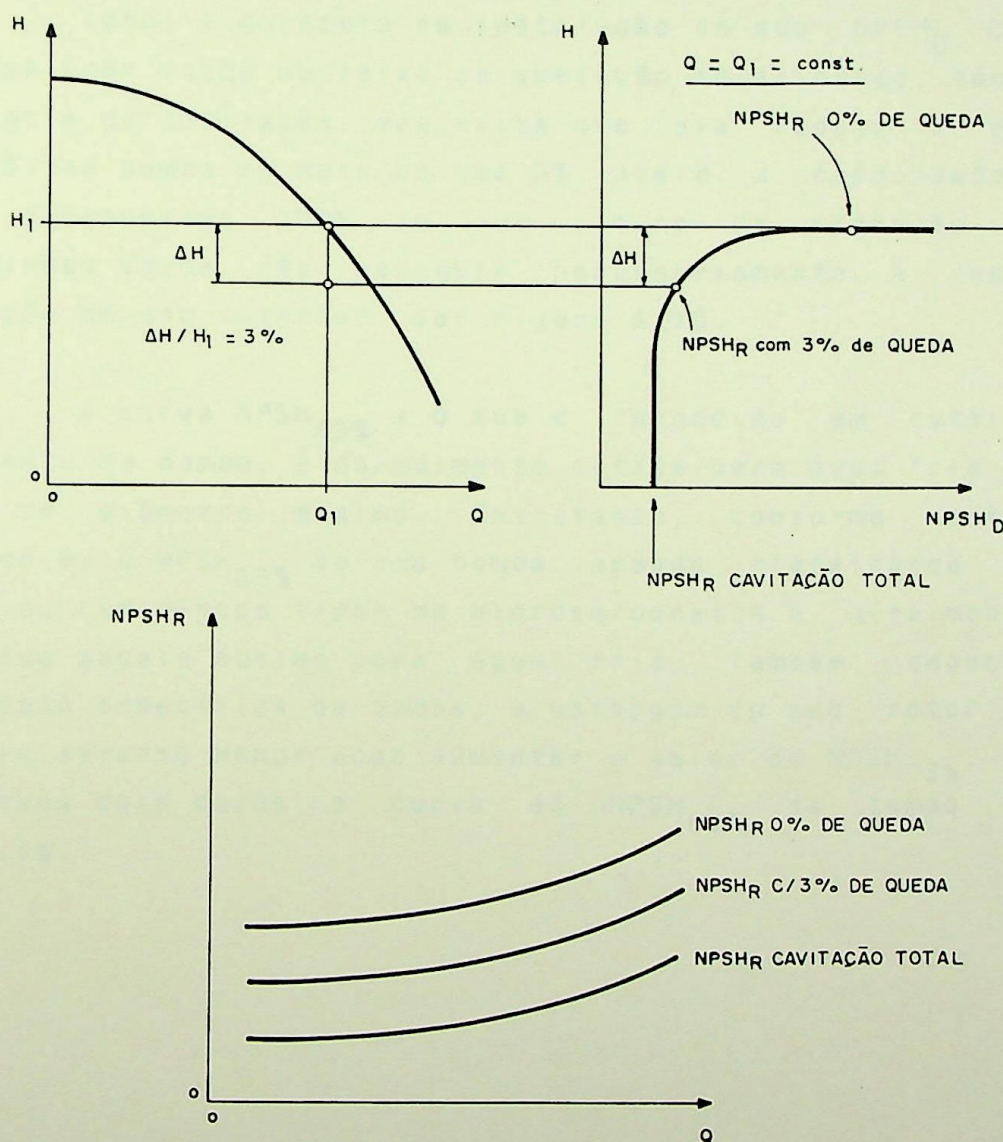


Figura A.9 - Obtenção das curvas do $NPSH_R$ de queda em H em função da vazão bombeada, em teste de cavitação com vazão constante.

Existem normas que regulamentam esses ensaios, chamados de "testes de cavitação", "testes de supressão" ou "testes de NPSH requerido". Elas fixam, por exemplo, a porcentagem de queda da altura de elevação ou do rendimento que servirá como referência para a determinação do $NPSH_R$ no teste. O "Hydraulic Institute Standards" [30] recomenda uma queda de 3% na altura e mostra as dificuldades de se determinar precisamente o NPSH requerido para porcentagens menores que esta, devido às limitações das bancadas de testes comerciais e da instrumentação normalmente utilizada.

Logo, a garantia na instalação de que $NPSH_D \geq NPSH_{R3\%}$ para qualquer vazão na faixa de operação selecionada, não impede a ocorrência da cavitação, mas evita que ela reduza a altura de elevação da bomba em mais do que 3%. Assim, a capacidade de uma bomba desenvolver 100% da sua altura de elevação para uma determinada vazão não assegura necessariamente a ausência de cavitação em seu interior. Ver Figura A.10.

A curva $NPSH_{R3\%} \times Q$ que é fornecida em catálogo pelo fabricante da bomba, é normalmente obtida para água fria e para o rotor de diâmetro máximo. Entretanto, conforme mostrado no Apêndice A, o $NPSH_{R3\%}$ de uma bomba quando trabalhando com água quente ou com alguns tipos de hidrocarbonetos é geralmente muito menor que aquele obtido para água fria. Também, dependendo da velocidade específica da bomba, a usinagem do seu rotor para um diâmetro externo menor pode aumentar o valor do $NPSH_{R3\%}$. Portanto, para esses dois casos a curva do $NPSH_{R3\%}$ da bomba deve ser corrigida.

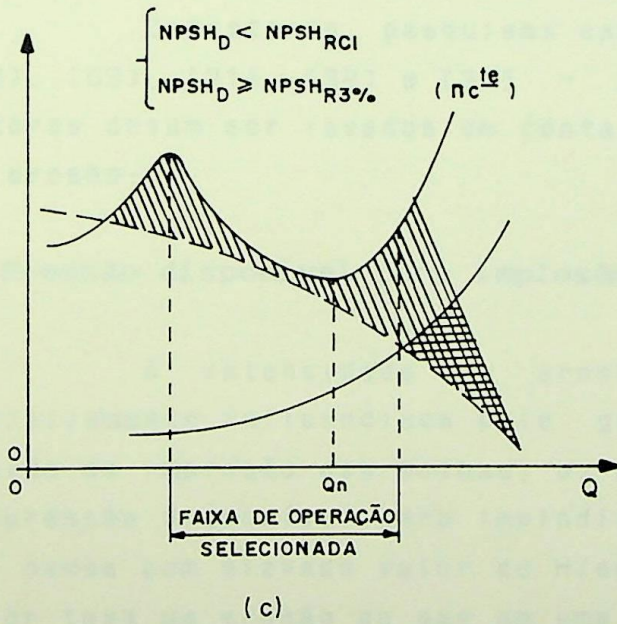
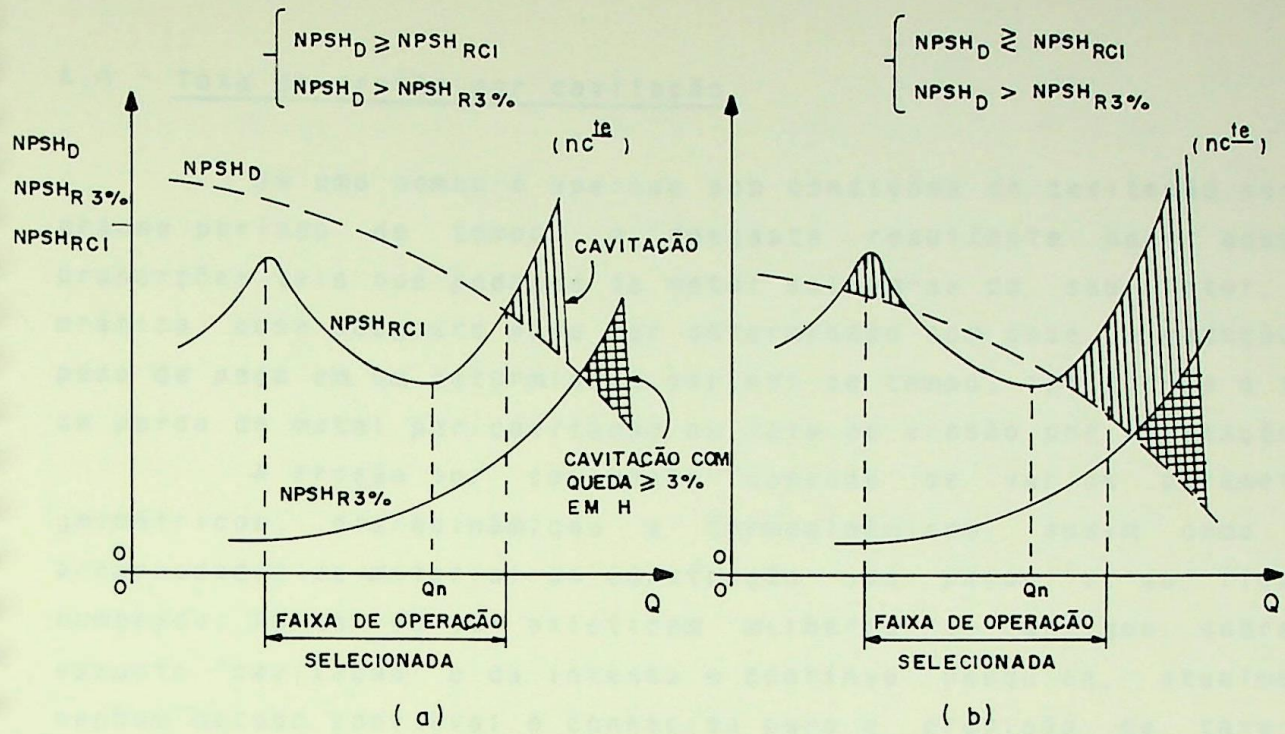


Figura A.10 - Relacionamento entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_R$ para a faixa de opera\~{c}\~{a}o selecionada de uma bomba.

A.4 - Taxa de erosão por cavitação

Se uma bomba é operada sob condições de cavitação por um grande período de tempo, o desgaste resultante pode assumir proporções tais que pedaços de metal soltam-se do seu rotor. Na prática, esse desgaste pode ser determinado com base na redução do peso da peça em um determinado período de tempo, obtendo-se a taxa de perda de metal por cavitação ou taxa de erosão por cavitação.

A erosão por cavitação depende de vários parâmetros geométricos, hidrodinâmicos e termodinâmicos, assim como das propriedades do material de construção das peças e do líquido bombeado. Apesar de já existirem milhares de artigos sobre o assunto "cavitação" e da intensa e contínua pesquisa, atualmente nenhum método confiável é conhecido para a previsão da taxa de perda de material devido à cavitação em bombas centrífugas ou em outras máquinas de fluxo.

Entretanto, pesquisas experimentais - ver referências [28], [03], [31], [32] e [33] - determinaram que os seguintes fatores devem ser levados em conta em estudos de previsão da taxa de erosão:

a) Pressão disponível para implosão

A intensidade da erosão nas pás de um rotor é decisivamente influenciada pelo gradiente de pressão local na região de implosão das bolhas, ou seja, pela quantidade de energia de pressão disponível para implodir as bolhas de vapor. Assim, em uma bomba com elevado valor de $H/\text{estágio}$, a cavitação causa uma maior taxa de erosão do que em uma bomba com pequeno $H/\text{estágio}$. Também, verifica-se experimentalmente que a taxa de erosão para cavitação na face de pressão da pá é em torno de 50 vezes a que ocorre para cavitação na face de sucção.

b) Resistência à cavitação do material

O mecanismo preciso do dano de um material sob tensionamento por cavitação, que consiste de pulsos de tensão de

alta frequência e de muito curta duração, ainda não é suficientemente entendido. Usando características do material bem conhecidas tais como a dureza e a tensão admissível, a resistência à cavitação pode ser descrita somente com modesta precisão, por causa da grande dispersão dos valores obtidos.

Materiais diferentes tem resistências à erosão por cavitação também diferentes, sendo que esta resistência não é somente função da composição química do material mas também do processo mecânico e térmico de sua fabricação. Sabe-se que o aumento da **dureza** da superfície diminui a taxa de erosão, embora somente essa característica não seja um fator determinante da resistência do material à cavitação. Também já foi confirmado a necessidade de um bom acabamento superficial para que o material tenha uma boa resistência à cavitação.

c) Extensão da cavitação

O perigo da erosão por cavitação torna-se mais crítico quando o volume de bolhas de vapor e, conseqüentemente, a extensão da cavitação sobre as pás do rotor aumenta, pois mais bolhas implodirão junto à parede em um determinado intervalo de tempo. Alguns autores chamam essa extensão de "comprimento da cavidade", onde a palavra cavidade representa a nuvem de bolhas de vapor.

Se em um teste de cavitação com vazão e velocidade de rotação constantes, partir-se da condição de cavitação incipiente e diminuir de um certo valor o $NPSH_D$ da instalação, o que causa um aumento do volume de bolhas de vapor geradas, ocorrerá o início do processo de erosão por cavitação. Diminuições adicionais do $NPSH_D$ aumentarão a taxa de erosão até ela atingir um ponto de intensidade máxima, que é anterior ao ponto de deterioração total do desempenho da bomba. Com posteriores diminuições do $NPSH_D$, a taxa de erosão diminui e isto provavelmente ocorre porque, nesta condição, existe nos canais do rotor uma grande quantidade de mistura "vapor + líquido" altamente compressível, que causa um efeito de amortecimento dos choques de condensação das bolhas. Ver Figuras A.11 e A.12.

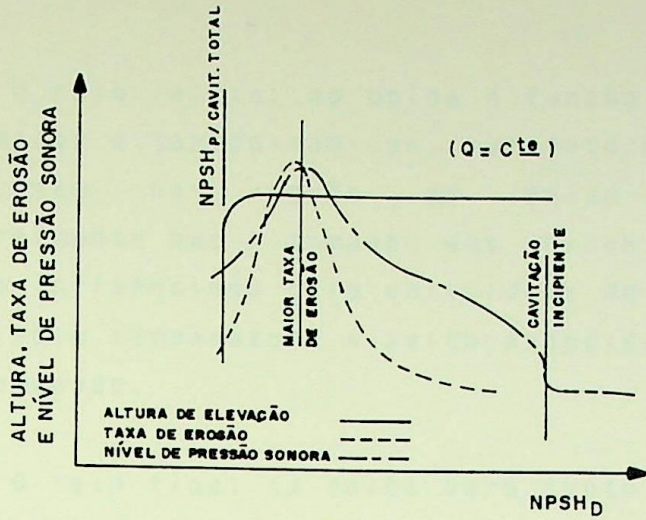


Figura A.11 - Variação da altura de elevação, da taxa de erosão por cavitação e do nível de pressão sonora em função do NPSH disponível. Ref. [03].

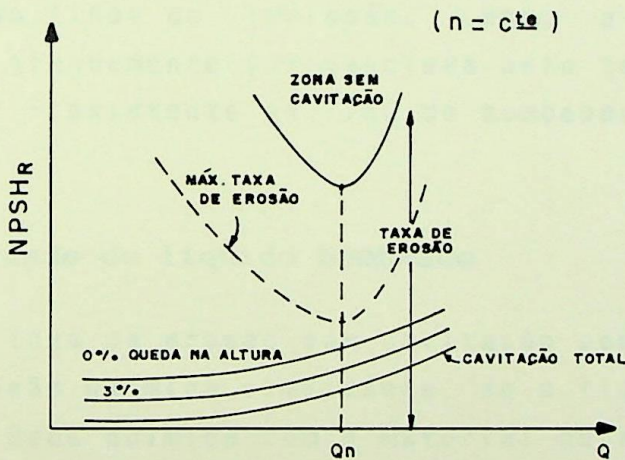


Figura A.12 - Limites da zona de erosão por cavitação. Ref. [03].

d) Pressão da implosão

Esta pressão é gerada em consequência da implosão de bolhas de vapor individuais. Ela é responsável pela energia dos choques de condensação das bolhas e, portanto, quanto maior a pressão da implosão maior será a taxa de erosão por cavitação.

A pressão da implosão depende de diversos fatores, entre os quais, o mais importante é a relação entre o raio inicial e o raio final da bolha de vapor, respectivamente o raio antes e depois da implosão. Quanto maior for essa relação maior será a pressão da implosão.

O raio inicial da bolha é função de diversos parâmetros hidrodinâmicos e termodinâmicos, que determinam o seu crescimento pela passagem na região de baixa pressão. Verifica-se experimentalmente que o tamanho das bolhas antes da implosão é fortemente influenciado pela velocidade de rotação, pelo tamanho da bomba, pela temperatura e pelas propriedades termodinâmicas do líquido bombeado.

O raio final da bolha será tanto maior quanto maior for o conteúdo de gás em seu interior. Verifica-se experimentalmente que o potencial destrutivo da implosão pode ser diminuído ou mesmo anulado se a quantidade de gás existente na bolha aumentar. Isto é consequência da diminuição da pressão da implosão com o aumento do raio final da bolha e também devido ao amortecimento parcial dos choques de condensação pelo gás ou gases não-condensáveis existentes ao final da implosão. Logo, a taxa de erosão por cavitação é grandemente influenciada pelo teor de gases - o mais comum é o ar - existente no líquido bombeado.

e) Corrosividade do líquido bombeado

A taxa de erosão por cavitação pode aumentar por efeito de uma corrosão química simultânea, se o líquido bombeado possuir alguma afinidade química com o material do rotor.

A.5 - Vida de um rotor em cavitação

A erosão por cavitação causa um desgaste progressivo no rotor da bomba, de forma que ele fatalmente terá sua vida útil reduzida. Portanto, este processo de perda de metal à longo termo é de grande interesse prático, uma vez que ele ameaça a integridade da bomba e, em última instância, a disponibilidade operacional da instalação.

Conforme foi visto, a taxa de erosão por cavitação depende de muitos fatores, sob os quais pode não se ter o devido controle prévio, de forma que a previsão exata dessa taxa ainda não é possível atualmente. Entretanto, o projetista da instalação,

O engenheiro de aplicação ou o usuário da bomba precisam saber qual margem entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_{R3\%}$ deve ser providenciada, quais materiais devem ser utilizados e quais precauções são requeridas nas práticas operacionais para se obter uma vida razoável (aceitável) para as peças da bomba. Em outras palavras, eles precisam saber quais são os efeitos individuais de todos os fatores sobre a vida do rotor de uma bomba trabalhando com um líquido específico à uma determinada temperatura.

Para tentar resolver esse problema, no que diz respeito ao desgaste por cavitação deve-se considerar os seguintes fatores e seus efeitos sobre a vida de um rotor:

a) Relação $NPSH_D/NPSH_{R3\%}$

A margem existente entre esses dois valores de NPSH determinará se vai ocorrer cavitação e, em caso positivo, qual vai ser a sua intensidade ou extensão sobre as pás do rotor. Quanto maior for essa relação, menor será a taxa de erosão e maior será a vida do rotor. Ver Figura A.12.

b) H/estágio da bomba

Quanto maior a H/estágio da bomba maior será a energia de pressão disponível para implodir as bolhas de vapor e, portanto, maior será a taxa de erosão no rotor.

c) Características do material do rotor

Algumas características do material tais como resistência mecânica, dureza e acabamento superficial aumentam a sua resistência à cavitação e, portanto, influenciam a taxa de erosão e a vida do rotor.

d) Temperatura e propriedades termodinâmicas do líquido bombeado

Estas características do líquido determinam, juntamente

com outros fatores, o tamanho das bolhas de vapor antes da implosão e, portanto, influenciam a taxa de erosão. É mostrado no Apêndice A que uma bomba sob cavitação trabalhando com água quente ou com alguns tipos de hidrocarbonetos, tem uma vida muito maior para o seu rotor do que em serviços com água fria, é claro, sendo mantidas constantes todos os outros parâmetros operacionais.

e) Corrosividade do líquido bombeado

Se o líquido bombeado for corrosivo, a taxa de erosão por cavitação pode aumentar, reduzindo a vida do rotor.

f) Teor de gases no líquido bombeado

O aumento do teor de gases no líquido bombeado diminui consideravelmente a taxa de erosão por cavitação. Por isso, é prática comum injetar-se ar comprimido na sucção da bomba para diminuir os efeitos da cavitação.

g) Relação Vazão de operação/Vazão do ponto de melhor rendimento

Os resultados experimentais obtidos pela WEIR PUMPS LTDA e apresentados na Figura A.13, mostram que a taxa de erosão aumenta significativamente para vazões maiores ou menores que a vazão do ponto de melhor rendimento da bomba. Isto também pode ser visto na Figura A.12 devido ao formato da curva do $NPSH_{RTEM} \times Q$. Portanto, a vida do rotor está intimamente ligada ao valor dessa relação de vazões.

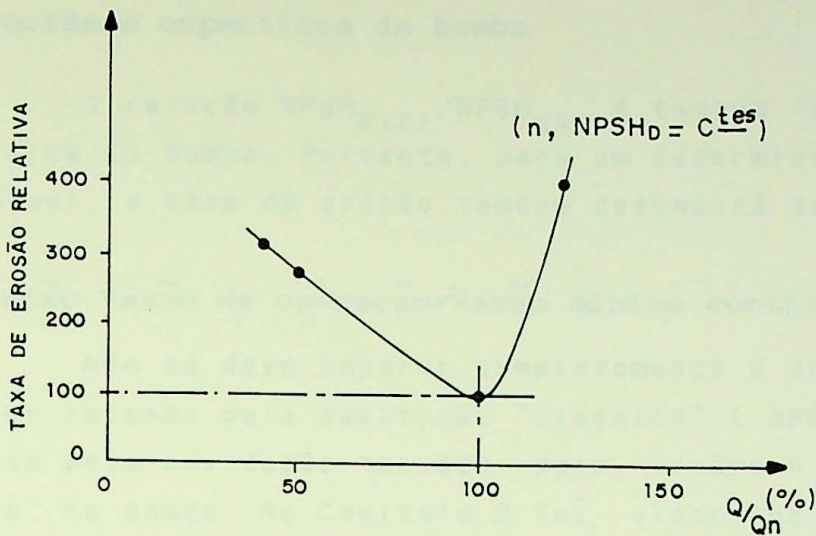


Figura A.13 - Variação da taxa de erosão por cavitação em função da vazão bombeada. Ref. [03].

h) Ciclo de serviço da bomba

Em serviços que exigem vazão variável, este ciclo significa o intervalo de tempo que a bomba operará para cada vazão da faixa de operação selecionada. Como a taxa de erosão é função da vazão de operação, ela também o será do ciclo de serviço da bomba.

i) Velocidade de rotação da bomba

Verifica-se experimentalmente - ref. [03] - que as taxas de erosão por cavitação em uma bomba à altas velocidades de rotação excedem aquelas associadas com velocidades de até 3000 rpm, mesmo quando é providenciado um maior $NPSH_D$ para a maior velocidade de acordo com as relações de semelhança aplicadas à cavitação ($NPSH_{RCI} \propto n^2$). Para estas velocidades maiores que 3000 rpm, o elevado valor da energia de pressão disponível para a implosão das bolhas tem uma influência muito maior sobre a taxa de erosão do que a diminuição do tamanho das bolhas antes da implosão, causada pelo aumento da velocidade de escoamento no canal.

j) Velocidade específica da bomba

A relação $NPSH_{RTEI} / NPSH_{R3\%}$ é também função da velocidade específica da bomba. Portanto, para um determinado valor de $NPSH$ disponível, a taxa de erosão também dependerá dessa velocidade.

k) Relação Vazão de operação/Vazão mínima contínua estável

Não se deve separar completamente a análise do desgaste no rotor causado pela cavitação "clássica" ($NPSH_D < NPSH_{RCI}$) do desgaste pela cavitação causada pelo fenômeno da "recirculação interna" na bomba. No Capítulo 3 foi visto que este último tipo de cavitação pode ocorrer quando a vazão de operação é menor que a "vazão mínima contínua estável" da bomba. Enquanto esses dois tipos de cavitação tem causas bastantes diferentes, cada um deles pode conduzir a um significativo dano no rotor, de forma que o usuário poderia não saber por qual razão estaria substituindo essa peça. Além disso, a vida útil do rotor será ainda mais reduzida se ocorrerem essas duas cavitações simultaneamente.

l) Existência ou não de perturbações na uniformidade do fluxo na entrada do rotor

A tubulação de sucção pode ser adequada ou não para providenciar uma distribuição uniforme da velocidade axial na entrada da bomba. A existência de curvas, válvulas ou outros dispositivos instalados no tubo de sucção e próximos da entrada da bomba, causam perturbações na uniformidade do fluxo e o conseqüente aumento do $NPSH_{RCI}$ da bomba. Como o $NPSH_{RTEI}$ está diretamente relacionado ao $NPSH_{RCI}$, verifica-se que a existência dessas perturbações pode aumentar a taxa de erosão por cavitação.

O conceito de vida aceitável para o rotor implica na existência de alguma cavitação causando uma taxa de erosão aceitável. O projeto deve assegurar uma vida útil adequada para o rotor no que se refere ao dano por cavitação, sendo que um valor largamente aceito para essa vida é de **40.000 horas**. Assim, desde que se atinja essa vida, admite-se a existência de alguma

cavitação, que causa uma pequena taxa de erosão no rotor, pois isto permitirá que se trabalhe com menores valores de $NPSH_D$ em comparação àqueles que seriam necessários para que não ocorresse nenhuma cavitação. A utilização do $NPSH_{RTEA}$ ao invés do $NPSH_{RCI}$ da bomba pode conduzir a **substanciais economias** nos custos da instalação, além de permitir aplicações práticas mais viáveis da bomba. Ver Figura A.14.

O critério para se decidir se um rotor esgotou seu tempo de vida não é bem definido e depende das exigências de cada usuário. Alguns autores consideram que esse critério deve ser definido com base na deterioração do desempenho e nos efeitos sobre a integridade mecânica da bomba. Por exemplo, GRIST [03] recomenda que a vida útil do rotor chega ao fim quando desprender-se dele um pedaço de metal de área maior que 1 cm^2 ou quando houver uma redução de 5% na altura de elevação gerada.

Voltando ao problema de se prever a vida de um rotor em cavitação com base nos fatores que a influenciam, verifica-se que seria necessário desenvolver uma série de coeficientes multiplicadores que levariam em consideração cada um desses fatores. DOOLING [34] deu alguns valores preliminares para esses coeficientes, que são chamados de "coeficientes de vida". Entretanto, é obviamente muito cedo para se julgar a validade dos mesmos, pois existem ainda muitos dados a serem coletados, muitas contribuições a serem feitas e muitas inconsistências a serem resolvidas. Por exemplo, é difícil se prever com algum grau de confiança, em um teste de vida, o ciclo de serviço da bomba. Um segundo problema é criado pelo longo tempo requerido para se determinar uma taxa real de erosão em um rotor, de forma que existe uma grande necessidade de se descobrir meios para acelerar os testes de vida de peças sujeitas à cavitação.

Quando estes "coeficientes de vida" puderem ser obtidos através de técnicas confiáveis, então o projetista da instalação ou usuário da bomba terá o conhecimento necessário para providenciar instalações mais viáveis em função da vida útil desejada para o rotor, determinando corretamente o $NPSH_D$ **necessário e suficiente** para tal propósito.

A.6 - Relacionamento entre os diversos tipos de $NPSH_R$ de uma bomba

Já foi comentada brevemente a possibilidade de se determinar o início da cavitação através da medição do nível de ruído ou do nível de pressão sonora em uma bomba. Além disso, existem fortes evidências de que esta medição pode também indicar, sob condições controladas, a grandeza relativa da erosão por cavitação. Dessa forma, a partir de um teste de cavitação onde são obtidas as curvas $H \times NPSH_D$ e Nível de ruído $\times NPSH_D$, conforme mostra a Figura A.14, pode-se obter o relacionamento entre os diversos tipos de $NPSH_R$ de uma bomba. A análise desta figura leva a diversas conclusões:

- a) O $NPSH_{RCI}$ ($= NPSH_{RCN}$) de uma bomba é bem maior do que o seu $NPSH_{R3\%}$. A relação $NPSH_{RCI}/NPSH_{R3\%}$ tem valores bastantes variados, que se situam na faixa de 2 a 20 para bombas típicas comerciais e que dependem do projeto do rotor, da relação Vazão de operação/Vazão de projeto e dos fatores que afetam o crescimento das bolhas de vapor. A Tabela A.1 exemplifica valores dessa relação de $NPSH$ obtidos para a vazão de projeto em diversos tipos de bombas com diferentes projetos de rotores. A Tabela A.2 mostra que para vazões maiores ou menores que a de projeto, devem ser esperados valores diferentes para a relação em questão. Portanto, a exigência da ausência total de cavitação em uma bomba pode conduzir a níveis muitos elevados de $NPSH_D$, de forma que o usuário poderia não concordar, por razões econômicas, ou mesmo não ser capaz de providenciar na instalação.

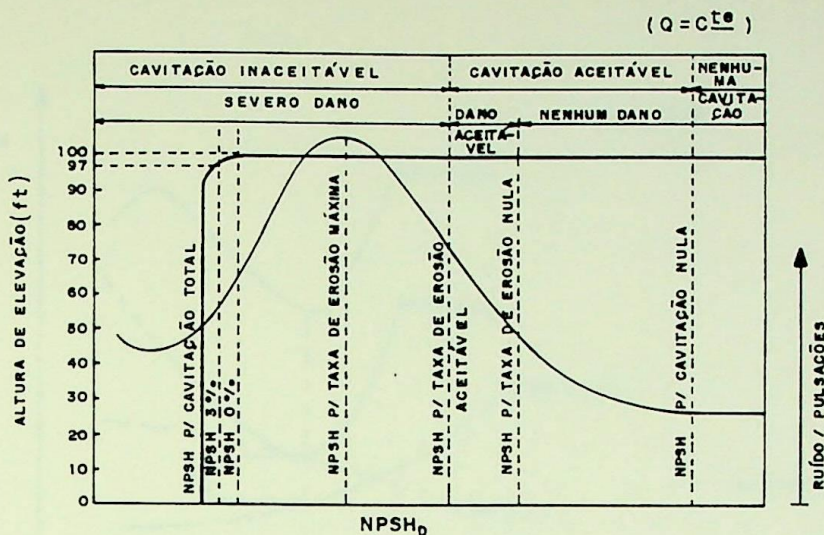


Figura A.14 - Altura de elevação e nível de ruído/pulsações em função do $NPSH_D$ em um teste de cavitação. Ref. [28]

b) A taxa de erosão máxima ocorre para um valor de $NPSH_D$ maior do que aquele correspondente à deterioração total do desempenho da bomba. Inclusive, sob certas condições ainda não muito bem definidas, existem evidências de que $NPSH_{RTEM} > NPSH_{R0\%}$ (ver Figura A.14). Observa-se, também, que a taxa de erosão diminui para valores de $NPSH_D$ menores que o correspondente à taxa máxima e, se isto for verdade, ocorre um aparente paradoxo: seria preferível não se ter uma margem muito grande do $NPSH_D$ acima do $NPSH_{R3\%}$ para evitar a faixa de elevadas taxas de erosão. Dependendo dessa "margem de segurança" convencionalmente utilizada, pode-se ter $NPSH_D \cong NPSH_{RTEM}$, o que conduz a um dano no rotor muito maior do que se $NPSH_D \cong NPSH_{R3\%}$. Ver Figura A.15.

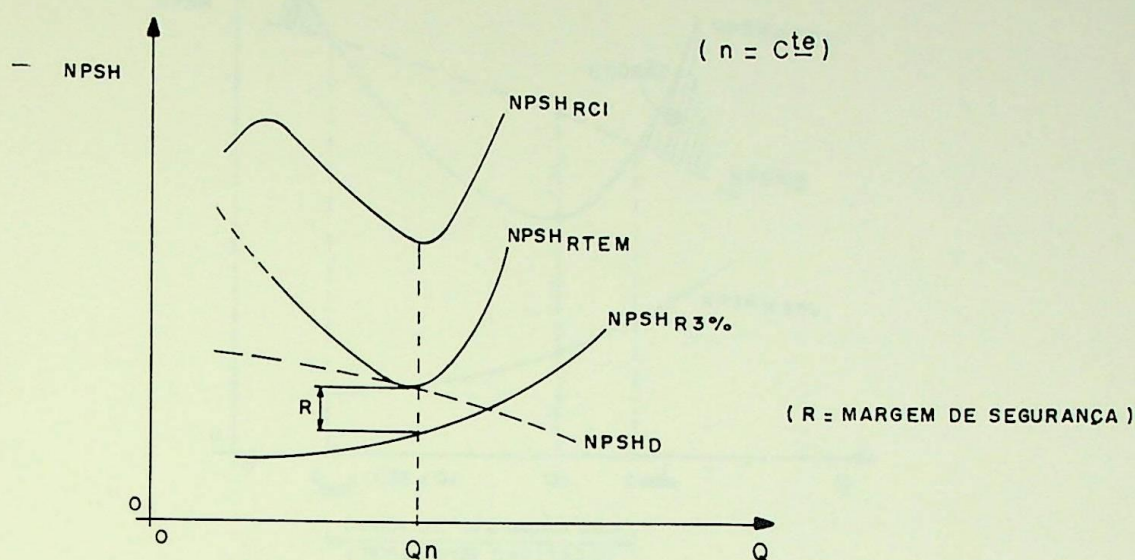


Figura A.15 - Margem de segurança do $NPSH_D$ acima do $NPSH_{R3\%}$ para a vazão de projeto da bomba.

c) O $NPSH_{RTEI}$ (= $NPSH_{RTEN}$) de uma bomba é bem menor do que o seu $NPSH_{RCI}$. Logo, se for permitido que a bomba cavite ligeiramente e for adotado $NPSH_D = NPSH_{RTEI}$, o rotor continuará a ter uma vida infinita à cavitação e serão necessários valores bem mais baixos para o $NPSH_D$ da instalação. Normalmente, é pouco provável que seja conhecido o valor do $NPSH_{RTEI}$ de uma bomba. TAYLOR [33] desenvolveu uma tabela a partir de dados experimentais, onde ele recomenda valores de vazões mínimas para operação contínua sem problemas de erosão por cavitação em bombas de elevadas H/estágio (> 200 m). Ver Tabela A.3. Os valores recomendados nesta tabela são meras aproximações e servem somente como um primeiro passo para a proteção da bomba contra os danos causados pela cavitação. Por exemplo, em uma bomba para água, com rotor de simples sucção e com a relação $NPSH_D/NPSH_{R3\%}$ igual a 3,0 na vazão de projeto, a tabela recomenda uma vazão mínima igual a 25% da vazão de projeto. A Figura A.16 ilustra este exemplo.

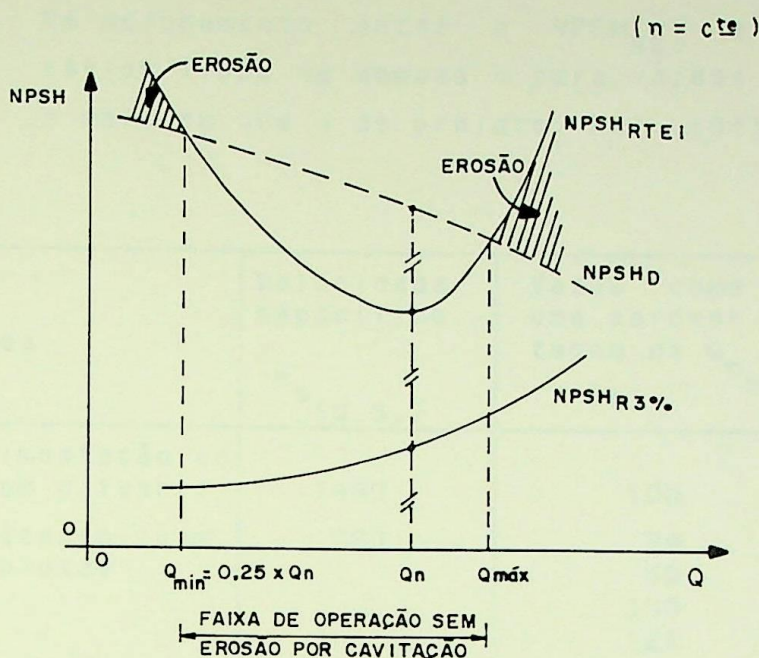


Figura A.16 - Vazão mínima contínua para operação sem erosão por cavitação.

Tabela A.1 - Relação entre o $NPSH_{RCI}$ (obtido pela medição do nível de pressão sonora) e o $NPSH_{R3\%}$ para a vazão de projeto de diferentes tipos de bombas. Ref [03].

Tipo de Bomba	Velocidade de rotação [r.p.m]	Velocidade específica n_s (U.S.)	$NPSH_{RCI} / NPSH_{R3\%}$
Bomba de alimentação de caldeira (1 ^o estágio)	1500	1400	16,3
Sucção axial de 150 mm	3000	700	10,0
Dupla sucção	992	2000	> 6,0
Bomba de armazenamento A	-	800	2,6
" " " B	-	1700	> 3,8
" " " C	2259	1800	> 2,2
" " " D	2259	1800	> 3,0
" " " E	2259	1800	2,5
Água de resfriamento	1200	2740	5,0

Tabela A.2 - Relacionamento entre o $NPSH_{RC1}$ e o $NPSH_{R3\%}$ para vários tipos de bombas e para vazões menores, iguais e maiores que a de projeto. Ref. [04].

Tipo de bomba	Velocidade específica n_s (U.S.)	Vazão como uma porcentagem de $Q_{\eta_{máx}}$ [%]	$NPSH_{RC1} / NPSH_{R3\%}$
Bomba de alimentação de caldeira (com difusor)	1440	100	13,3
Bomba de processo (com difusor e voluta)	780	24	16,0
		66	11,3
		100	6,5
		120	4,6
Dupla sucção (com voluta)	2395	120	3,7
		100	>5,6
Bomba de armazenamento (com difusor e voluta)	1372	100	5,0
		75	6,4
Bomba de água de resfriamento (modelo 1/5)	3370	100	6,5
		75	11,3
		50	9,1
Bomba de água de resfriamento (modelo 1/8)	3370	125	3,0
		100	6,6
		75	7,2
		50	8,0
Bomba de água de resfriamento (modelo 1/12)	3370	125	2,9
		100	7,0
		75	7,9
		50	7,1
Bomba de processo (com voluta)	2495	120	2,6
		100	2,5
		60	3,0

Tabela A.3 - Vazões mínimas recomendadas para bombas de alta energias para se ter $NPSH_D > NPSH_{R3\%}$. Ref. [33].

Líquido & Tipo de rotor	$NPSH_D > NPSH_{R3\%}$ em $Q_{\eta_{máx}}$	Vazão mínima recomendada, % de $Q_{\eta_{máx}}$
Hidrocarboneto, rotor com simples ou dupla sucção	1.1 e maior	25%, ou valor recodado pelo fabricante da bomba, se for maior
Água ou solução com água, simples sucção	2 ou menor	35% " "
	2.5	30% " "
	3 ou maior	25% " "
Água ou solução com água, dupla sucção	2 ou menor	70% " "
	2.5	60% " "
	3 ou maior	50% " "

d) O NPSH requerido para taxa de erosão aceitável situa-se em algum lugar entre os níveis de início e de taxa máxima da erosão. O prévio conhecimento do valor exato do $NPSH_{RTEA}$ de uma bomba ainda não é possível atualmente devido à complexidade dos fatores que influenciam o processo de erosão por cavitação. Esse NPSH requerido é o ideal do ponto de vista das necessidades do usuário da bomba, pois ele permite que se atinga uma vida aceitável prevista para o rotor utilizando-se um valor para o $NPSH_D$ bem menor do que o necessário para evitar completamente a erosão ou a cavitação. Vê-se, também, na Figura A.14, que a faixa de taxa de erosão aceitável requer valores de $NPSH_R$ bem maiores do que o valor para queda de 3% ou mesmo de 0% na altura de elevação da bomba. Entretanto, a experiência de aplicações práticas tem mostrado que, exceto nos casos de unidades de elevadas alturas de elevação e elevadas potências de eixo, as bombas especificadas e aplicadas com base no $NPSH_{R3\%}$ tem operado com poucas dificuldades e com uma razoável expectativa de vida. A explicação para isto

está no fato de que geralmente alguma margem de segurança é adicionada pelo usuário na seleção do $NPSH_D$, de forma que, quando se faz $NPSH_D = (NPSH_{R3\%} + \text{margem de segurança})$, pode-se ter $NPSH_D \geq NPSH_{RTEA}$ em bombas de pequenas H/estágio. Ver Figura A.17.

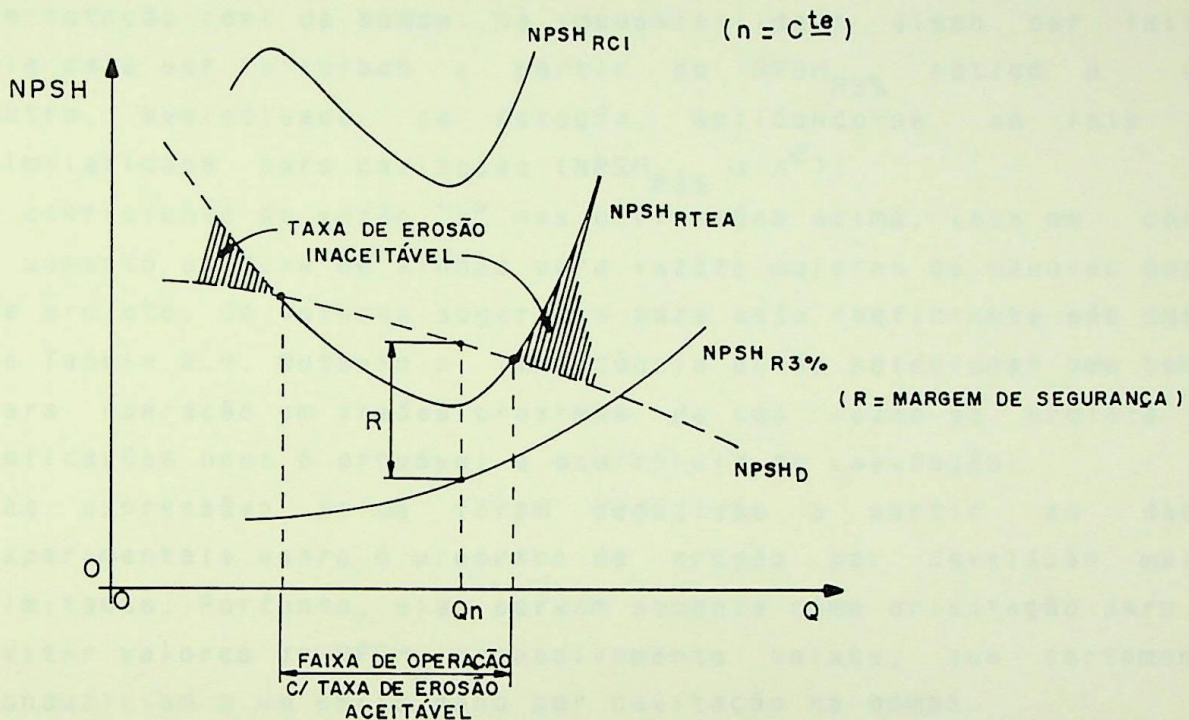


Figura A.17 - Relacionamento entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_{RTEA}$.

GRIST [03] recomenda as seguintes expressões empíricas para se estimar o $NPSH_{RTEA}$ de uma bomba:

- Para velocidades de rotação iguais ou menores que 3000 r.p.m.

$$NPSH_{RTEA} \geq 3 \cdot b \cdot NPSH_{R3\%} \quad (A.14)$$

- Para velocidades de rotação maiores que 3000 r.p.m.

$$NPSH_{RTEA} \geq \left(2,5 + \frac{n}{6000} \right) \cdot b \cdot NPSH_{R3\%} \quad (A.15)$$

onde: $n \equiv$ velocidade de rotação, [r.p.m];

$b \equiv$ coeficiente de vazão, conforme Tabela A.4.

OBSERVAÇÕES:

- O $NPSH_{R3\%}$ a ser utilizado nas expressões (A.14) e (A.15) deve ser preferencialmente determinado em um teste com a velocidade de rotação real da bomba. Na impossibilidade disso ser feito, ele pode ser calculado a partir do $NPSH_{R3\%}$ obtido à uma outra velocidade de rotação, aplicando-se as leis de similaridade para cavitação ($NPSH_{R3\%} \propto n^2$);
- O coeficiente de vazão "b" nas expressões acima, leva em conta o aumento da taxa de erosão para vazões maiores ou menores que a de projeto. Os valores sugeridos para este coeficiente são dados na Tabela A.4. Nota-se a importância de se selecionar uma bomba para operação em vazões próximas da sua vazão de projeto em aplicações onde é provável a ocorrência da cavitação;
- As expressões acima foram deduzidas a partir de dados experimentais sobre o processo de erosão por cavitação muito limitados. Portanto, elas servem somente como orientação para se evitar valores de $NPSH_D$ excessivamente baixos, que certamente conduziriam a um sério dano por cavitação na bomba.

Tabela A.4 - Coeficientes de vazão em função da relação $Q_{\text{operação}}/Q_n$. Ref. [03].

$Q_{\text{operação}}/Q_n$ (%)	30-49	50-79	80-110	111-125
Coeficiente de vazão "b"	3,0	2,0	1,0	4,0

A.7 - Meios para Aumentar o NPSH Disponível ou Diminuir o NPSH Requerido

Quando o relacionamento $NPSH_D > NPSH_R$ não estiver sendo atendido na aplicação de uma determinada bomba, existem meios que permitem aumentar o $NPSH_D$, diminuir o $NPSH_R$ ou combinar as duas

coisas de forma a evitar os problemas causados pela cavitação.

Para aumentar o $NPSH_D$, é possível:

- a) Elevar o nível de líquido no reservatório de sucção;
- b) Abaixar a bomba;
- c) Reduzir as perdas por atrito na tubulação de sucção;
- d) Usar uma bomba "booster";

- e) Subresfriar o líquido bombeado.

Para reduzir o $NPSH_R$, é possível:

- a) Usar menores velocidades de rotação;
- b) Usar um rotor de dupla sucção;
- c) Usar uma bomba superdimensionada;
- d) Usar um indutor à montante de um rotor convencional;
- e) Usar várias bombas menores em paralelo.

Alguns desses métodos apresentam vantagens e também desvantagens, que serão analisadas a seguir.

• Elevação do nível do líquido no reservatório de sucção

À primeira vista, esta parece ser uma solução simples a menos que seja impraticável, como por exemplo, se a sucção é feita de um lago ou rio. Entretanto, verifica-se frequentemente que com uma pequena elevação do nível de líquido torna-se possível a seleção de uma bomba menos cara e mais eficiente.

• Abaixamento da bomba

Como no caso da elevação do nível de líquido, o custo do abaixamento da bomba pode não ser tão proibitivo, ao passo que esta medida pode permitir a seleção de uma bomba com uma maior velocidade de rotação e, portanto, de menor custo e com maior rendimento. Como alternativa, existe a possibilidade de se utilizar uma bomba vertical submersa no reservatório de sucção.

• **Redução das perdas por atrito na tubulação de sucção**

Esta é uma recomendação válida sob qualquer circunstância, pois o custo de sua execução será facilmente repostado, tanto pelo aumento da capacidade de sucção quanto pela economia de energia à longo prazo.

• **Utilização de uma bomba "booster"**

A bomba "booster" ou bomba de alimentação é instalada na linha de sucção de uma bomba de alta energia, agindo como um "estágio extra" de baixa altura. Ela admite valores bem menores de $NPSH_D$ em sua entrada comparativamente àqueles que poderiam ser usados com a bomba principal, porque, quase sempre, ela trabalha com uma menor velocidade de rotação. Além disso, essa bomba apresenta muito menos problemas se ela própria cavitara, tendo em vista a baixa energia de pressão disponível para implodir as bolhas de vapor.

Esta solução é particularmente efetiva em aplicações de bombas de altas pressões. Neste caso, as maiores velocidades de rotação permissíveis com o uso da bomba "booster" permitirão grandes economias nos custos iniciais da bomba principal - que terá um menor número de estágios - além de possibilitar maiores rendimentos.

• **Subresfriamento do líquido bombeado**

Esta providência aumenta o $NPSH_D$ pela redução da pressão de vapor do líquido bombeado. O subresfriamento é mais facilmente executado obtendo-se o líquido mais frio em algum lugar do próprio sistema onde a temperatura é mais baixa. Em muitos casos, particularmente para elevadas temperaturas de bombeamento, a quantidade de líquido mais frio a ser injetado é muito pequena em comparação à vazão bombeada. Ver Figuras A.18, A.19 e A.20.

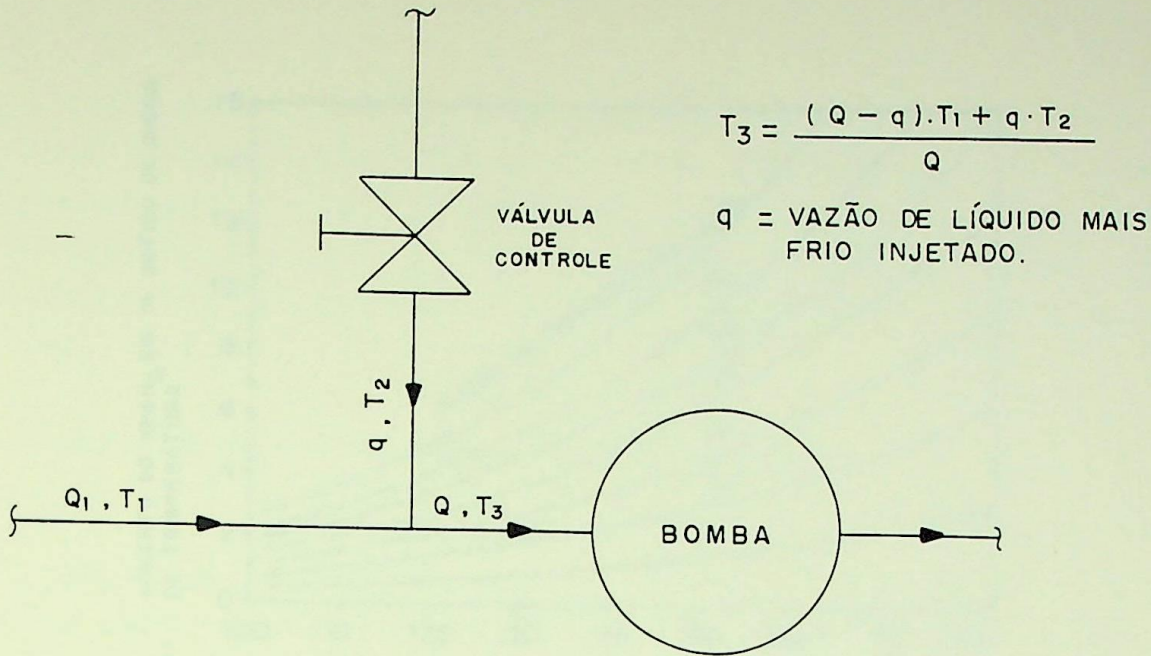


Figura A.18 - Subresfriamento do líquido bombeado.

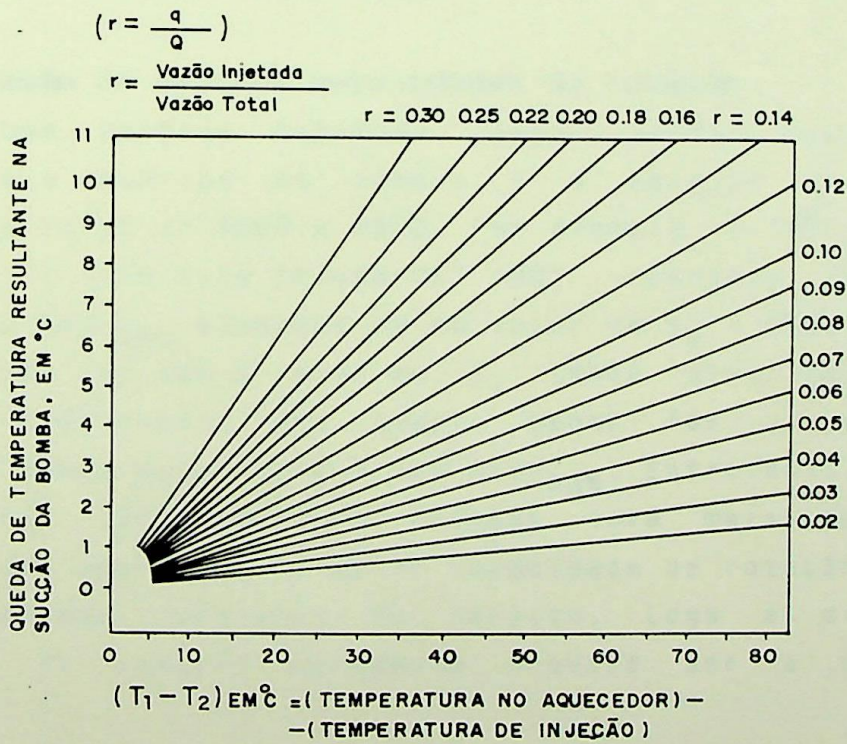


Figura A.19 - Queda da temperatura do líquido bombeado devido à injeção de água mais fria na sucção. Ref. [35].

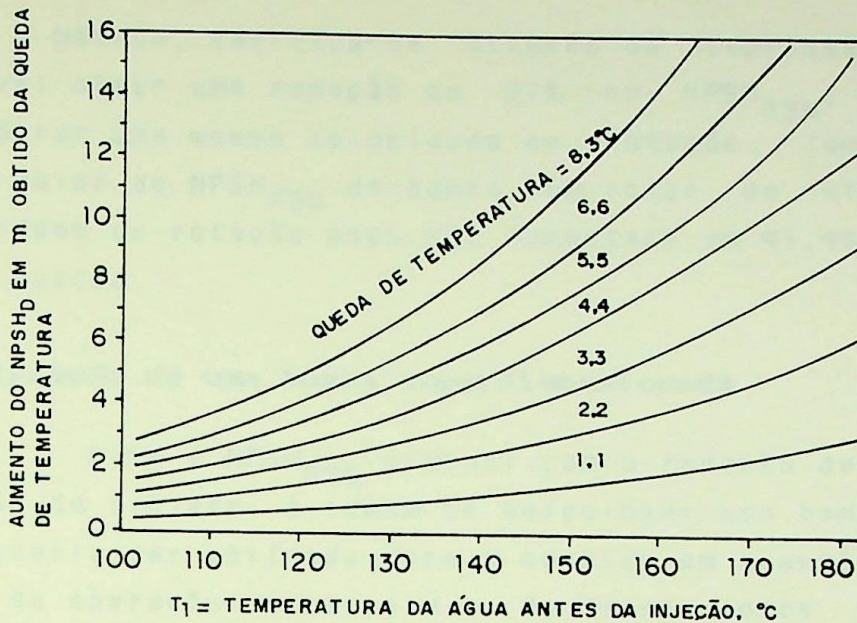


Figura A.20 - Efeito do subresfriamento sobre o NPSH_D em tubulações de água. Ref. [35].

• Utilização de menores velocidades de rotação

Uma prática bastante comum entre projetistas de instalações e usuários de bombas é a seleção de valores de S_s (U.S.) na faixa de 8500 a 9500. Por exemplo, a 14^a edição (1983) do "Hydraulic Institute Standards" [30] incorpora gráficos para obtenção do NPSH_{R3%} baseados em um valor de $S_s = 8500$.

Uma vez que o valor de S_s tenha sido selecionado, a expressão (2.8) mostra que quanto menor for a velocidade de rotação da bomba menor será o seu NPSH_{R3%}. Entretanto, uma bomba com uma menor velocidade de rotação será mais cara e menos eficiente que uma bomba de maior velocidade de rotação selecionada para as mesmas condições de serviço. Logo a diminuição da velocidade de rotação raramente provará ser a solução mais econômica.

• Utilização de um rotor de dupla sucção

Particularmente para grandes vazões, sempre que um rotor de dupla sucção é disponível para as condições de serviço desejadas, isto se apresenta como a solução mais adequada para diminuir o NPSH_R da bomba. Como a vazão para cálculo do NPSH passa

a ser a metade, verifica-se através da expressão (2.8), que é possível obter uma redução de 37% no $NPSH_{R3\%}$, no caso de se considerar uma mesma velocidade de rotação. Também, mantendo o mesmo valor de $NPSH_{R3\%}$ da bomba com rotor de simples sucção, a velocidade de rotação pode ser aumentada em 41,4% com um rotor de dupla sucção.

• Utilização de uma bomba superdimensionada

Como o $NPSH_{R3\%}$ diminui com a redução da vazão em relação à vazão de projeto, é comum se seleccionar uma bomba maior do que a que deveria ser aplicada para o serviço em questão. Dessa forma, o ponto de operação na curva $H \times Q$ dessa bomba superdimensionada ficará à esquerda do seu ponto de projeto. Esta prática é arriscada e pode conduzir aos seguintes resultados indesejáveis: a) a seleção de uma bomba mais cara e que opera com um menor rendimento; b) a ocorrência de diversos problemas causados pelo fenômeno da "recirculação interna", conforme foi visto no Capítulo 3.

• Utilização de um indutor

O indutor é um rotor axial de baixa altura de elevação, com poucas pás e que é instalado à montante do rotor da bomba. O seu projeto possibilita um $NPSH_R$ bem menor comparativamente a um rotor convencional, de forma que ele é utilizado para reduzir o $NPSH_R$ de uma bomba ou então permitir que ela opere à maiores velocidades de rotação. Ver Item 4.2.3.

• Utilização de várias bombas pequenas em paralelo

É fácil entender, através da expressão (2.8), que mantendo os mesmos valores de S_s e n , as bombas de menores vazões possuem menores valores de $NPSH_{R3\%}$. Enquanto à primeira vista esta parece ser uma solução dispendiosa, em muitos casos isto não ocorre. Por exemplo, 3 bombas pequenas com vazões iguais à metade da vazão total necessária, sendo que uma delas será reserva, não é

mais caro do que 1 bomba grande para a vazão total e mais a sua reserva. Além disso, se a demanda varia muito, a operação de uma só bomba pequena com a metade da vazão total durante os períodos de baixa demanda, gastará menos energia e evitará os possíveis problemas causados pela operação à vazões parciais.

APÊNDICE B

INFORMAÇÕES COMPLEMENTARES SOBRE A RECIRCULAÇÃO DE SUÇÃO

B.1 - Descrição da Recirculação de Sucção

Com o desenvolvimento da recirculação, o líquido nos raios mais externos da seção de entrada do rotor é ejetado para fora, ao mesmo tempo que existe líquido se aproximando e entrando no rotor através do núcleo do anel rotativo de fluxo reverso (ver Figura 3.2). Este fluxo reverso em forma de redemoinho assimétrico, que tem o mesmo sentido de rotação do rotor, transfere, por arraste viscoso, rotação ao restante do fluxo em sentido positivo, que passa a ter assim uma **pré-rotação**.

A vazão para a qual o fluxo reverso primeiramente aparece no ponto T da aresta de entrada da pá é chamada de "vazão crítica da bomba" (Q_{cr}) ou "vazão de recirculação de sucção" (Q_{RS}). Conforme será visto no item B.3, esta vazão pode ser determinada experimentalmente através de medições ou por visualização.

A seguir, serão apresentados e discutidos diversos resultados experimentais obtidos por SEN, SCHIAVELLO e BREUGELMANS [08] e [19], com respeito ao fenômeno da recirculação de sucção.

B.1.1 - Bombas testadas e procedimentos experimentais

Duas séries de bombas foram testadas: séries E e A. Na primeira série foram estudados os efeitos da voluta/difusor e do número de pás sobre o fluxo reverso e na segunda série foram estudados os efeitos de alguns parâmetros de projeto do rotor.

Foram feitas medições da pressão estática na parede do tubo de sucção e medições transversais da velocidade do fluxo tridimensional na entrada, para 3 seções de teste e para diferentes posições angulares. As pressões foram medidas com transdutores de pressão do tipo relutância variável e as velocidades com uma sonda de 5 furos do tipo pescoço-de-cisne. As

posições meridionais das seções de teste e as posições angulares das medições transversais são dadas na Figura B.1 e na Tabela B.1. A seção S onde é medida a altura de sucção de referência, foi seleccionada adequadamente em uma região bem à montante da entrada do rotor, onde não existe fluxo reverso para qualquer que seja a vazão parcial.

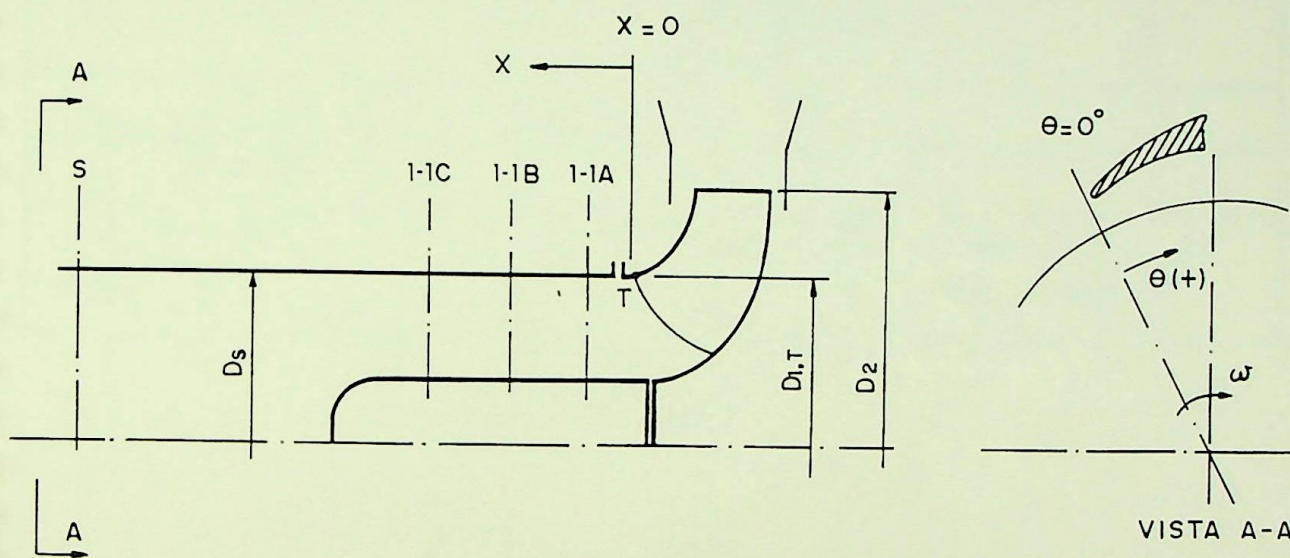


Figura B.1 - Localização e geometria das seções transversais de teste. Ref. [08].

As 3 componentes da velocidade na entrada são mostradas na Figura B.2. O sentido positivo das componentes nas direções axial, tangencial e radial são respectivamente no sentido do fluxo entrando no rotor, no sentido da rotação do rotor e no sentido da parede para o centro do tubo de sucção.

Tabela B.1 - Posições meridionais das seções de teste e posições angulares das medições transversais ($D_h \equiv$ diâmetro hidráulico do tubo de sucção). Ref. [19].

Bomba	Posição Meridional da Seção de Teste, X/D_h			Posições Angulares das Medições Transversais, $\theta(^{\circ})$		
	1-1A	1-1B	1-1C	1-1A	1-1B	1-1C
E_1	0,40	-	-	3,93, 183 e 273	-	-
E_2	0,44	-	-	273	-	-
E_3	0,45	-	-	262	-	-
A, A_1, A_2 e A_3	0,38	1,00	1,72	80, 170 e 350	80, 170, 260 e 350	80

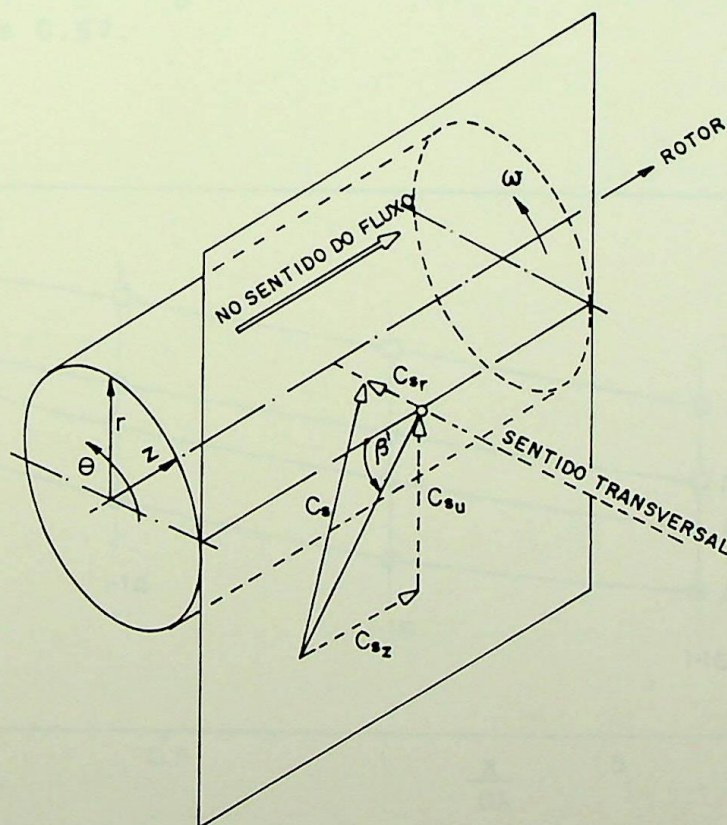


Figura B.2 - Componentes da velocidade do fluxo na entrada. Ref. [19].

B.1.2 - Vazões críticas

A sonda é localizada a uma distância mínima de 3,5 mm da parede do tubo de sucção e a vazão da bomba é diminuída gradualmente a partir da vazão de projeto. Quando a uniformidade do fluxo se degenera e ele repentinamente torna-se tridimensional, a vazão bombeada é tomada como sendo a vazão crítica para a seção de teste considerada. Para a série de bombas A, o mesmo procedimento foi feito para as 3 seções de teste descritas. Em seguida, as vazões críticas obtidas foram extrapoladas linearmente para a seção do ponto T da aresta de entrada, de forma a determinar a vazão crítica de cada bomba. Todas as bombas testadas mostraram a mesma tendência: a vazão crítica diminui linearmente à montante da entrada do rotor. Ver Figura B.3.

Os valores da relação Q_{cr}/Q_n obtidos para as bombas E_1 , E_2 e E_3 são respectivamente iguais a 0.62, 0.63 e 0.61. Para as bombas A, A_1 , A_2 e A_3 eles são respectivamente iguais a 0.71, 0.87, 0.52 e 0.67.

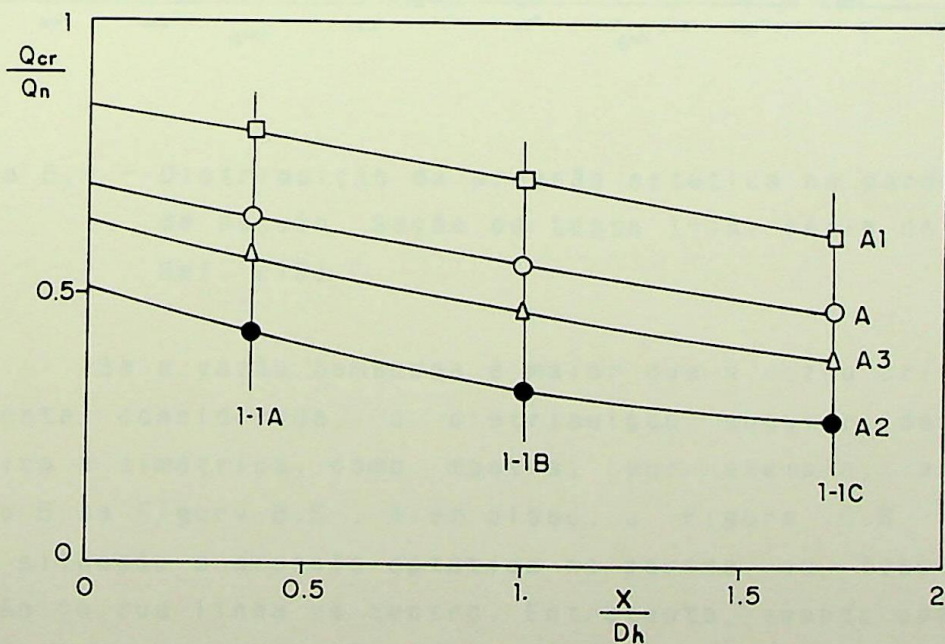


Figura B.3 - Propagação do fluxo reverso ao longo do tubo de sucção. Ref. [19].

B.1.3 - Pressão estática na parede do tubo de sucção

As distribuições angulares da pressão estática medida na parede do tubo de sucção para as séries de bombas E e A são mostradas nas Figuras B.4 e B.5.

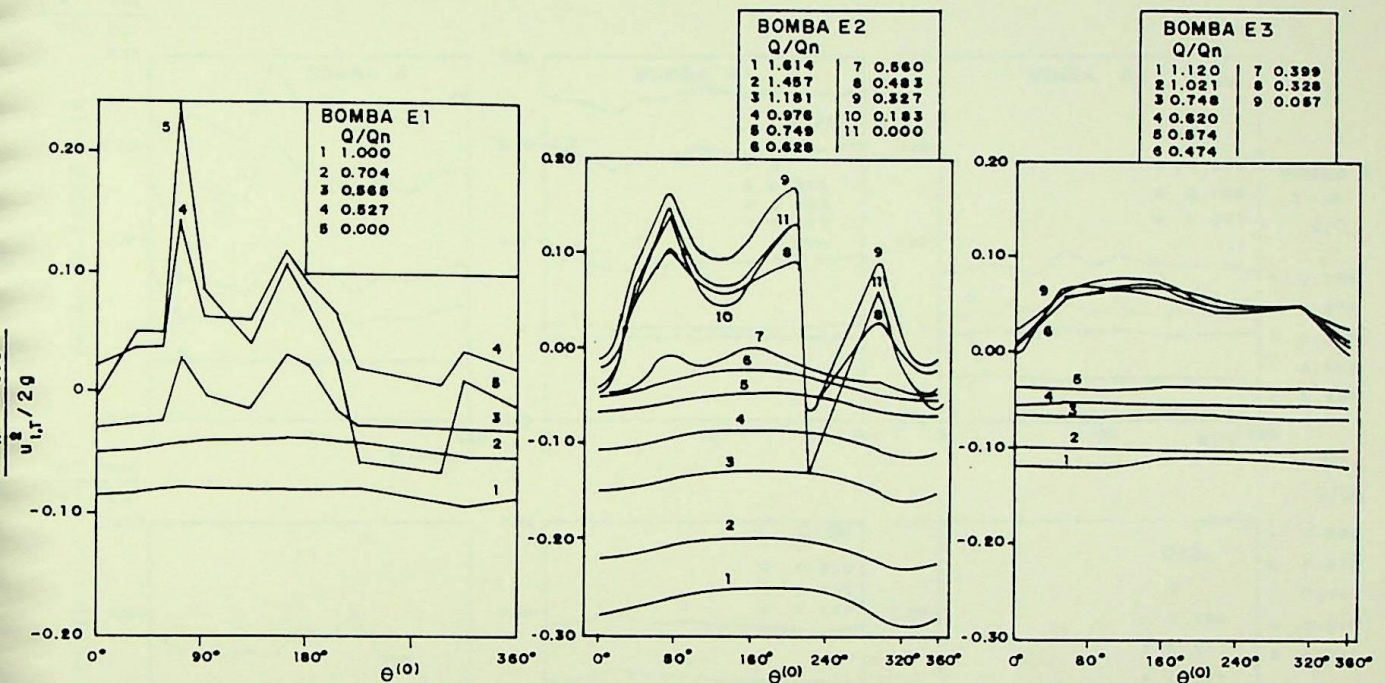


Figura B.4 - Distribuição da pressão estática na parede do tubo de sucção. Seção de teste 1-1A, série de bombas E. Ref. [19].

Se a vazão bombeada é maior que a vazão crítica da seção de teste considerada, a distribuição angular dessa pressão estática é simétrica, como mostra, por exemplo, as curvas de número 5 na Figura B.5. Além disso, a Figura B.6 mostra que nesta situação a pressão estática na parede do tubo é igual à pressão na sua linha de centro. Entretanto, quando aparece o fluxo reverso em redemoinho na seção, a distribuição da pressão torna-se assimétrica e a pressão na parede passa a ser bem maior do que no centro do tubo. Para $Q < Q_{cr}$, essa distribuição se torna cada vez mais assimétrica, embora ela mantenha a mesma forma, e a pressão

na parede aumenta continuamente enquanto no centro ela diminui. Conforme será visto, isto é devido ao aumento da grandeza da componente tangencial C_{s_u} da velocidade do fluxo reverso, ou seja, a intensidade da pré-rotação aumenta consideravelmente com a diminuição da vazão abaixo de Q_{cr} .

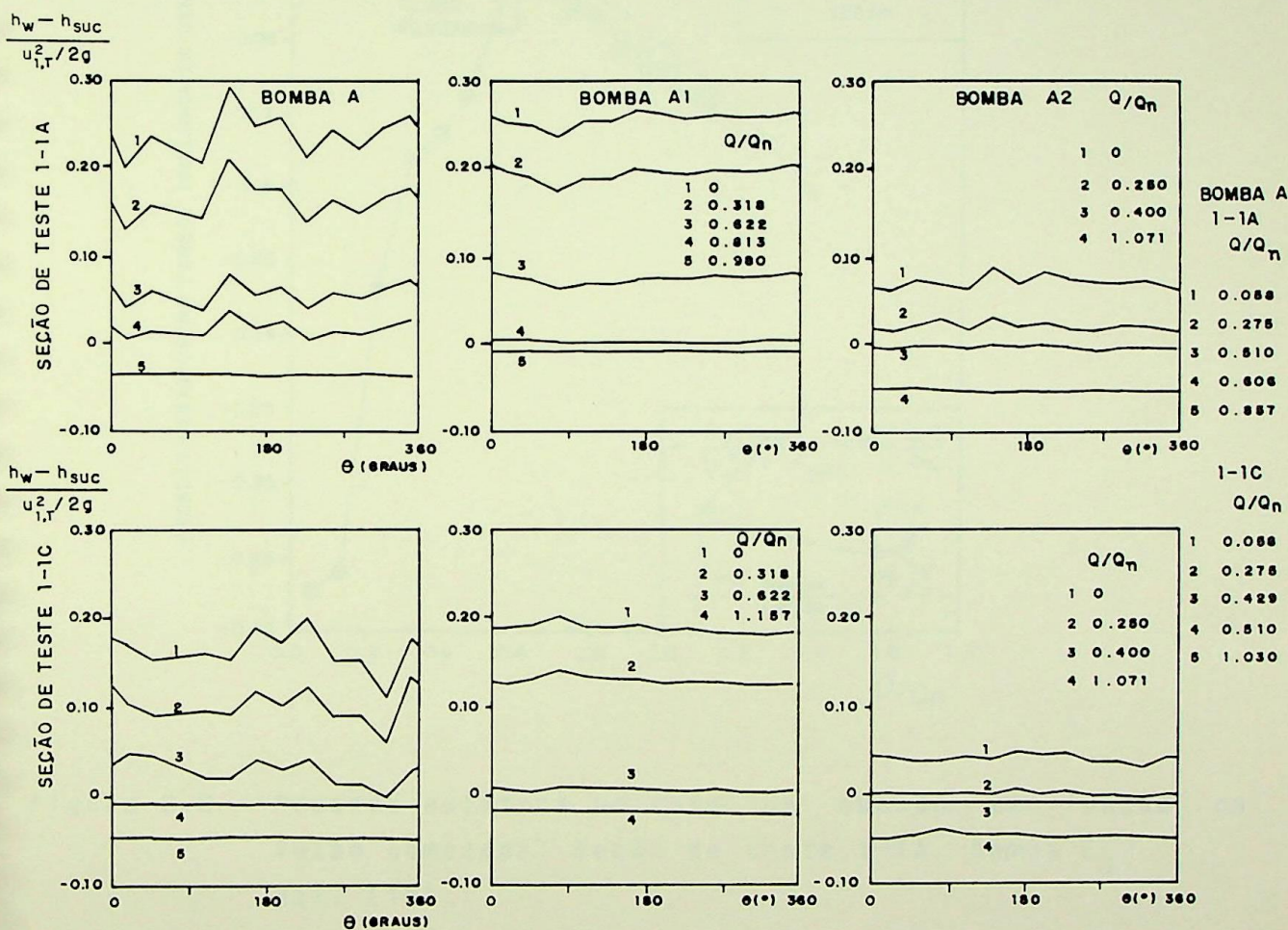


Figura B.5 - Distribuição da pressão estática na parede do tubo de sucção. Seções de teste 1-1A e 1-1C, série de bombas A. Ref. [19].

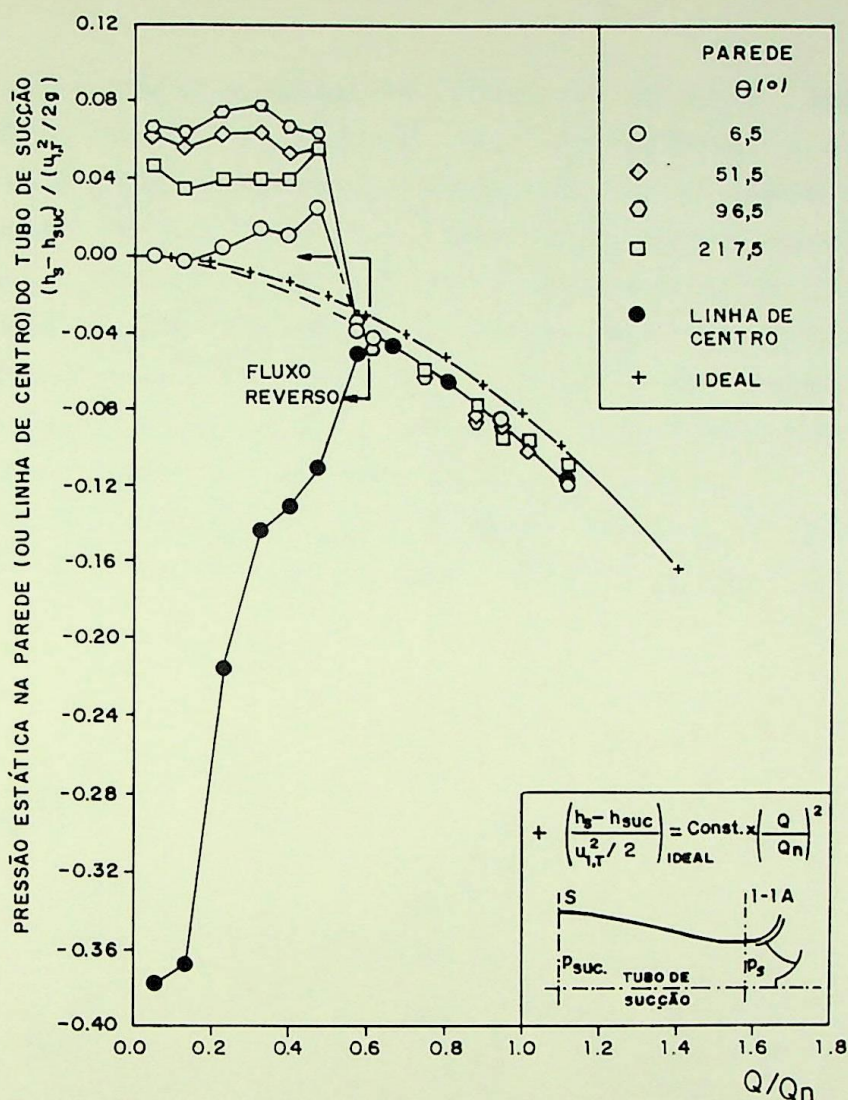


Figura B.6 - Pressão estática no tubo de sucção em função da vazão bombeada. Seção de teste 1-1A, bomba E₃.

Ref. [19].

Observação: A altura de elevação (H) desenvolvida por uma bomba é determinada experimentalmente medindo-se a altura de pressão total na descarga e diminuindo-se dela a altura de pressão total medida na sucção. Entretanto, com a existência do fluxo reverso e da pré-rotação, o rotor começa a transferir energia ao líquido já à montante da sua entrada, de forma que qualquer medida de altura/pressão na parede do tubo de sucção será uma combinação do verdadeiro valor desse parâmetro mais a energia adicionada pelo fluxo reverso, equivalendo à obtenção dessa medida em algum lugar já dentro do rotor. Com isso, a altura de elevação obtida será

menor que o valor realmente desenvolvido pela bomba. Então, uma forma mais correta e prática de se determinar a altura de pressão total na sucção (H_s) para vazões abaixo da vazão crítica da bomba, é executar as medições em alguma seção bem à montante da entrada do rotor, onde seja verificada a ausência total do fluxo reverso, e em seguida diminuir o valor aproximado das perdas no trecho de tubulação entre essa seção e a entrada da bomba. A Figura B.7 mostra o efeito do fluxo reverso em redemoinho sobre a curva característica $H \times Q$ de uma bomba. Às vezes, a curva mencionada deixa de ser instável para vazões parciais quando esse valor correto de H_s é utilizado (ver item B.1.9 mais a seguir).

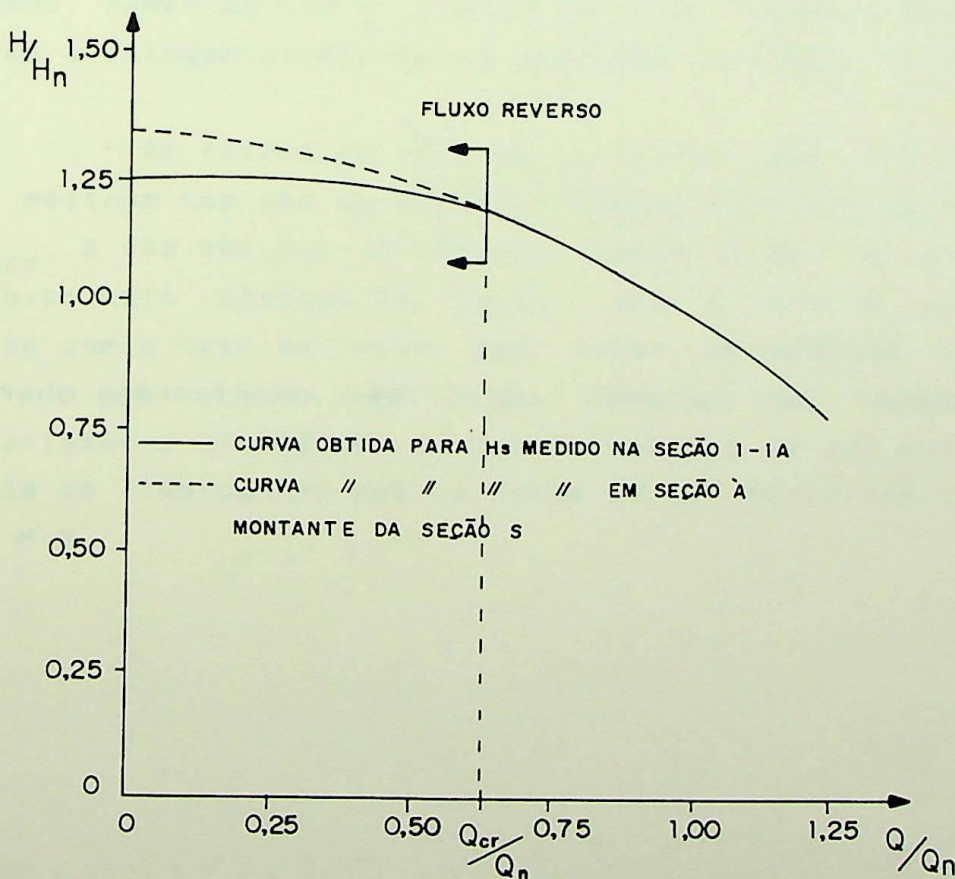


Figura B.7 - Efeito do fluxo reverso em redemoinho sobre a curva $H \times Q$ da bomba A. Ref. [19].

B.1.4 - Distribuições das componentes da velocidade na entrada

A Figura B.8 mostra as distribuições das componentes da velocidade do fluxo na entrada, determinadas por medidas em tempo médio feitas pela sonda ao longo do raio da seção de teste 1-1A, para $\theta = 80^\circ$ e para a série de bombas A.

A análise desta figura conduz às seguintes conclusões:

- Para vazões menores que a vazão crítica da seção de teste considerada, o fluxo axial unidimensional torna-se tridimensional em toda a seção;

- A intensidade do fluxo reverso em redemoinho, isto é, os valores das velocidades $-Cs_z$ e $+Cs_u$ nos raios mais externos da seção, aumentam com a diminuição da vazão abaixo da vazão crítica e atingem um máximo na condição de vazão nula;

- As curvas de $n^\circ 1$ nos gráficos das distribuições de Cs_u , mostram que não existe pré-rotação no fluxo de entrada para $Q > Q_{cr}$, a não ser por um insignificante valor de Cs_u observado nos raios mais internos da seção, que é efeito do atrito do líquido com o cubo do rotor. Quer dizer: **em nenhuma situação foi observado pré-rotação sem fluxo reverso nas bombas testadas**, contrariando a afirmativa de alguns autores de que para $Q < Q_n$ a entrada do líquido nas pás já deixa de ser meridiana, com $\alpha_1 < 90^\circ$ e $C_{1u} \neq 0$.



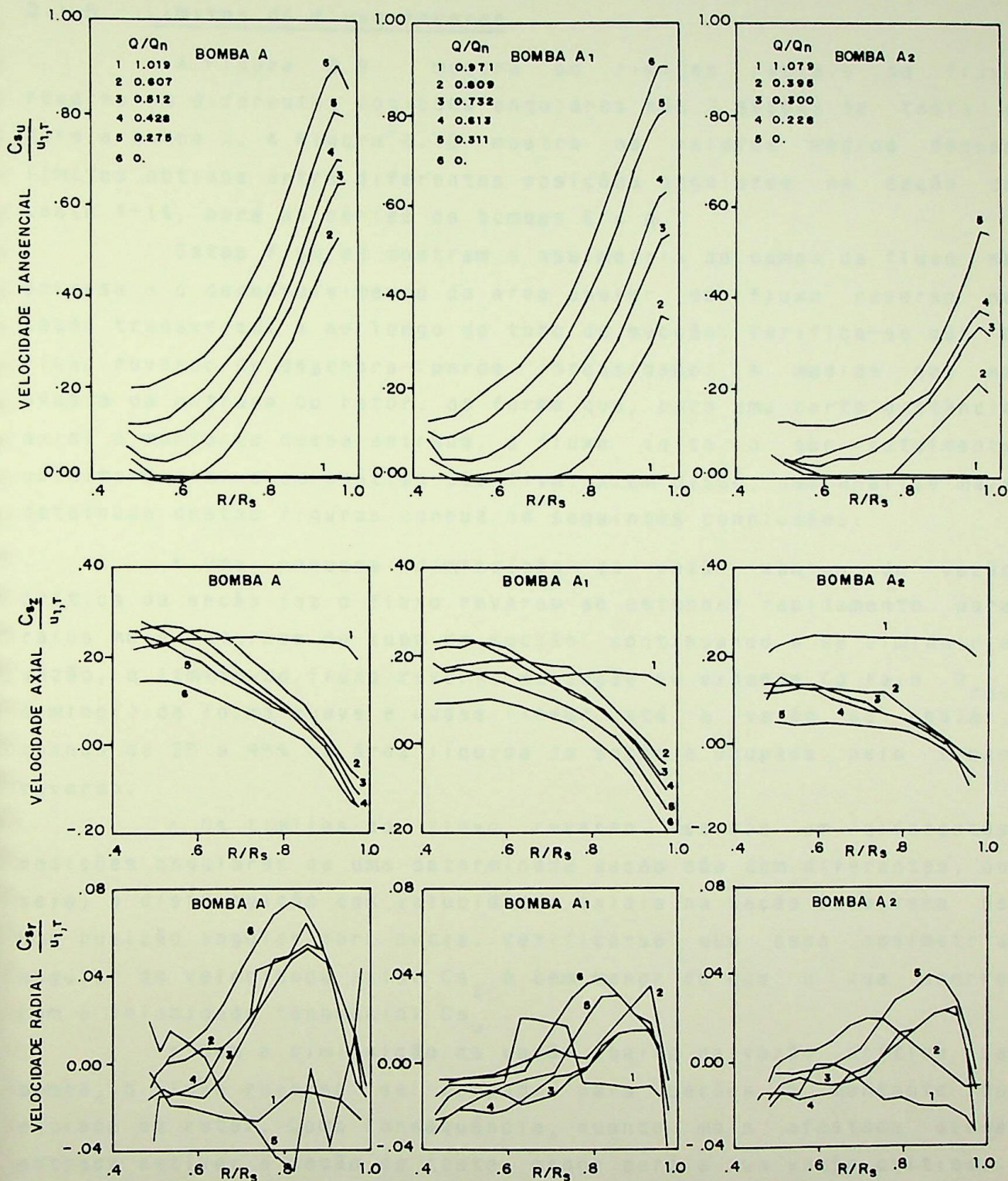


Figura B.8 - Distribuições das velocidades tangencial, axial e radial. Seção de teste 1-1A, $\theta = 80^\circ$, série de bombas A. Ref. [19].

B.1.5 - Limites do fluxo reverso

A Figura B.9 mostra os limites radiais do fluxo reverso em diferentes posições angulares nas 3 seções de teste e para a bomba A. A Figura B.10 mostra os valores médios desses limites obtidos entre diferentes posições angulares na seção de teste 1-1A, para as séries de bombas E e A.

Estas figuras mostram a assimetria do campo de fluxo na entrada e o desenvolvimento da área anular de fluxo reverso na seção transversal e ao longo do tubo de sucção. Verifica-se que o fluxo reverso se degenera (perde intensidade) à medida que se afasta da entrada do rotor, de forma que, para uma certa distância axial à montante dessa entrada, o fluxo volta a ser totalmente unidimensional e em sentido positivo. Além disso, uma análise mais detalhada destas figuras conduz às seguintes conclusões:

- Uma pequena diminuição da vazão abaixo da vazão crítica da seção faz o fluxo reverso se estender rapidamente para raios mais internos do tubo de sucção; continuando a se diminuir a vazão, o limite do fluxo reverso na seção se expande (o raio R_{rev} diminui) de forma suave e quase linear até a vazão se anular, quando de 35 a 45% da área líquida da seção é ocupada pelo fluxo reverso;

- Os limites do fluxo reverso medidos em diferentes posições angulares de uma determinada seção são bem diferentes, ou seja, a distribuição das velocidades axiais na seção se altera de uma posição angular para outra. Verifica-se que essa assimetria angular da velocidade axial Cs_z é bem menor do que a que ocorre com a velocidade tangencial Cs_u

- Com a diminuição da vazão abaixo da vazão crítica da bomba, o fluxo reverso se propaga para seções à montante da entrada do rotor. Como consequência, quanto mais afastada dessa entrada estiver a seção de teste, menor será a sua vazão crítica;

- O raio R_{rev} diminui gradativamente para seções no tubo de sucção mais afastadas do rotor;

- A vazão crítica obtida para uma determinada seção é a mesma para qualquer posição angular.

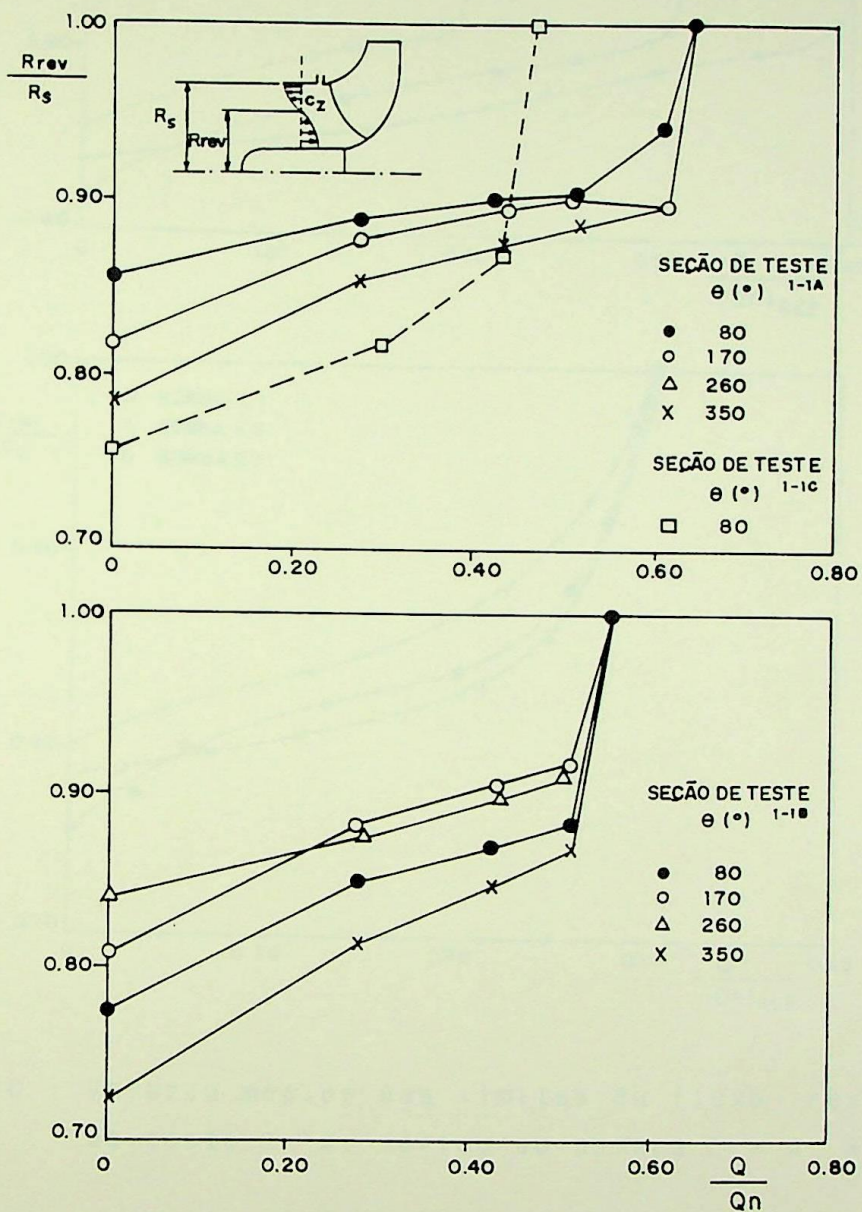


Figura B.9 - Limites do fluxo reverso. Seções de teste 1-1A, 1-1B e 1-1C, $\theta = 80^\circ, 170, 260$ e 350° , bomba A. Ref. [19].

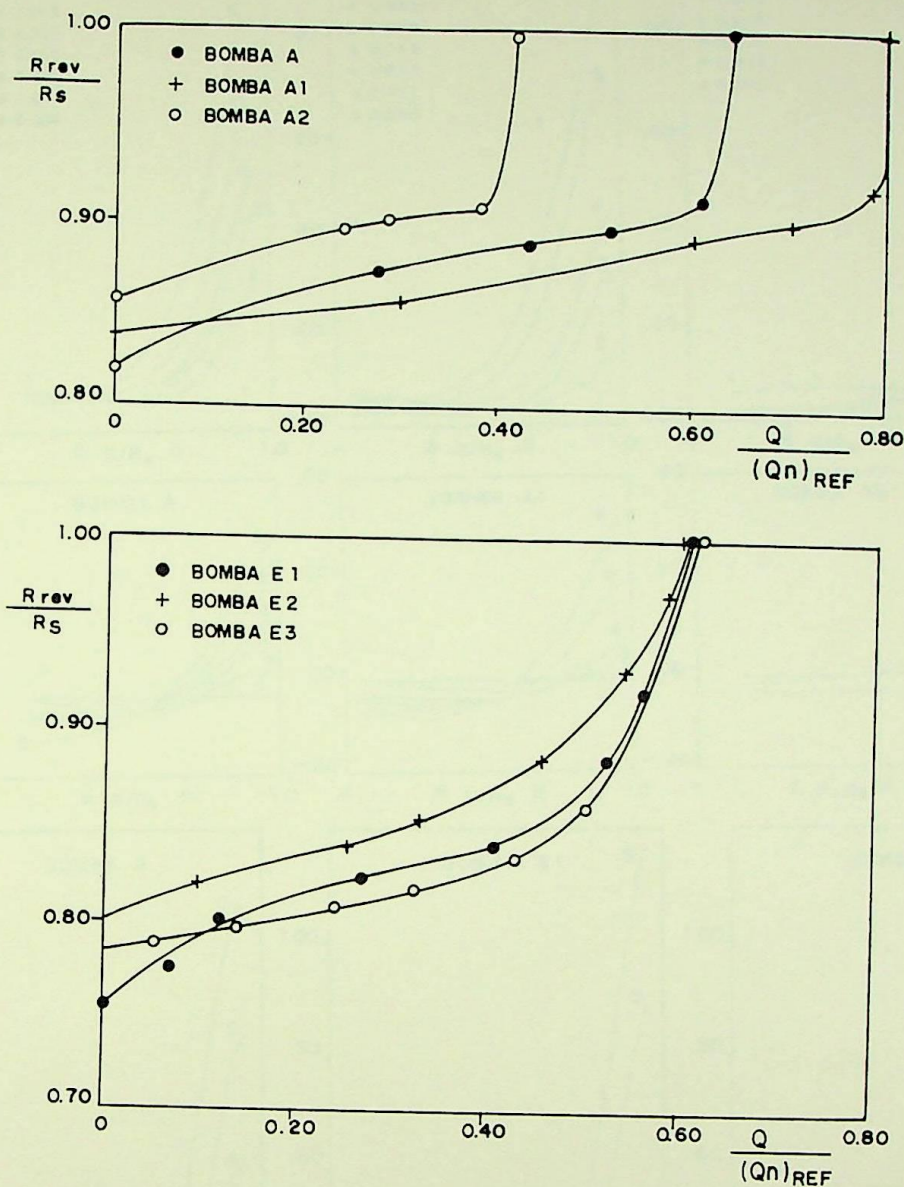


Figura B.10 - Valores médios dos limites do fluxo reverso. Seção de teste 1-1A, séries de bombas E e A. Ref. [19].

B.1.6 - Distribuições da energia na entrada

A Figura B.11 mostra as distribuições das energias cinética, estática e total do campo de fluxo na entrada para a seção de teste 1-1A e para as bombas da série A.

Com o início do fluxo reverso na seção, verifica-se um aumento significativo da energia total do líquido para os raios mais externos da seção, o que se deve à energia adicional contida no fluxo reverso. Ao contrário, para os raios mais internos essa energia diminui e isto é devido basicamente à diminuição da altura estática no centro do tubo, causada pela pré-rotação.

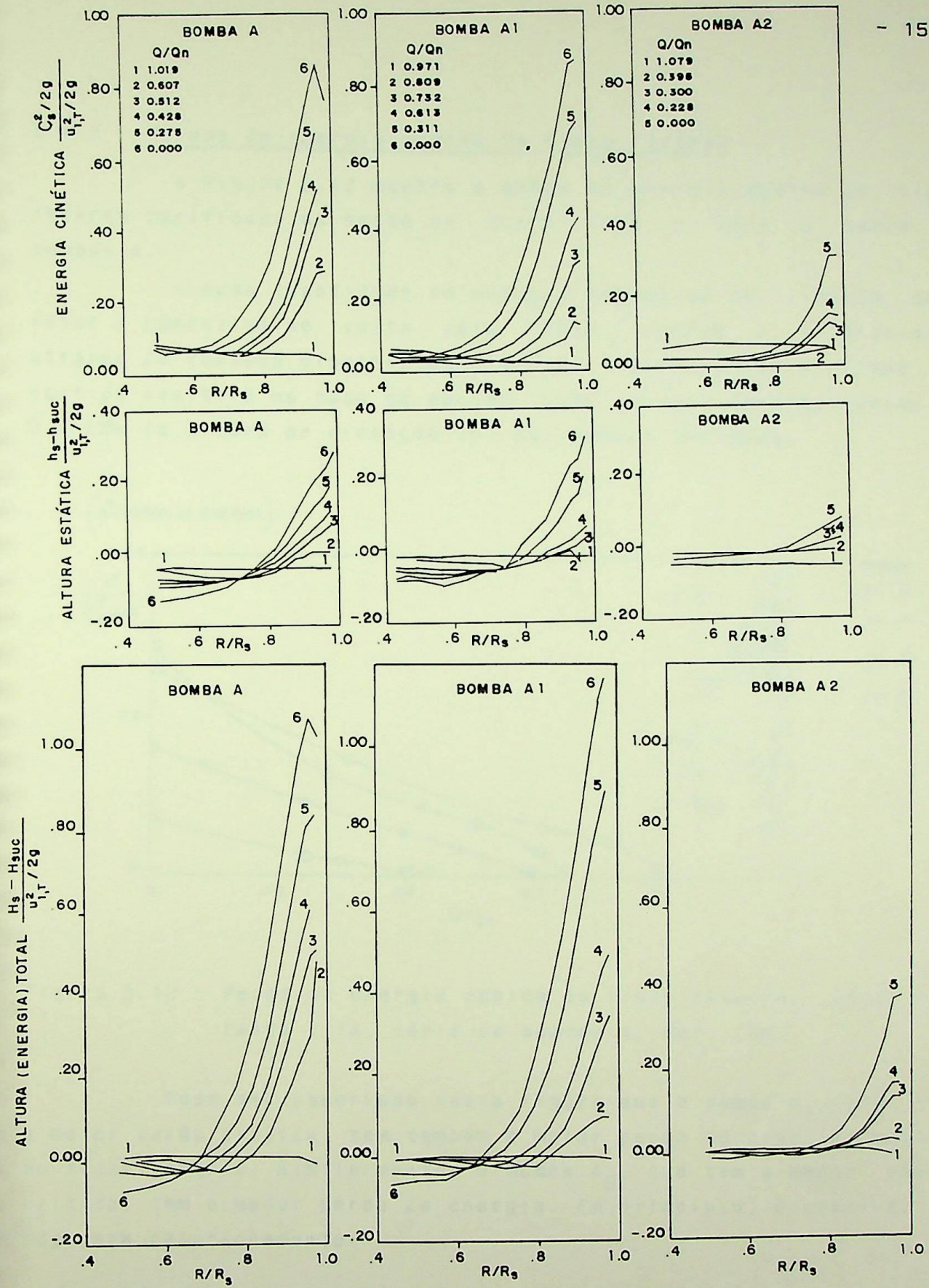


Figura B.11 - Distribuições das energias cinética, estática e total. Seção de teste 1-1A, $\theta=80^\circ$, série de bombas A. Ref. [19].

B.1.7 - Perdas de energia devido ao fluxo reverso

A Figura B.12 mostra a perda de energia devido ao fluxo reverso verificada na seção de teste 1-1A e para a série de bombas A.

Alguma quantidade de energia fornecida ao líquido pelo rotor é conduzida de volta pelo fluxo reverso e é dissipada através de tensões cisalhantes e devido à mistura com o fluxo em sentido positivo no tubo de sucção. Esta energia perdida variou de 5 a 15% da altura de elevação (H) das bombas testadas.

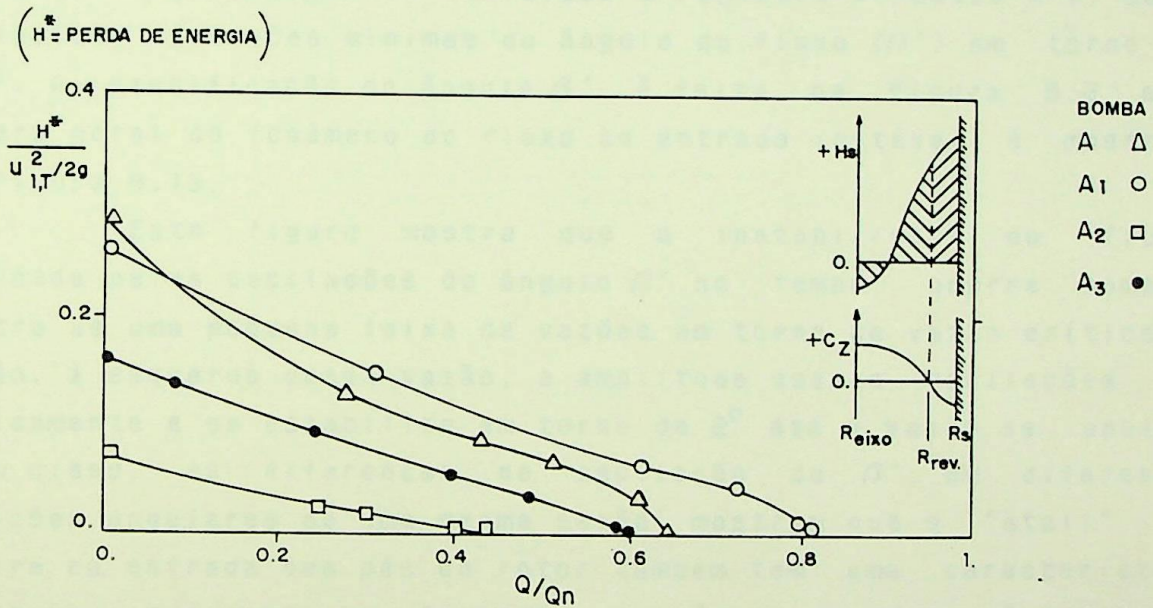


Figura B.12 - Perda de energia devido ao fluxo reverso. Seção de teste 1-1A, série de bombas A. Ref. [08].

Pode ser observado nesta figura que a bomba A₁, que tem a maior vazão crítica, tem também a maior perda de energia devido ao fluxo reverso. Similarmente, a bomba A₂, que tem a menor vazão crítica, tem a menor perda de energia. Em princípio, é possível o seguinte relacionamento:

$\frac{Q_{cr}}{Q_n} \uparrow$ Intensidade do fluxo reverso \uparrow Perda de energia devido ao fluxo reverso \uparrow

B.1.8 - Instabilidade do fluxo de entrada

Todas as medições de pressão e de velocidade indicaram um fluxo instável para uma vazão ligeiramente superior à vazão crítica da seção de teste considerada. Entre esta vazão de "stalling" e a vazão crítica, nenhuma medida confiável pôde ser feita com a sonda. Portanto, para investigar este fenômeno de instabilidade, as medições foram feitas utilizando-se uma pequena pá que segue as mudanças da direção do fluxo e as transmite a um potenciômetro fixado ao seu eixo. A saída do potenciômetro foi conectada a um sistema de aquisição e registro de dados X-Y, capaz de indicar variações mínimas do ângulo do fluxo (β') em torno de $0,5^\circ$. A identificação do ângulo β' é feita na Figura B.2 e o quadro geral do fenômeno do fluxo de entrada instável é mostrado na Figura B.13.

Esta figura mostra que a instabilidade do fluxo, indicada pelas oscilações do ângulo β' no tempo, ocorre somente dentro de uma pequena faixa de vazões em torno da vazão crítica da seção. À esquerda dessa vazão, a amplitude dessas oscilações cai rapidamente e se estabiliza em torno de 2° até a vazão se anular. Além disso, as diferenças de oscilação de β' em diferentes posições angulares de uma mesma seção, mostram que o "stall" que ocorre na entrada das pás do rotor também tem uma característica rotativa, igualmente ao fenômeno do "stall rotativo" descrito anteriormente.

LENNEMANN e HOWARD [10] verificaram que para uma vazão imediatamente à esquerda da vazão crítica da bomba, forma-se uma célula de fluxo reverso na entrada do rotor. Vista por um observador estacionário, esta célula gira no mesmo sentido de rotação do rotor, porém com uma velocidade menor. Com a diminuição da vazão, esta célula vai aumentando de tamanho até que, para vazão nula, forma-se um completo anel de fluxo reverso. Isto explica a estabilização do fluxo de entrada com a contínua diminuição da vazão abaixo da vazão crítica da bomba.

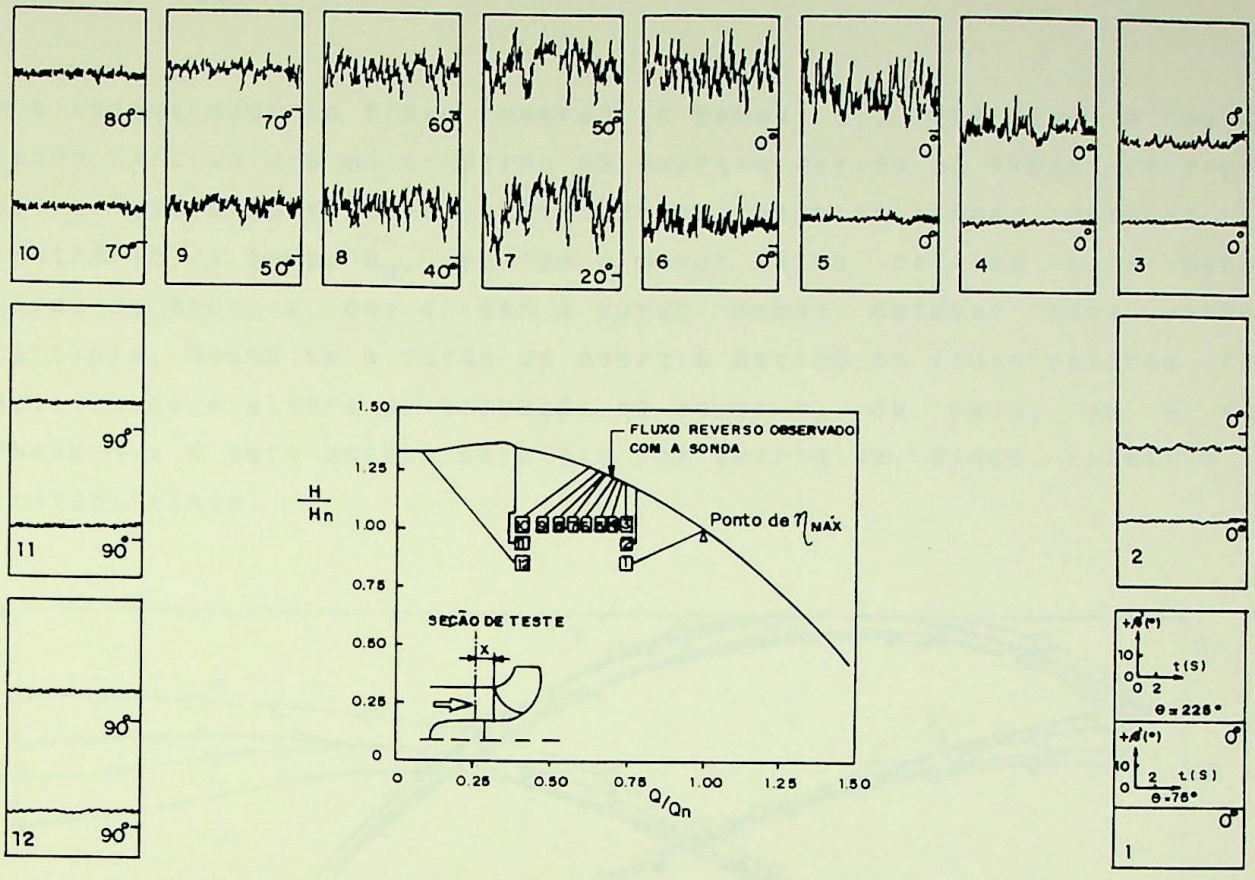


Figura B.13 - Fluxo de entrada instável. Para $X/D_h = 0,46$.
Ref. [08].

B.1.9 - Instabilidade da curva H x Q da bomba

Os desempenhos globais das bombas da série A são mostrados na Figura B.14. O melhor desempenho de altura de elevação para baixas vazões foi obtido para a bomba A_1 . As bombas A_2 e A_3 deram origem a curvas H x Q instáveis, isto é, com um gradiente de altura negativo para vazões menores que 40% da vazão de projeto. A ordem na qual se pode classificar as bombas testadas para altura de elevação e potência de eixo crescentes, permanece a mesma para baixas vazões e é a seguinte: A_2 , A_3 , A e A_1 .

De uma forma geral, diversos autores apontam o fluxo reverso em redemoinho como a principal causa da instabilidade para vazões parciais da curva H x Q de bombas centrífugas. Entretanto, verifica-se que isto não é verdade ao se analisar as curvas da Figura B.14 e os outros resultados obtidos com respeito ao início

e à intensidade do fluxo reverso. A bomba A_1 , que tem a maior vazão crítica e a maior perda de energia devido ao fluxo reverso, deu origem à curva mais estável entre todas as bombas testadas. Ao contrário, a bomba A_2 , que tem a menor vazão crítica e a menor perda de energia, deu origem à curva menos estável para vazões parciais. Mesmo se a perda de energia devido ao fluxo reverso for adicionada à altura de elevação da bomba A_2 , ou seja, se a sua curva $H \times Q$ para vazões parciais for corrigida, ainda existirá a instabilidade.

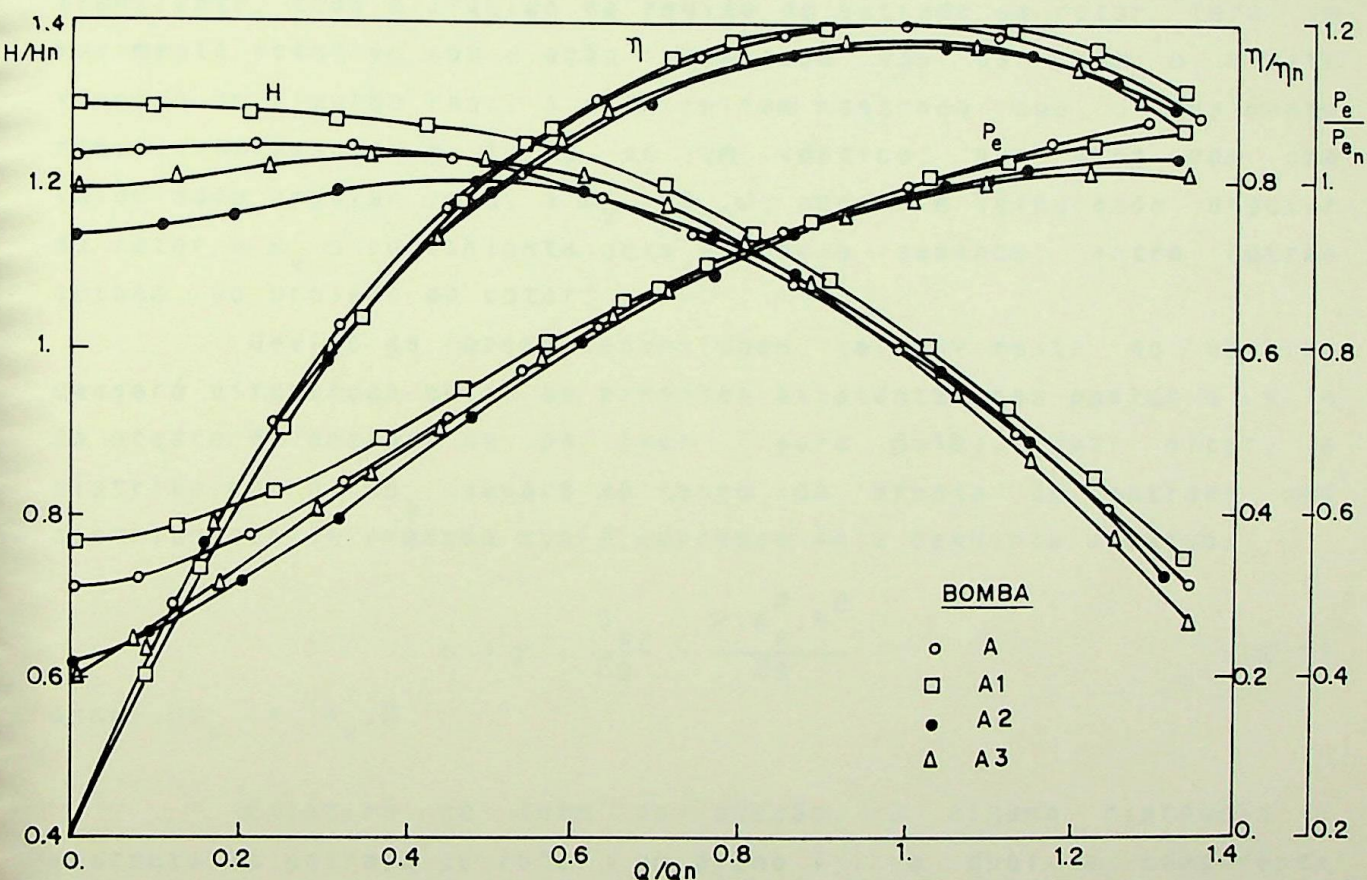


Figura B.14 - Desempenhos globais das bombas da série A. Ref. [08].

Portanto, pode-se dizer que a característica de instabilidade mencionada não é devido **principalmente** ao fluxo reverso em redemoinho. Agora, a potência consumida pela bomba (potência de eixo) para vazões parciais está diretamente

relacionada à perda de energia devido ao fluxo reverso, de forma que ela pode ser significativamente reduzida se o rotor da bomba for reprojetoado para dar uma menor vazão crítica.

B.2 - Recirculação de Sucção para Vazão Nula

Assume-se que a bomba está partindo contra uma válvula na descarga fechada e que as pás do rotor dão ao líquido em contato com elas uma componente de velocidade tangencial C_{su} , que varia proporcionalmente ao raio R . Após um curto período transiente, todo o líquido na região de entrada do rotor terá um movimento rotativo sob a ação combinada das pás com o atrito viscoso do líquido real. A prática tem mostrado que o movimento resultante assume a forma de um vórtice, que gira com uma velocidade angular igual a $\omega_v = K_v \cdot \omega$, onde $\omega \equiv$ velocidade angular do rotor e $K_v \equiv$ coeficiente cuja grandeza depende, entre outras coisas, do projeto do rotor.

Devido às forças centrífugas, tal movimento de vórtice causará diferenças entre as pressões existentes nos pontos a e b da aresta de entrada da pá (ver Figura B.15). Quer dizer, a distribuição de C_{su} causará ao longo da aresta de entrada uma distribuição de pressão que é expressa pela seguinte equação:

$$p = \gamma \cdot \frac{C_{su}^2}{2g} = \frac{\gamma \cdot K_v^2 \cdot R^2}{2g} \quad (B.1)$$

onde: $C_{su} = K_v \cdot R$

Existirá no tubo de sucção, à alguma distância à montante da entrada do rotor, um plano I-I no qual a componente C_{su} é nula. Isto significa que a pressão nesse plano e além dele não é afetada pelas pás do rotor, de forma que ela é tomada como referência.

Conforme mostrado por YEDIDIAH [14] e [15], o aparecimento da recirculação do fluxo para vazão nula pode ser explicado com a ajuda da parte superior da Figura B.15. Deve-se considerar o volume de controle consistindo de:

- a) um fino volume cônico B de líquido que está em contato direto com as extremidades das pás do rotor;
- b) dois volumes cilíndricos ôcos de líquido com espessura dR , cujos raios médios são iguais a R_a e R_i ;
- c) um volume A em forma de disco que une os dois volumes cilíndricos ôcos; este volume é localizado além do plano I-I e, portanto, não é afetado pelas pás rotativas.

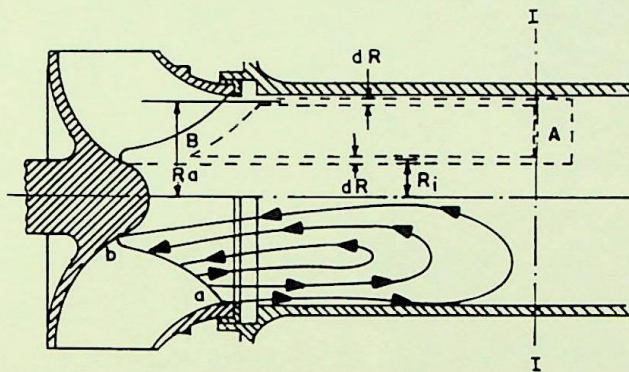


Figura B.15 - Recirculação de sucção para vazão nula, mostrada no plano meridional. Ref. [14].

O líquido na zona B adquirirá uma componente de velocidade tangencial Cs_u , que gerará uma diferença de pressão expressa pela equação:

$$p_a - p_i = \frac{\gamma (K_a \cdot R_a^2 - K_i \cdot R_i^2)}{2g} \quad (B.2)$$

Na maioria dos projetos convencionais, tem-se observado que o termo $K_a \cdot R_a^2$ é sempre maior que o termo $K_i \cdot R_i^2$, ou seja, tem-se sempre que $Cs_{u,a} > Cs_{u,i}$.

Considere-se, por um instante, que as pás transferem a componente Cs_u somente ao líquido com o qual elas tem contato, mas que o restante do líquido contido dentro do volume de controle esteja ainda em repouso. Nesse caso, de acordo com as leis da

hidrostática, a pressão dentro da casca cilíndrica de raio R_a será em algum lugar igual a p_a e dentro da casca cilíndrica de raio R_i será igual a p_i . Como $p_a > p_i$, esta diferença de pressão constitui uma força que tende a acelerar o líquido de R_a em direção a R_i . Na zona B esta força está sendo contra-atuada pelas forças centrífugas geradas pelas pás, mas, na zona A, como tais forças opostas não existem, o líquido se acelera de R_a para R_i . Isto dá origem a um circuito fechado no qual o líquido na zona B está sendo impulsionado para fora pelas pás, na zona A ele está sendo impulsionado para dentro pela diferença de pressão e os dois cilindros ôcos servem como dutos que completam o circuito. O resultado final será um fluxo recirculatório como indicado na metade inferior da Figura B.15 pelas linhas de fluxo e setas. Tão logo o líquido comece a recircular através deste circuito imaginário, as grandezas absolutas de todas as forças mudam. Qualitativamente, entretanto, a tendência permanece a mesma: ainda existirá um ajuste de forças que causará e manterá a recirculação.

Logo, a fonte primária desta recirculação é a componente de velocidade Cs_u comunicada ao líquido pelas pás do rotor. Devido à inércia, o líquido recirculante tenderá a manter uma parte desta componente após ele ter retornado ao tubo de sucção. Isto produz o efeito conhecido da **pré-rotação**, que é uma característica inerente da recirculação na entrada da bomba.

Além da inércia, a recirculação também é afetada pelas forças viscosas que sempre estão presentes no líquido em escoamento, como também pela troca de quantidade de movimento entre as partículas líquidas, devido à presença inevitável dos fluxos secundários. O resultado são as distribuições para a pressão estática e para as velocidades no tubo de sucção conforme mostrado na Figura B.16.

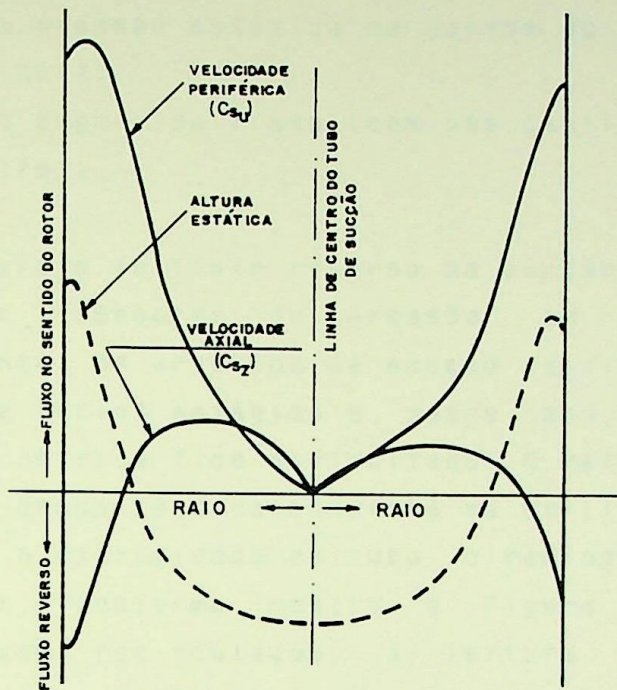


Figura B.16 - Distribuições das componentes da velocidade e da altura estática no tubo de sucção, para a condição de vazão nula. Ref. [15].

B.3 - Métodos de Detecção da Vazão Crítica da Bomba

SCHIAVELLO [22] mostrou que a vazão de início da recirculação de sucção pode ser detectada através de métodos diretos ou indiretos.

B.3.1 - Métodos diretos

O aparecimento repentino do fluxo reverso em redemoinho gera uma mudança brusca dos campos de velocidades e de pressões na seção de entrada do rotor, que tornam-se totalmente tridimensionais. Os métodos diretos consistem na detecção de tal mudança brusca nos parâmetros do fluxo. São eles:

- Visualizações do fluxo;
- Medições transversais da velocidade do fluxo (com sondas de 5 furos);

- Medições da pressão estática na parede do tubo de sucção (com Sonda de Pitot);
- -Medições do ângulo do fluxo (com pás oscilantes ligadas a um potenciômetro).

O início do fluxo reverso na sucção pode ser facilmente detectado por "sensores de pressão" em bombas com sucção axial. Entretanto, os arranjos de sucção axial não são empregados em máquinas de vários estágios e, nesse caso, a medição do campo de pressão na entrada fica dificultada. O método mais simples e menos oneroso dessa técnica consiste na utilização de uma Sonda de Pitot, com a extremidade do tubo direcionada para dentro do olho do rotor, conforme mostra a Figura B.17. Na faixa de bombeamento sem recirculação, a leitura do instrumento é essencialmente a pressão estática na sucção, porém, quando se inicia o fluxo reverso, a incidência do mesmo na extremidade do tubo do instrumento causa um súbito aumento do sinal de pressão.

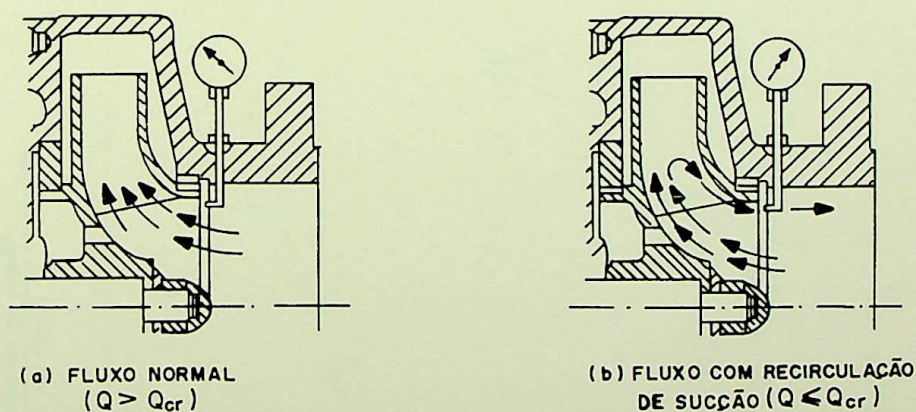


Figura B.17 - Determinação da vazão crítica com o uso de uma Sonda de Pitot. Ref. [12].

OBSERVAÇÃO: A presença da recirculação de sucção também pode ser determinada por monitoramento das pulsações de pressão na carcaça de sucção da bomba. Para detecção dessas pulsações, podem ser utilizados transdutores piezoelétricos instalados na sucção tão próximos quanto possível do rotor e, com um analisador de espectro

acoplado a um ploter $x-y$, obtém-se um registro das pulsações de pressão versus a frequência, para vazões parciais seleccionadas. A Figura B.18 mostra uma plotagem típica das pulsações de pressão versus a vazão da bomba. Como pode ser visto, um repentino aumento no valor das pulsações indica o início da recirculação.

B.3.2 - Métodos indiretos

Esses métodos são baseados na relação que existe entre o início do fluxo reverso na sucção e o pico da curva $NPSH_{RCI} \times Q$ da bomba (ver Figura A.4). Quer dizer, a vazão crítica é determinada através da detecção da cavitação incipiente para vazões parciais.

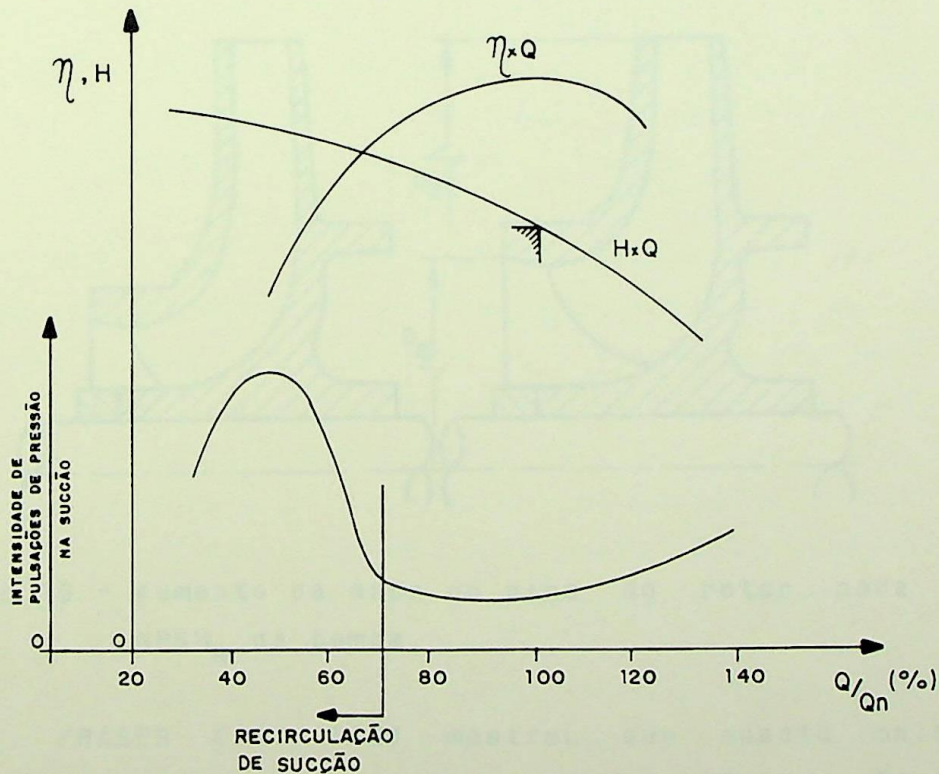


Figura B.18 - Pulsações de pressão na sucção em função da vazão bombeada. Ref. [12].

B.4 - Previsão da Vazão Crítica da Bomba

B.4.1 - Influência da velocidade específica de sucção

Uma das providências necessárias no projeto de uma bomba para se reduzir o seu NPSH requerido é aumentar o diâmetro do olho do rotor, reduzindo assim a velocidade absoluta na entrada (ver Figura B.19). Para isso, são adotados pequenos ângulos de entrada para as pás, principalmente para as linhas de corrente vizinhas à capa externa do rotor, que são mais suscetíveis à cavitação. Então, a necessidade de obtenção de bombas de grande capacidade de sucção, ou seja, com elevados valores para a velocidade específica de sucção S_s , conduz a projetos de rotores com grandes diâmetros de entrada relativamente à sua geometria global.

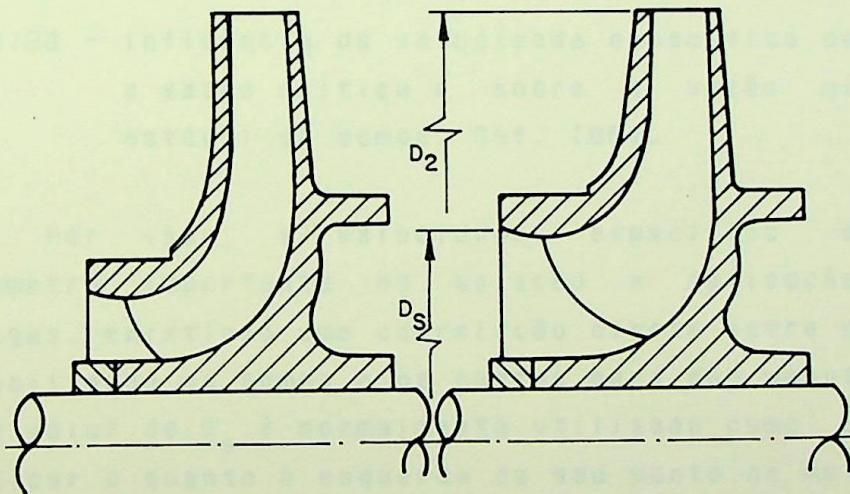


Figura B.19 - Aumento da área do olho do rotor para reduzir o $NPSH_R$ da bomba.

FRASER [11] [12] mostrou que quanto maior for a velocidade específica de sucção, maiores serão a vazão crítica da bomba em percentagem da vazão de projeto (Q_{cr}/Q_n) e a sua "vazão mínima contínua estável" em percentagem da vazão crítica ($VMCE/Q_{cr}$). Isto significa que tanto a vazão de início quanto a intensidade do fluxo reverso na sucção variam em proporção direta com a velocidade específica de sucção. Ver Figura B.20.

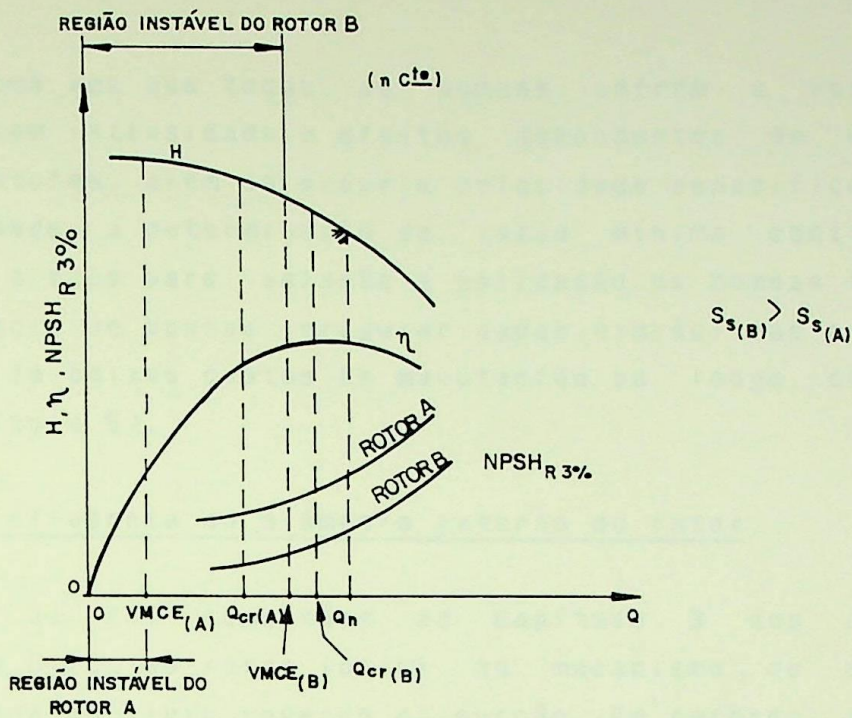


Figura B.20 - Influência da velocidade específica de sucção sobre a vazão crítica e sobre a vazão mínima contínua estável da bomba. Ref. [08].

Por isso, a velocidade específica de sucção é um parâmetro importante na seleção e aplicação de bombas centrífugas, existindo uma correlação direta entre esse parâmetro, a confiabilidade da bomba e os custos para sua manutenção. Nesses casos, o valor de S_s é normalmente utilizado como uma referência para indicar o quanto à esquerda do seu ponto de melhor rendimento uma bomba pode trabalhar sem problemas. Como consequência, os fabricantes têm feito restrições aos usuários quanto à faixa de operação à vazões parciais de bombas de elevado S_s , que tem-se tornado impraticavelmente estreita. O resultado tem sido uma considerável exclusão de rotores e indutores de elevados S_s , com a perda dos benefícios que os mesmos podem providenciar ao permitirem baixos valores de $NPSH_R$ mesmo à altas velocidades de rotação.

Entretanto, a seleção de baixos valores de S_s não elimina o risco de ocorrência de problemas operacionais à baixas

vazões, uma vez que todas as bombas sofrem a recirculação de sucção, com intensidade e efeitos dependentes de uma série de outros fatores, além da própria velocidade específica de sucção. Na realidade, a determinação da "vazão mínima contínua estável" deve ser a base para seleção e aplicação de bombas tendo em vista a ocorrência de poucas irregularidades hidráulicas e mecânicas e a obtenção de baixos custos de manutenção ao longo de suas vidas (ver Capítulo 5).

B.4.2 - Influência do diâmetro externo do rotor

Já foi comentado no Capítulo 3 que a relação de diâmetros D_s/D_2 do rotor influi no mecanismo de disparo e na intensidade do fluxo reverso na sucção. Em rotores onde D_s/D_2 é pequeno, a recirculação de descarga ocorre independentemente da recirculação de sucção; Já em rotores onde essa relação é grande, essas duas recirculações são um único fenômeno e ocorrem à mesma vazão.

Ainda não é possível prever teoricamente o valor exato da relação D_s/D_2 para o qual ocorre essa mudança do mecanismo do fluxo reverso no rotor. Porém, FRASER [12] verificou experimentalmente para um grande número de bombas de variados tipos, que quando D_s/D_2 era igual ou maior que 0,5, a recirculação de sucção se iniciava efetivamente na mesma vazão que a recirculação de descarga.

O efeito da relação de diâmetros sobre a vazão crítica também foi verificado por esse autor através de sucessivas reduções do diâmetro externo de um rotor. Enquanto D_s/D_2 se manteve menor que 0,5, os testes indicaram uma constância da vazão crítica, entretanto, quando esta relação tornou-se igual ou maior que 0,5, a vazão crítica aumentou e passou a ser igual à vazão de início da recirculação de descarga. Isto, por sua vez, agravou os sintomas e intensificou os efeitos da recirculação de sucção.

Verifica-se que a redução do diâmetro externo do rotor pode diminuir a faixa operacional estável para vazões parciais,

principalmente se a bomba tiver uma alta velocidade específica. A relação D_s/D_2 torna-se de especial interesse quando rotores de grandes velocidades específicas são projetados, já que o valor 0,5 normalmente deve ser excedido para se alcançar razoáveis valores para a velocidade específica de sucção. Bombas com pequenas velocidades específicas, onde D_s/D_2 é menor que 0,5, podem ser projetadas para maiores valores de S_s e ainda terão uma ampla margem entre a vazão de projeto e a vazão de início da recirculação de sucção.

B.4.3 - Formulação empírica

Uma grande contribuição para a solução do problema da previsão da vazão crítica foi dada por FRASER [12]. Através da análise comparativa de diversas correlações empíricas e evidências físicas da recirculação, obtidas para bombas testadas em laboratório e no campo, esse autor detectou os sintomas associados com a recirculação e desenvolveu gráficos e fórmulas empíricas para o cálculo das vazões de início das recirculações de sucção e de descarga.

a) Recirculação de descarga

A vazão de início dessa recirculação pode ser determinada se os seguintes parâmetros geométricos do rotor são conhecidos: diâmetro de saída D_2 , largura na saída do canal b_2 e área total de descarga entre as pás F_2 . Ver Figuras B.21 e B.22.

A expressão para o cálculo dessa vazão é deduzida como se segue, onde C_{2m} é a velocidade meridional do fluxo na saída da pá no início da recirculação e C_{2m}/u_2 é obtido no diagrama empírico da Figura B.23 em função do ângulo β_2 .

$$Q_{RD} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{2m} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{D_2}{2} \right) \cdot \frac{C_{2m}}{u_2}$$

$$\therefore Q_{RD} = \frac{\pi^2}{60} \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n \cdot \frac{C_{2m}}{u_2} \quad (B.3)$$

onde: D_2, b_2 em [m];

n em [r.p.m.];

Q_{RD} em [m^3/s].

b) Recirculação de sucção

A vazão de início dessa recirculação pode ser determinada se os seguintes parâmetros geométricos do rotor são conhecidos: diâmetro de entrada D_S , diâmetro do cubo ou do eixo passante d_n e área de entrada entre as pás F_1 (ver Figuras B.21 e B.22). Essa vazão depende da relação entre os diâmetros de entrada e de saída do rotor. Logo, tem-se 2 casos:

$$\text{Caso (1)} : \frac{D_S}{D_2} \leq 0,5$$

A expressão para o cálculo dessa vazão é deduzida como se segue, onde \bar{C}_1 é a velocidade absoluta média do fluxo na entrada da pá no início da recirculação e $\bar{C}_1/u_{1,T}$ é obtido no diagrama empírico da Figura B.24 em função do ângulo $\bar{\beta}_{1,T}$.

$$Q_{RS} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_S^2 - d_n^2) \cdot C_S = \frac{\pi}{4} \cdot (D_S^2 - d_n^2) \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{D_S}{2} \right) \cdot \frac{\bar{C}_1}{u_{1,T}}$$

$$\therefore Q_{RS} = \frac{\pi^2}{240} \cdot D_S \cdot (D_S^2 - d_n^2) \cdot n \cdot \frac{\bar{C}_1}{u_{1,T}} \quad (B.4)$$

onde: D_S, d_n em [m];

n em [r.p.m.];

Q_{RS} em [m^3/s].

$$\text{Caso (2)} : \frac{D_S}{D_2} > 0,5$$

Neste caso, a vazão de início da recirculação de sucção será o maior entre os valores obtidos pelas equações (B.3) e (B.4).

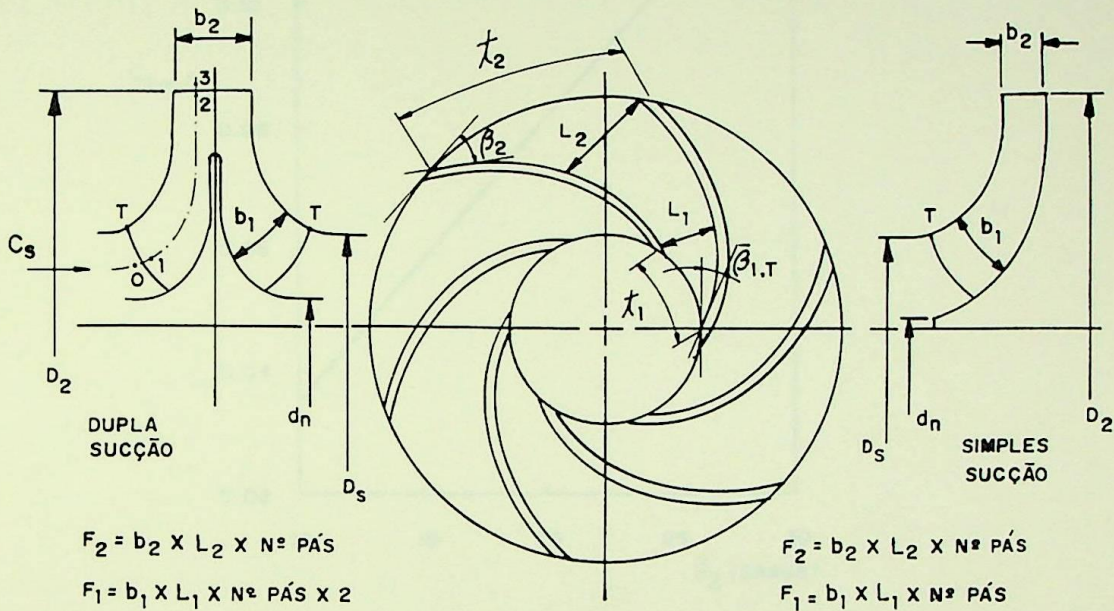
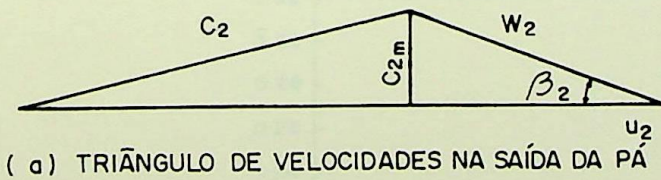
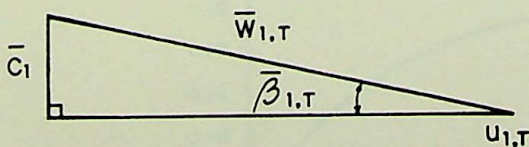


Figura B.21 - Vistas meridional e radial de um rotor centrífugo. Ref. [12].



$$\text{Sen } \beta_2 = \frac{C_{2m}}{W_2} \approx \frac{L_2}{r_2} = \frac{F_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}$$

(CONSIDERANDO $C_{2m} = C_{3m}$)



$$\text{Sen } \bar{\beta}_{1,T} = \frac{\bar{C}_1}{\bar{W}_{1,T}} \approx \frac{L_1}{r_1} \approx \frac{2 \cdot F_1}{\pi (D_s^2 - d_n^2)}$$

(CONSIDERANDO $C_s = \bar{C}_0 = \bar{C}_1$)

Figura B.22 - Obtenção dos ângulos relativos na entrada ($\bar{\beta}_{1,T}$) e na saída (β_2) da pá.

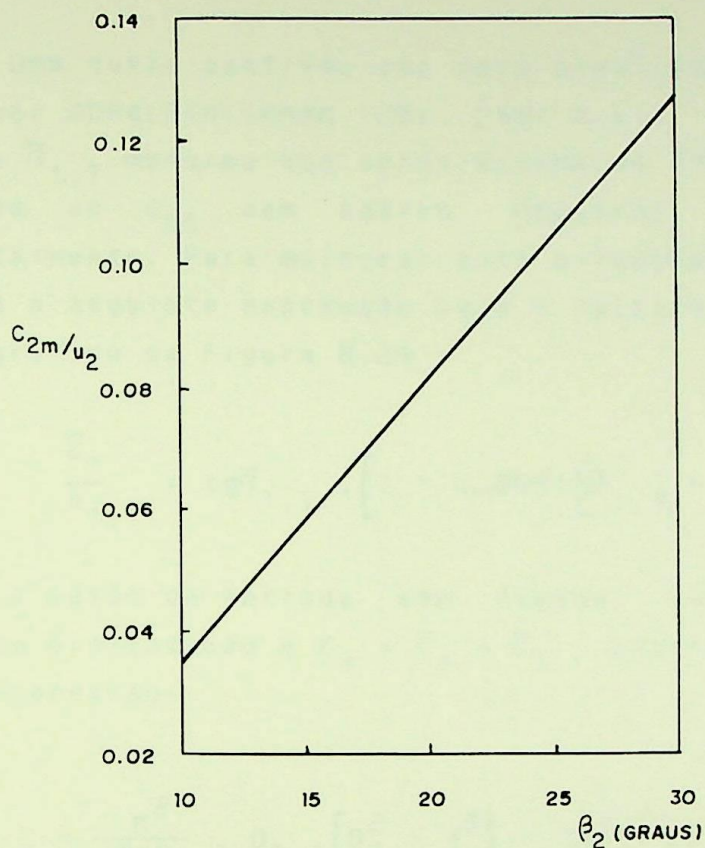


Figura B.23 - Curva $(C_{2m}/u_2) \times \beta_2$. Ref. [12].

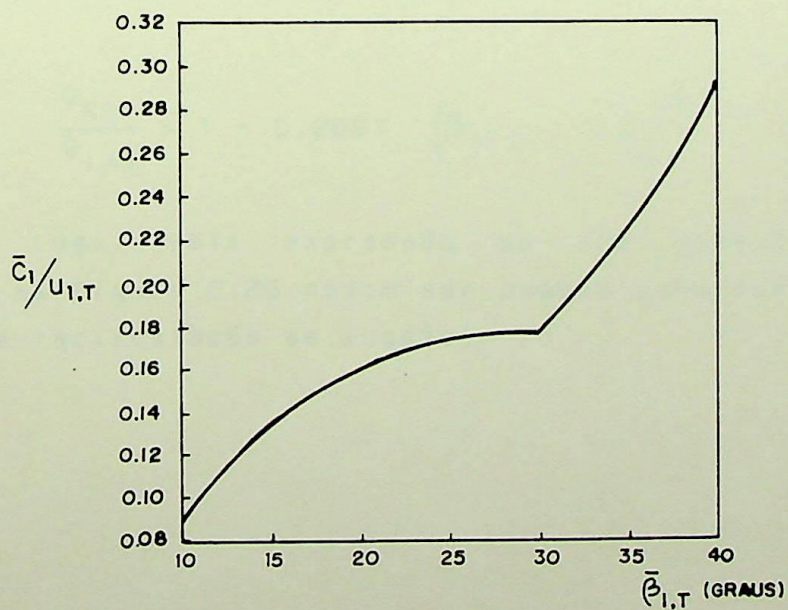


Figura B.24 - Curva $(C_{1m}/u_{1,T}) \times \beta_{1,T}$. Ref. [12].

Uma outra contribuição para previsão da vazão crítica foi dada por GOPALAKRISHNAN [25]. Esse autor esclarece que para valores de $\bar{\beta}_{1,T}$ menores que aproximadamente 15° , a expressão (B.4) dá valores de Q_{RS} bem abaixo daqueles realmente obtidos experimentalmente. Para melhorar esta situação, ele recomenda que se utilize a seguinte expressão para o cálculo do termo $\bar{C}_1/u_{1,T}$ ao invés do gráfico da Figura B.24 :

$$\frac{\bar{C}_1}{u_{1,T}} = \text{tg}\bar{\beta}_{1,T} \cdot \left[1 - 0,2091 \left(\bar{\beta}_{1,T} - 9,5 \right)^{0,4} \right] \quad (\text{B.5})$$

A vazão de entrada sem choque quando se considera entrada sem pré-rotação e $C_S = \bar{C}_0 = \bar{C}_1$, pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$Q_{i=0} = \frac{\pi^2}{240} \cdot D_S \cdot \left(D_S^2 - d_n^2 \right) \cdot n \cdot \text{tg}\bar{\beta}_{1,T} \quad (\text{B.6})$$

onde são utilizadas as mesmas unidades de (B.4).

Substituindo (B.5) em (B.4) e dividindo o resultado por (B.6), obtém-se:

$$\frac{Q_{RS}}{Q_{i=0}} = 1 - 0,2091 \cdot \left(\bar{\beta}_{1,T} - 9,5 \right)^{0,4} \quad (\text{B.7})$$

Logo, esta expressão ou seu gráfico representativo mostrado na Figura B.25 podem ser usados para previsão da vazão de início da recirculação de sucção.

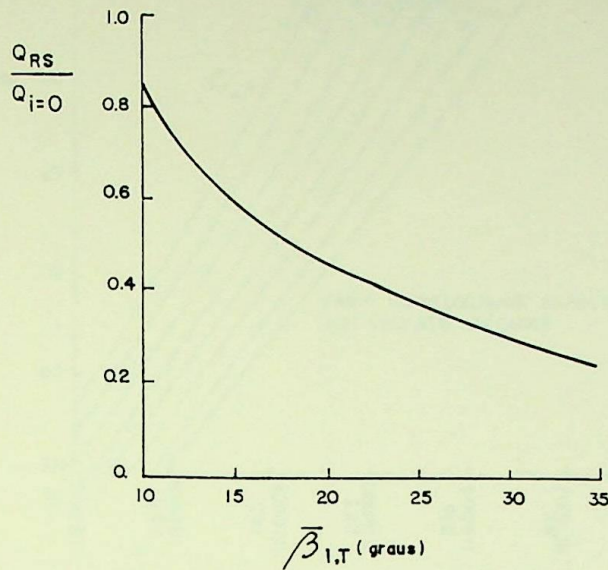


Figura B.25 - Obtenção da relação $Q_{RS}/Q_{i=0}$ a partir do ângulo de entrada das pás. Ref. [25].

B.4.4 - Cartas de seleção

Baseado na análise de centenas de bombas em operação real ou testadas em laboratório, FRASER [12] desenvolveu as curvas das Figuras B.26 e B.27, que servem como orientação na seleção inicial e na aplicação de bombas centrífugas. Essas curvas fazem o relacionamento da vazão de início da recirculação de sucção em percentagem da vazão do ponto de melhor rendimento, com a velocidade específica de sucção, a velocidade específica e a relação de diâmetros d_n/D_s , que foram considerados os parâmetros mais influentes na ocorrência da recirculação. Enquanto alguns projetos podem dar maiores ou menores valores de vazão crítica que os indicados nas cartas, as recomendações nelas feitas representam uma média ou um padrão para bons projetos comerciais. A obtenção de valores mais precisos para Q_{RS} exige um conhecimento detalhado do projeto do rotor, de forma que as equações (B.3), (B.4) e (B.7) possam ser aplicadas.

GOPALAKRISHNAN [25] também desenvolveu uma carta de seleção onde é feito o relacionamento da vazão de início da recirculação de sucção em percentagem da vazão de entrada sem choque, com a velocidade específica de sucção da bomba. Ver Figura B.28.

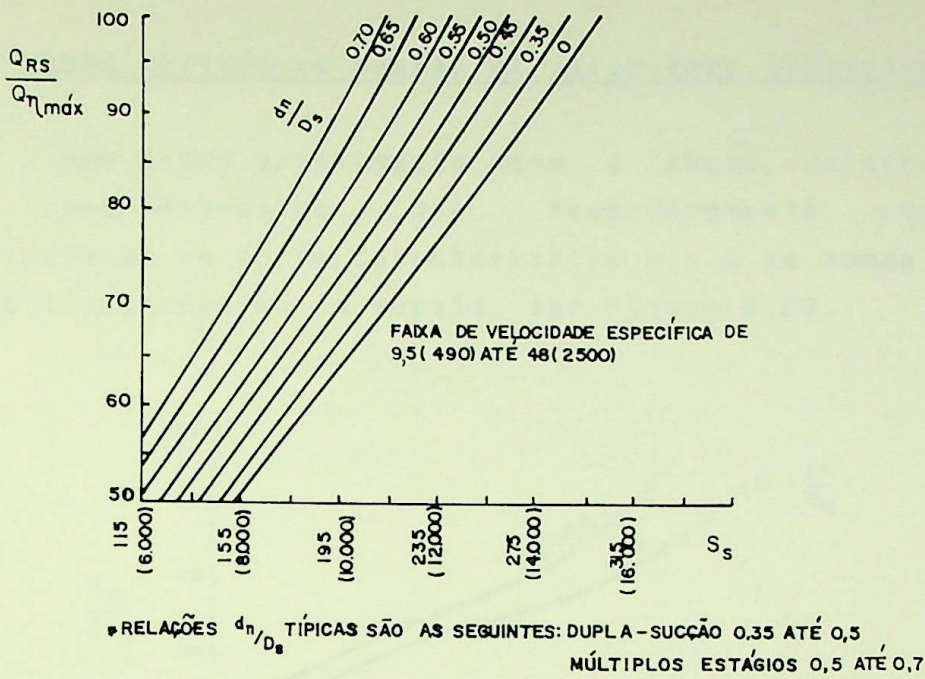


Figura B.26 - Curvas $(Q_{RS}/Q_{\eta_{máx}})$ x S_s para velocidades específicas na faixa $9,5 < n_s < 48$. Ref. [12].

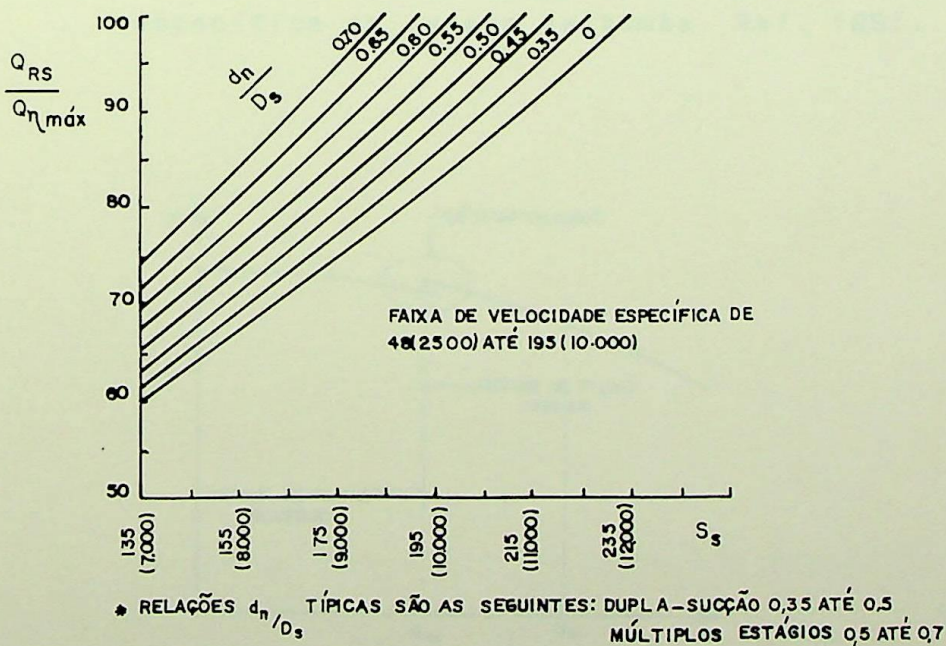


Figura B.27 - Curvas $(Q_{RS}/Q_{\eta_{máx}})$ x S_s para velocidades específicas na faixa $48 < n_s < 195$. Ref. [12].

B.4.5 - Vazão crítica em função da velocidade tangencial $u_{1,T}$

Uma outra aproximação para a vazão crítica pode ser obtida considerando-se que frequentemente ocorre uma descontinuidade na curva característica $H \times Q$ da bomba quando se inicia o fluxo reverso na sucção. Ver Figura B.29.

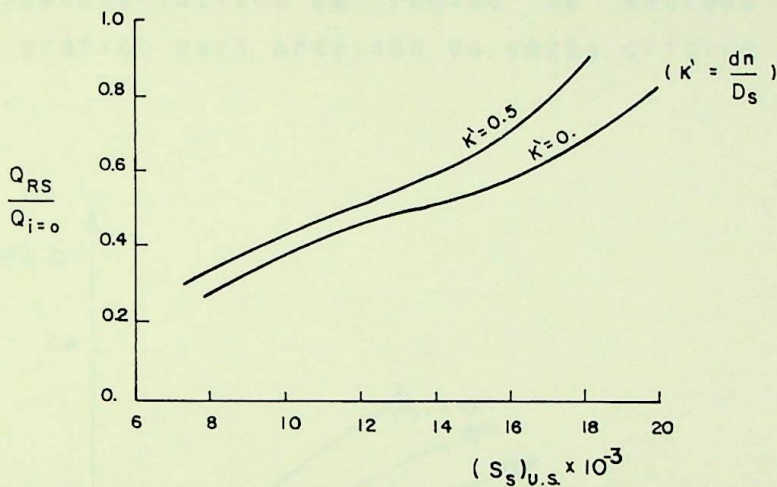


Figura B.28 - Obtenção da relação $Q_{RS}/Q_{i=0}$ a partir de velocidade específica de sucção da bomba. Ref. [25].

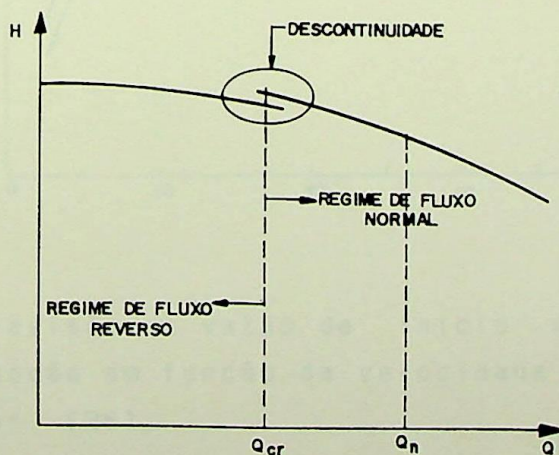


Figura B.29 - Condições de fluxo em um bomba centrífuga. Ref. [26].

Deve ser observado que esta descontinuidade não ocorre necessariamente em uma única vazão, mas ela situa-se dentro de uma faixa muito estreita. Apesar da falta de precisão, essa aproximação permite ao fabricante uma pesquisa rápida de seu histórico de dados e curvas de testes, para concluir sobre a influência de parâmetros de projeto no início do fluxo reverso.

PALGRAVE [26] avaliou uma grande quantidade de geometrias representativas da região de entrada de rotores e elaborou um gráfico para previsão da vazão crítica da bomba. Ver Figura B.30.

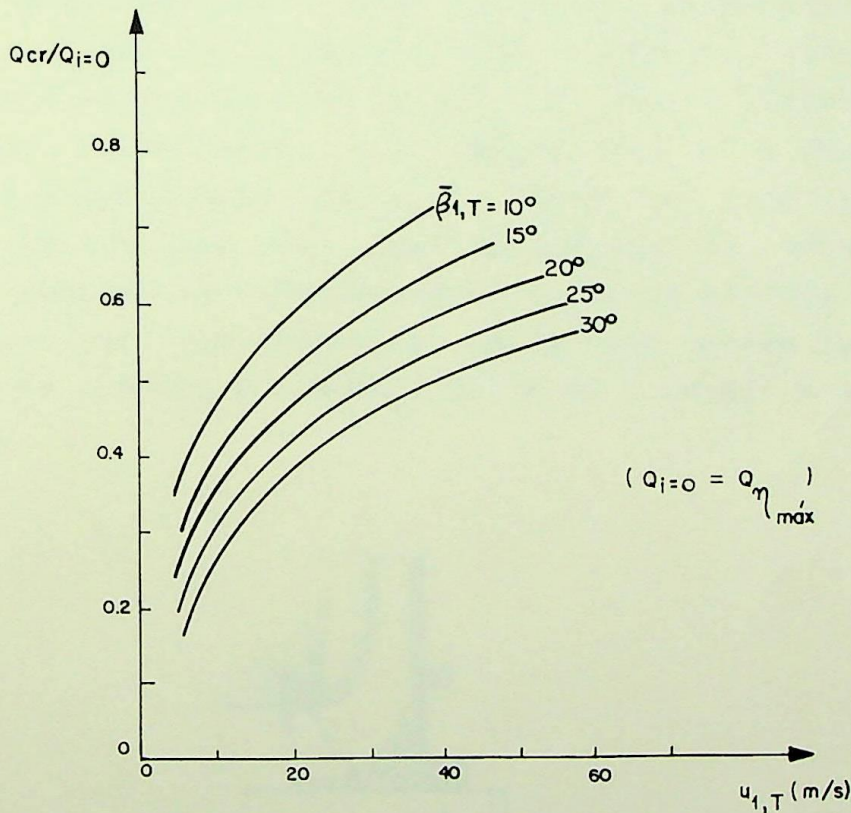


Figura B.30 - Previsão da vazão de início do fluxo reverso na sucção em função da velocidade tangencial $u_{1,T}$. Ref. [26].

OBSERVAÇÃO : Este gráfico deve ser aplicado somente em projetos onde $Q_{i=0} \cong Q_{\eta_{m\acute{a}x}}$. Em projetos especiais para baixos valores de $NPSH_R$ ($S_s(U.S.) > 14000$), com $Q_{i=0} > Q_{\eta_{m\acute{a}x}}$, a

geometria de sucção do rotor resulta superdimensionada e a vazão crítica da bomba pode exceder os valores obtidos no gráfico em 40% ou mais.

B.5 - Meios de Atenuar os Efeitos da Recirculação de Sucção

B.5.1 - Anel de desgaste com anteparo

Existe uma modificação que pode ser feita no anel de desgaste frontal da bomba e que, em diversos casos, tem sido usada com bastante sucesso para reduzir ou mesmo eliminar os efeitos da recirculação de sucção.

Esse novo anel, que pode ser estacionário (preso à carcaça) ou rotativo (preso ao rotor), tem um anteparo que se estende para dentro da área do olho do rotor, conforme mostra a Figura B.31. Dessa forma, ele impede que o fluxo reverso se estenda axialmente além do plano onde se localiza o próprio anteparo. Já que esse anel causa um aumento do $NPSH_R$ da bomba, devido ao aumento de turbulência no fluxo de entrada, o seu uso somente pode ser considerado se houver uma margem suficientemente grande entre o $NPSH_D$ e o $NPSH_R$, de forma a evitar a ocorrência da cavitação.

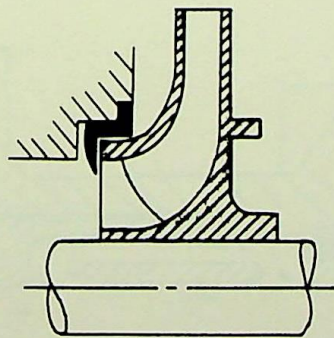


Figura B.31 - Anel de desgaste com anteparo, preso à carcaça da bomba. Ref. [06].

B.5.2 - Recirculador de fluxo reverso

COOPER, DUSSOURD e SLOTEMAN [36] desenvolveram um dispositivo chamado "recirculador, coletor ou estabilizador de fluxo reverso", que tem a função de atenuar ou eliminar os efeitos desfavoráveis do fluxo reverso na sucção. Este dispositivo, mostrado nas Figuras B.32 e B.33, é de simples construção, não tem partes móveis e geralmente não tem efeitos adversos sobre as curvas $H \times Q$ e $\eta \times Q$ da bomba. Ele providencia um caminho alternativo para o fluxo reverso e é totalmente inativo na ausência do mesmo, ou seja, ele não tem nenhum efeito negativo sobre o desempenho da bomba para vazões maiores que a sua vazão crítica. O fluxo reverso é capturado neste dispositivo, onde sofre uma difusão, tem sua pré-rotação eliminada e retorna ao fluxo principal em um ponto à montante da entrada do rotor.

A utilização do recirculador de fluxo reverso permite que bombas centrífugas de sucção axial com grandes níveis de energia e com elevados valores de velocidade específica de sucção, com ou sem indutores, possam ter operação estável sobre toda a faixa de vazões parciais, mesmo para baixos valores de $NPSH_D$. A Figura B.34 mostra a influência da instalação do recirculador sobre as curvas do $NPSH_R$ da bomba.

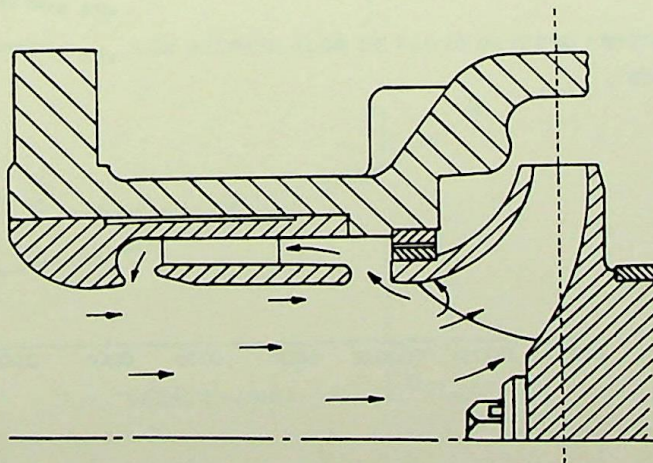


Figura B.32 - Recirculador de fluxo reverso aplicado em uma bomba convencional de aplicação industrial. Ref. [36].

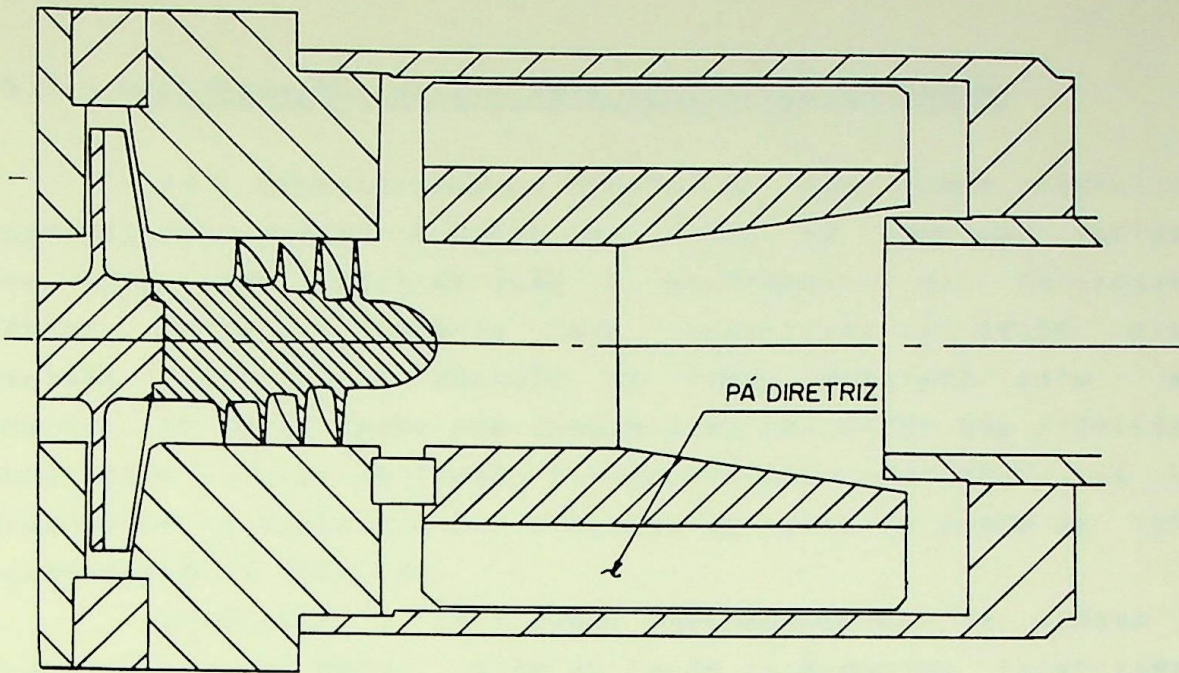


Figura B.33 - Recirculador de fluxo reverso aplicado em uma bomba de alta velocidade de rotação com indutor. Ref. [36].

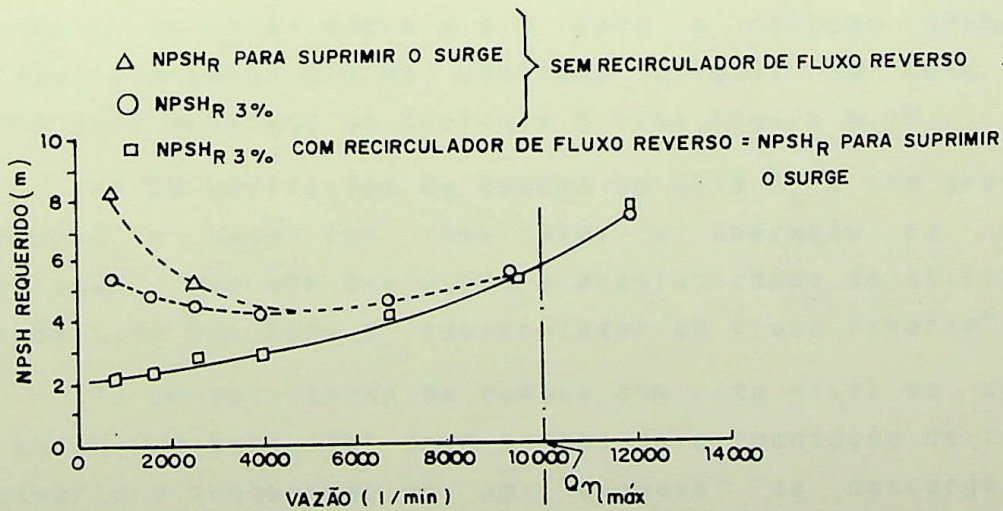


Figura B.34 - Curvas do NPSH_R em função da vazão bombeada, com e sem recirculador de fluxo reverso. Ref. [36].

B.5.3 - Recomendações gerais para aplicações de bombas

a) A especificação e compra de uma bomba centrífuga, principalmente quando se prevê uma vazão de operação variável, deve levar em consideração a ocorrência da recirculação interna. Então, o usuário deve especificar a vazão mínima desejada, incluindo a duração de tempo prevista para essa condição, ao mesmo tempo que também deve solicitar aos fabricantes consultados o valor da "vazão mínima contínua estável", já que, normalmente, a vazão mínima informada na folha de dados se refere à considerações térmicas.

b) Evitar a utilização **desnecessária** de bombas com baixos valores de $NPSH_R$. Além de terem rendimentos relativamente menores, suas faixas de operação à vazões parciais são mais estreitas.

c) Se a operação da bomba para vazões à esquerda do ponto de projeto não é prevista, podem ser selecionados maiores valores de S_s sem haver a preocupação com os efeitos danosos da recirculação.

d) Sempre que possível, providenciar um $NPSH_D$ suficiente para suprimir os efeitos da cavitação causada pela recirculação. Por exemplo, um valor entre 3 e 4 para a relação $NPSH_D/NPSH_{R3\%}$ pode reduzir a vazão mínima contínua estável em mais de 60%, conforme será mostrado no Capítulo 5 (ver Figura 5.10).

e) Em aplicações de bombas de alto S_s e com grande nível de energia e onde for inevitável a operação na zona de recirculação, deve ser analisada a possibilidade de utilização de um dispositivo tal como o "recirculador de fluxo reverso".

f) Em aplicações de bombas com alto nível de energia e com a vazão variável, tal como bombas de alimentação de caldeiras, é necessário a instalação de um "by-pass" da descarga para o reservatório ou tubo de sucção, a ser dimensionado com base na vazão mínima contínua estável. Também, a existência desse "by-pass" garantindo a condição de vazão mínima através da bomba, torna segura a operação de bombas com altos valores de S_s .

g) Bombas grandes exigindo vazões mínimas contínuas estáveis muito altas, devem ser substituídas por duas ou mais bombas menores a serem montadas em paralelo. Nesse caso, se a vazão total demandada diminui substancialmente, o desligamento de uma ou mais bombas restaura a vazão nas restantes, de forma que o sistema de "by-pass" pode não ter que trabalhar com a vazão mínima total. Inclusive, em algumas aplicações essa providência possibilita que o ponto de operação de cada bomba se mantenha sempre perto do ponto de melhor rendimento. Também, a utilização de bombas menores diminui o valor da velocidade tangencial $u_{1,T}$, que, conforme foi visto, tem uma influência significativa na intensidade da recirculação e no valor da vazão mínima contínua estável.

h) Na Figura B.35 está mostrada uma situação em que ocorre uma distribuição desigual da vazão nas duas entradas de um rotor de dupla sucção. Nesta situação, a entrada subalimentada estará sujeita mais rapidamente ao início da recirculação, inclusive, podendo ocorrer a recirculação nesta entrada e na outra não. Logo, deve ser evitada a instalação de curvas horizontais e de válvulas muito próximas da entrada de bombas com rotores de dupla sucção.

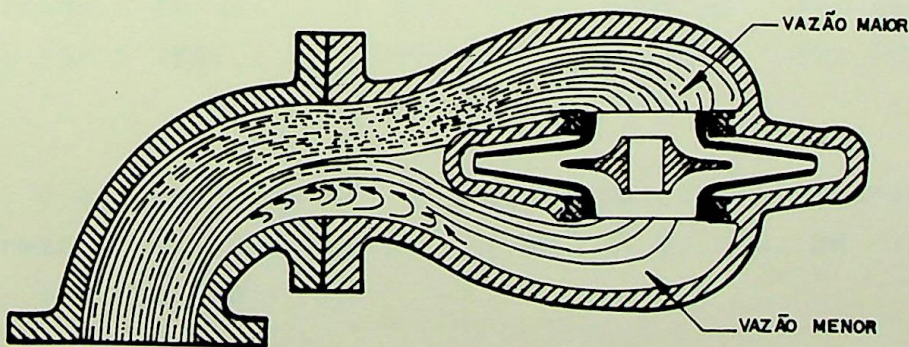


Figura B.35 - Efeito de uma curva horizontal montada diretamente no flange de entrada de uma bomba com rotor de dupla sucção. Ref. [01].

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [01] NELSON, W.E.; Pump Curves Can Be Deceptive. Proceedings of NPRA Refinery and Petrochemical Plant Maintenance Conference, pp. 141-150, January 1980.
- [02] MACINTYRE, A.J.; Bombas e Instalações de Bombeamento. Editora Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro, 1980.
- [03] GRIST, E.; Net Positive Suction Head Requirements for Avoidance of Unacceptable Cavitation Erosion in Centrifugal Pumps. IMEGHE, Conference on Cavitation, Edinburgh, G 163/74, pp. 153-162, 1974.
- [04] McNULTY, P.J. and PEARSALL, I.S.; Cavitation Inception in Pumps. Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 104, pp. 99-104, March 1982.
- [05] KONNO, D. and YAMADA, Y.; Does Impeller Diameter Affect $NPSH_R$? Proceedings of 1st International Pump Symposium, Texas A & M University, Houston, Texas, pp. 29-35, May 1984.
- [06] KARASSIK, I.J.; Centrifugal Pump Operation at Off-Design Conditions - Parts I, II and III. Chemical Processing, pp. 64-68, April 1987, pp. 154-158, May 1987, pp. 58-65, June 1987.
- [07] HEALD, G.C. and PALGRAVE, R.; Backflow Control Improves Pump Performance. Oil Gas Journal, V.83, n^o 8, Feb. 25 1985, pp. 96-98, 100 and 105.
- [08] SEN, M., BREUGELMANS, F. and SCHIAVELLO, B.; Reverse Flow, Prerotation and Unsteady Flow in Centrifugal Pumps. Fluid Mechanics Jubilee Conf., Paper N-3-1, NEL East Kilbride, Glasgow, November 1979.

- [09] PFLEIDERER, G. and PETERMAN, H.: Máquinas de Fluxo. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 1979.
- [10] LENNEMANN, E. and HOWARD, J.H.G.: Unsteady Flow Phenomena in Rotating Centrifugal Impeller Passages. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, pp. 65-72, January 1970.
- [11] FRASER, W.H.: Flow Recirculation in Centrifugal Pumps. Proceedings of the Tenth Turbomachinery Symposium, Texas A & M University, College Station, Houston, Texas, pp. 95-100, December 1981.
- [12] FRASER, W.H.: Recirculation in Centrifugal Pumps. Annual Meeting of ASME, pp. 227-235, November 1981.
- [13] HOBSON, D.E. and MARSHALL, A.: Surge in Centrifugal Pumps. Proceedings of the Sixth Conference on Fluid Machinery, Vol. 1, pp. 475-484, Budapest, 1979.
- [14] YEDIDIAH, S.: Certain Effects of Recirculation on Cavitation in Centrifugal Pumps. Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 200, No. A4, IMEGHE, pp. 283-292, 1986.
- [15] YEDIDIAH, S.: Cause and Effect of Recirculation in Centrifugal Pumps - Parts 1 and 2. World Pumps, pp. 267-271, September 1985, pp. 291-295, October 1985.
- [16] KARASSIK, I.J., KRUTZSCH, W.G., FRASER, W.H. and MESSINA, J.P.: Pump Handbook. Second Edition, McGraw-Hill Int. Editions, 1986.
- [17] PFLEIDERER, G.: Bombas Centrífugas e Turbocompressores. Editorial Labor S.A., Barcelona, 1960.
- [18] YEDIDIAH, S.: How to Improve Pump Performance. The Chemical Engineering Guide to Pumps, pp. 46-48, McGraw-Hill Publications Co. New York, N.Y, 1984.

- [19] SEN, M.: Prerotation in Centrifugal Pumps. Off-design Performance of Pumps, Von Karman Institute, LS 1978-3, March 1978.
- [20] SEN, M.: Prediction of the Reverse Flow and Prerotation in Centrifugal Pumps. Proceedings of the Seventh Conference on Fluid Machinery, Vol.2, pp. 805-813, Budapeste, 1983.
- [21] SCHIAVELLO, B. and SEN, M.: On the Prediction of the Reverse Flow at the Centrifugal Pump Inlet. ASME 25th. Annual International Gas Turbine Conference, pp.261-272, March 1980.
- [22] SCHIAVELLO, B.: A Diffusion Factor Correlation for the Prediction of the Reverse Flow Onset at the Centrifugal Pump Inlet. Proceedings of the Seventh Conference on Fluid Machinery, Vol. 2, pp. 751-760, Budapeste, 1983.
- [23] STEPANOFF, A.J.: Centrifugal and Axial Flow Pumps - Theory, Design and Application. John Wiley & Sons, Inc, N.Y., 1982.
- [24] BRAN, R. e SOUZA, Z.: Máquinas de Fluxo - Turbinas, Bombas e Ventiladores. Ao Livro Técnico s.A., 1969.
- [25] GOPALAKRISHNAN, S.: A New Method for Computing Minimum Flow. Proceedings of the 5th International Pump Symposium, Turbomachine Laboratory, Department of Mechanical Eng., Texas A & M University, College Station, Texas, pp. 41-47, 1988.
- [26] PALGRAVE, R.: Operation of Centrifugal Pumps at Partial Capacity. 9th BPMA Technical Conference, Warwick, England, pp. 57-70, April 1985.
- [27] MAKAY, E.: Feed-Pump Suction is Performance Key. Power Magazine, pp. 104, September 1981.

- [28] VLAMING, D.J.: A Method for Estimating the Net Positive Suction Head Required by Centrifugal Pumps. ASME Winter Annual Meeting. November 1981.
- [29] NÖSKIEVIC, J.: An Application of the New Calculus for NPSH of Centrifugal Pumps. Proceedings of the Fourth Conference on Fluid Machinery, pp. 836-851, Budapeste, 1972.
- [30] Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotary & Reciprocating Pump. Fourteenth Edition, 1983.
- [31] GÜLICH, J.F. and RÖSCH, A.: Cavitation - Erosion in Centrifugal Pumps. World Pumps, pp. 164-168, July 1988.
- [32] KARASSIK, I.J.: Centrifugal Pump Performance: The Effect of Suction Conditions - Parts I, II and III. Chemical Processing, pp. 54-63, February 1988, pp. 88-94, March 1988, pp. 110-117, April 1988.
- [33] TAYLOR, I.: The Most Persistent Pump-Application Problem for Petroleum and Power Engineers. ASME Paper n^o 77- Pet-5, September 1977.
- [34] DOOLING, J.H.: Prediction of Relative Life of Impellers in Cavitation. Power Magazine, October 1986.
- [35] KARASSIK, I.J.: Eleven Ways of Skinning a Cat. Chemical Processing, pp. 22-26, December 1986.
- [36] COOPER, P., DUSSOURD, J.L. and SLOTEMAN, D.P.: Stabilization of the Off-design Behaviour of Centrifugal Pumps and Inducers. Second European Congress on Fluid Machinery for the Petrochemical and Related Industries, pp. 13-20, 1984.
- [37] RICCI, J.E.R.: Análise Comparativa entre Métodos Empregados para Previsão do Início da Cavitação em Bombas. Tese de Mestrado, EFEI, Itajubá, M.G., 1974.

- [38] FISCHER, K. and THOMA, D.: Investigation of the Flow Conditions in a Centrifugal Pump. Transactions of the ASME, Vol. 54, pp. 141-155, 1932.

- [39] KARASSIK, I.J.: Cavitation and its Effect on Centrifugal Pump Operation. Chemical Processing, pp. 18-21, December 1981.

- [40] PALGRAVE, R.: Suction Pressure Requirements of Boiler Feed Pumps. World Pumps, pp.156-161, June 1985.

- [41] KRUTZSCH, W.G.: Design Considerations in the Selection of Water-Service Pumps. Pump World, Vol. 6, N^o 3, pp. 5-9, 1980.

- [42] HALLAM, J.L.: Centrifugal Pumps: Which Suction Specific Speeds Are Acceptable? Hydrocarbon Processing, pp. 195-197, April 1982.

- [43] TINNEY, W.S.: How to Obtain Trouble-Free Performance from Centrifugal Pumps. The Chemical Engineering Guide to Pumps, pp. 101-104, McGraw-Hill. Publications Co., New York, N.Y, 1984.

DATA	1218	11992
PROC.	PPG	
FED.	_____	
LIV.	_____	
(23)	_____	