

1 Agosto 4975
02

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

BOMBAS CENTRÍFUGAS
DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DE FUNCIONAMENTO

AUTOR: JOÃO DE FIGUEIREDO CRUZ
ORIENTADOR: PROF. SÉRGIO ROBERTO CECCATO

1985

SUMÁRIO

O presente trabalho tem a finalidade de introduzir alguns conceitos importantes sobre o projeto e operação das bombas centrífugas. Trata-se de um primeiro contato com o vasto campo de utilização das bombas.

Para atingir tal objetivo, este trabalho foi dividido em capítulos. Nos primeiros, serão classificados os diversos tipos de bombas e dadas noções sobre operação e grandezas que regem o funcionamento das bombas. A seguir serão analisados alguns problemas importantes inerentes à operação das instalações de bombeamento e, finalmente, noções para projeto.

ÍNDICE

página

Capítulo 1 - Classificação e descrição dos principais tipos de bombas

1.1 - Introdução	1
1.2 - Bombas de Deslocamento Positivo	1
1.3 - Bombas Dinâmicas	2
1.3.1 - Classificação das Bombas Dinâmicas	3
1.4 - Princípio de funcionamento de uma bomba centrífuga	5
1.5 - Materiais utilizados na construção de bombas	5

Capítulo 2 - Operação de Bombas Centrífugas

2.1 - Introdução	6
2.2 - Acessórios	6
2.3 - Partida, funcionamento e parada das bombas	8
2.4 - Defeitos (e suas possíveis causas) no funcionamento	9

Capítulo 3 - Curvas características de uma bomba centrífuga. Alturas de elevação. Potências e Rendimento

3.1 - Alturas estáticas.....	10
3.2 - Alturas dinâmicas	11
3.3 - Potências e rendimento	13
3.4 - Curvas características	14

Capítulo 4 - Interdependência das Grandezas Características do Funcionamento de uma Bomba Dinâmica

4.1 - Análise Dimensional	15
4.2 - Corte nos rotores	19
4.3 - Curvas de Iso-rendimento	19
4.4 - Escolha do tipo de bomba segundo o conceito de rotação específica	20

Capítulo 5 - Condições de funcionamento das bombas
relativamente aos encanamentos

5.1 - Associação de bombas centrífugas	25
5.1.1 - Bombas em paralelo	25
5.1.2 - Bombas em série	26
5.2 - Instalação de recalque. Ponto de funcionamen- to do sistema	27

Capítulo 6 - Cavitação e Golpe de Ariete em Bombas

6.1 - O fenômeno da Cavitação	29
6.2 - O conceito de NPSH	32
6.3 - O fator de cavitação de Thoma	35
6.4 - Alteração na curva $H = f(Q)$ devido a cavitação	39
6.5 - Golpe de Ariete em instalações de bombea- mento	40
6.6 - Recursos empregados para reduzir os efeitos do golpe de ariete	44

Capítulo 7 - Teoria Elementar da Ação do Rotor sobre o
líquido

7.1 - Diagrama das velocidades	47
7.2 - Equação das velocidades	50
7.3 - Equação Fundamental das Bombas Centrífugas..	52
7.4 - Influência da forma da pá sobre a altura de elevação	53
7.4.1 - Ângulo de entrada do líquido no canal forma- do pelas pás do rotor	53
7.4.2 - Ângulo de saída do líquido dos canais forma- dos pelas pás	54
7.5 - Conclusões	58
7.6 - Discordança entre os resultados experimen- tais e a Teoria Elementar	60
7.6.1 - Influência do número finito de pás do rotor.	60
7.6.2 - Influência da espessura das pás	63
7.6.3 - Influência das perdas no interior do rotor..	64

Capítulo 8 - Bases para projeto das bombas centrífugas	
8.1 - O rotor	67
8.2 - O difusor	76
8.2.1 - Coletor em caracol com seção circular	77
8.2.2 - Empuxo radial no eixo devido ao caracol	78
8.3 - Exemplo de dimensionamento	80
Bibliografia	87

Capítulo 1 - Classificação e descrição dos principais tipos de bombas

1.1 - Introdução

Bombas hidráulicas são máquinas geratrizes, que transformam o trabalho mecânico que recebem (geralmente de máquinas motrizes) para o seu funcionamento em energia, cedida ao líquido sob as formas de energia de pressão e cinética. O modo pelo qual é feita a transformação do trabalho em energia hidráulica e o recurso para cedê-la ao líquido aumentando sua pressão e/ou sua velocidade permitem classificar as bombas em:

- Bombas de Deslocamento positivo (ou volumétricas)
- Dinâmicas (também chamadas hidrodinâmicas)
- Bombas Especiais

1.2 - Bombas de Deslocamento Positivo

São bombas que possuem uma ou mais câmaras, em cujo interior o movimento de um órgão propulsor comunica energia de pressão ao líquido, proporcionando então condições para que se realize o escoamento na tubulação de aspiração até a bomba e na tubulação de recalque até o ponto de utilização. Nas bombas volumétricas existe uma relação constante entre a descarga e a velocidade do órgão propulsor da bomba. Elas podem ser alternativas (quando o líquido recebe a ação das forças diretamente de um pistão ou êmbolo, ou de uma membrana flexível (diafragma)) ou rotativas (o líquido recebe a ação de forças provenientes de uma ou mais peças dotadas de movimento de rotação que, comunicando energia de pressão, provocam seu escoamento). No primeiro caso, elas podem ser bombas de simples efeito (quando apenas uma face do êmbolo atua sobre o líquido), duplo efeito (quando as duas faces atuam), simplex, duplex, triplex ou multiplex (quando existem respectivamente uma, duas, três, quatro ou mais câmaras com pistão ou êmbolo). No segundo caso, podem ter um ou mais rotores, sendo que a ação das forças se faz segundo a direção que é praticamente a do próprio movimento de escoamento do líquido. A des-

carga e a pressão do líquido bombeado, sofrem pequenas variações quando a rotação é constante.

As bombas de deslocamento positivo alternativas são empregadas geralmente para grandes alturas e descargas pequenas, podendo ser a melhor ou a única solução, se a pressão for superior a 200 ou 300 atmosferas; podem ser usadas como "bombas dosadoras", desde que a elas se adaptem dispositivos de regulagem apropriados. Além disso, não sofrem dos contratempos de perda de escorva pois são em geral auto-aspirantes e dispensam o motor elétrico caso existe instalação de vapor para seu acionamento.

As bombas rotativas são muito empregadas, pois podem bombear grande variedade de líquidos numa ampla faixa de pressões, descargas, viscosidades e temperaturas. Não podem funcionar com líquidos que contêm substâncias em suspensão ou partículas abrasivas, uma vez que, sendo as folgas mínimas, a bomba ficaria sujeita a uma paralisação ou a um rápido desgaste. São empregadas em sistemas de lubrificação sob pressão, processos químicos, comandos e controles hidráulicos de máquinas operatrizes e máquinas de terraplenagem, transmissões hidráulicas funcionando como máquinas geratrizes ou como motores hidráulicos, bombeamento de petróleo e de GLP e nas instalações petroquímicas; indústrias de alimentos, instalações de queimadores de óleo.

1.3 - Bombas Dinâmicas

As turbobombas, também chamadas rotodinâmicas, são caracterizadas por possuirem um órgão rotatório dotado de pás, chamado rotor, que exerce sobre o líquido forças que resultam da aceleração que lhe imprime. A descarga gerada depende das características da bomba, do número de rotações e das características do sistema de encanamentos ao qual estiver ligada.

A finalidade do rotor, também chamado "impulsor" ou "impelidor" é comunicar à massa líquida aceleração, para que adquira energia cinética e se realize assim a transformação da energia mecânica de que está dotado. É basicamente um disco ou uma pe-

ça de formato cônico dotada de pás. O rotor pode ser fechado (quando, além do disco onde se fixam as pás, existe uma coroa circular também presa às pás. Pela abertura dessa coroa, o líquido penetra no rotor. Usa-se para líquidos sem substâncias em suspensão) ou aberto (quando não existe a coroa circular descrita acima. Usa-se para líquidos contendo pastas, lamas, areia, esgotos sanitários).

Além do rotor, outro órgão fundamental nas turbobombas é o difusor, também chamado recuperador, onde é feita a transformação da maior parte da energia cinética com que o líquido sai do rotor, em energia de pressão. Essa transformação é operada segundo o teorema de Bernoulli, pois o difusor, sendo em geral de seção gradativamente crescente, realiza uma contínua e progressiva diminuição da velocidade do líquido que por ele escoa, com o simultâneo aumento da pressão, de modo a que esta tenha valor elevado e a velocidade seja reduzida na ligação da bomba ao encanamento de recalque. Ainda assim, coloca-se uma peça troncônica na saída da bomba, para reduzir ainda mais a velocidade na tubulação de recalque. O difusor pode ser de tubo reto troncônico, nas bombas axiais; e de caixa com forma de caracol ou voluta, nos demais tipos de bomba.

1.3.1 - Classificação das Bombas Dinâmicas

a) Segundo a trajetória do líquido no rotor.

- Bomba Centrífuga Pura ou Radial - o líquido penetra no rotor paralelamente ao eixo, sendo dirigido pelas pás para a periferia, segundo trajetórias contidas em planos normais ao eixo, sendo curvas praticamente planas contidas em planos radiais. Sua utilização é estendida à grande maioria das instalações comuns de água limpa, descargas de 5 a 500 l/s e até mais, para pequenas, médias e grandes alturas de elevação. Quando se trata de descargas grandes e pequenas alturas de elevação, o rendimento das bombas radiais torna-se baixo, e o seu custo se eleva em virtude das dimensões que assumem suas peças, tornando-se pouco conveniente empregá-las.

Bomba de fluxo misto ou bomba diagonal

- Bomba hélico-centrífuga: o líquido penetra no rotor axialmente, percorre uma trajetória reversa e sai do rotor segundo um plano perpendicular ao eixo. A pressão é dada pela força centrífuga e pela "sustentação" ou "propulsão" das pás.
- Bomba helicoidal - O líquido percorre no rotor uma trajetória hélico-cônica reversa e sai pelo bordo de saída segundo uma trajetória bastante inclinada em relação ao eixo. As bombas helicoidais são usadas com frequência em instalações onde se deseja obter grandes descargas e pequenas ou médias alturas de elevação.
- Bomba hélico - axial: são bombas com formato intermediário entre as helicoidais e as axiais.
- Bomba axial (também chamada propulsora)

A trajetória do líquido começa paralelamente ao eixo e se transforma em hélice cilíndrica. São utilizadas para grandes descargas e alturas de elevação de mais de 40m.

b) Segundo o número de rotores empregados

- Bomba de simples estágio

É constituída por apenas um rotor, logo o fornecimento da energia ao líquido é feito em um só estágio.

Quando se deseja obter grandes alturas de elevação, prefere-se não utilizar uma bomba de simples estágio devido as dimensões excessivas apresentadas por elas para tal condição de operação, além do baixo rendimento e alto custo correspondente às dimensões excessivas.

- Bomba de múltiplos estágios

Quando se quer recalcar a grandes alturas, recorre-se a bombas de múltiplos estágios, onde se faz o líquido passar sucessivamente por dois ou mais rotores fixados ao mesmo eixo. A passagem do líquido em cada rotor e difusor constitui um estágio na operação de bombeamento. A altura total a que bomba recalca o líquido é, desprezados as perdas, igual a soma das alturas parciais que seriam obtidas por meio de cada um dos rotores considerados isoladamente. São bombas que se prestam, portanto, para instalações de alta pressão.

Existem vários outros modos de classificação de bombas, embora menos comuns:

- classificação segundo o número de entradas para a aspiração.
- classificação segundo o modo pelo qual é obtida a

transformação da energia cinética em energia de pressão.

- classificação conforme a velocidade específica.
- classificação conforme a finalidade ou destinação.
- classificação segundo a posição do eixo.
- classificação conforme o líquido a ser bombeado, etc.

1.4 - Princípio de funcionamento de uma bomba centrífuga

A bomba centrífuga necessita ser previamente enchi da com o líquido que vai ser bombeado pois ela não tem a capacida de de auto-aspiração. Essa operação é denominada escorva da bomba. Logo após esse procedimento, no instante em que se inicia o movimento do rotor e do líquido contido nos canais formados pelas pás, a força centrífuga gerada cuja uma zona de maior pressão na periferia do rotor e consequentemente uma de baixa pressão na sua entrada, produzindo o deslocamento do líquido em direção à saída dos canais do rotor e à boca de recalque da bomba. Estabelece-se então, com a bomba em funcionamento, um trajeto do líquido do reservatório inferior para o superior através da tubulação de aspiração, dos canais do rotor e difusor e da tubulação de recalque.

1.5 - Materiais utilizados na construção de bombas

A escolha do material a ser empregado na construção dos diversos acessórios e peças componentes de uma bomba centrífuga deve ser feita em função dos seguintes parâmetros:

- velocidade de rotação da peça ou do líquido no seu interior;
- pressão atuante sobre a peça
- afinidade química do líquido bombeado em relação ao material.

Especificamente com relação à afinidade química citada acima, o material deve ser escolhido baseado no pH do líquido a ser bombeado. Para pH < 3,5 deve-se usar aços resistentes a corrosão, para 3,5 < pH < 6,0, usa-se bronze, para 6,0 < pH < 8,0 pode-se usar bronze, ferro fundido ou combinação dos dois e para pH alcalino emprega-se ferro fundido ou aço.

O rotor é na maioria dos casos, feito em ferro ou

aço fundido para baixas ou média pressões e altas velocidades, devendo as superfícies serem tão lisas quanto possível para se obter melhor rendimento.

O difusor é feito geralmente em aço, inoxidável quando se trabalha com determinados líquidos.

O coletor é feito em ferro fundido, aço fundido ou aço dependendo da pressão de operação da bomba, ou aço inoxidável para líquidos corrosivos e bronze para reações ácidas.

Os eixos são feitos em aço ou inox, buchas em bronze, anéis em bronze, aço ou ferro fundido.

Capítulo 2 - Operação das Bombas Centrífugas

2.1 - Introdução

A maior parte das bombas é diretamente acionada por motores elétricos, geralmente de corrente alternada monofásica (nas bombas pequenas) e trifásica (nas demais). Em instalações onde se disponha de energia elétrica, pode-se acionar as bombas por meio de motores diesel, a gasolina ou vapor aproveitado das centrais geradoras.

2.2 - Acessórios

- Válvula de pé: é uma válvula de retenção, geralmente munida de um filtro ou crivo, colocado na entrada da tubulação de aspiração com a finalidade de evitar o esvaziamento da tubulação e da própria bomba, quando esta para de funcionar. É empregada em tubos com diâmetro inferior a 0,4m, porém, devido a perda de carga e demais problemas que apresenta, prefere-se executar a instalação sem ela, recorrendo a utilização da bomba "afogada" (quando a bomba trabalha numa cota inferior à do reservatório de sucção) ou empregando dispositivos especiais de escorva para encher a bomba ou mediante a utilização de uma bomba de vácuo auxiliar.

O crivo, colocado antes da válvula, visa evitar a entrada de corpos sólidos ou outros materiais que possam afetar o funcionamento da bomba.

- Válvula de saída

Dependendo do porte das bombas e das instalações, são empregados registros de gaveta ou válvulas (borboleta, esféricas ou anulares) no início da linha de recalque, tanto para bloqueio quanto para regulagem, ajustando a descarga ao valor que corresponde ao melhor rendimento ou às exigências de consumo da instalação.

- Válvula de retenção no início do recalque

É colocada entre a bomba e o registro de saída, com a finalidade de evitar, quando rapidamente fechada no instante do desligamento da bomba, sobrepressões na linha de recalque decorrentes desse desligamento ("golpes de ariete") que possam atingir o líquido no interior da bomba.

- Torneira de purga

Colocada na parte mais alta da caixa da bomba, permite a saída do ar na fase de escorva, que poderia provocar a perda desta quando a bomba estivesse funcionando.

- Válvula de alívio

Em instalações onde o "golpe de ariete" é elevado, são instaladas no encanamento após a válvula de retenção. Pelo efeito da sobrepressão a válvula se abre e descarrega a água para o poço ou reservatório de sucção.

- Manômetro e Vacuômetro

Como será visto posteriormente, nas instalações de bombeamento é necessária a determinação da altura manométrica, feita através das leituras de instrumentos que medem a pressão relativa, ou seja, manômetros e vacuômetros.

- Dispositivos de escorva

Nas bombas centrífugas comuns pequenas, existe um funil ou copo colocado na parte mais alta da bomba, por onde se despeja o líquido com o qual a bomba irá funcionar.

Em bombas maiores, para facilitar a operação de

escorva, usa-se um "by-pass", tubo ligando o encanamento de recalque, acima da válvula de retenção, à bomba. Esse tubo é munido de um registro que só é aberto por ocasião da escorva.

A escorva também pode ser feita mediante a utilização de uma bomba auxiliar, de êmbolo ou rotativa, que aspira o líquido do reservatório inferior e o recalca dentro da bomba principal e da tubulação.

Para bombas de grande porte, o sistema mais usado é o emprego de uma bomba de vácuo para extrair o ar existente na bomba e na tubulação de aspiração.

Com o vácuo causado pela saída do ar, o líquido flui para dentro da bomba pelo efeito da pressão-atmosférica. Costuma-se colocar um reservatório ou tanque de vácuo para evitar a entrada do líquido na bomba de vácuo. Um pressostato ou eletrodo colocado no tanque, desliga a bomba de vácuo quando a escorva da bomba se tiver processado.

2.3 - Partida, funcionamento e parada das bombas

Os procedimentos a serem seguidos nas condições de operação das bombas são:

Partida : verificar se a bomba está escorvada; caso negativo, proceder à escorva. Fechar, antes da partida, o registro da tubulação de recalque que, após a partida, deve ser lentamente aberto para evitar uma acentuada aceleração da massa líquida contida na tubulação.

Ajustar o aperto das sobrepostas das caixas de gaxetas para que não se aqueçam por aperto excessivo, nem deixem escapar muito líquido, por insuficiência de aperto. É comum um pequeno gotejamento quando a bomba está em funcionamento.

Funcionamento: Ispencionar periodicamente as leituras do manômetro e do vacuômetro para verificar se permanecem nos limites desejados. Examinar os indicadores do funcionamento do motor elétrico para controlar a potência que está sendo solicitada pela bomba. Verificar se aparecem ruidos ou vibrações, indicadores de

mau funcionamento. Em caso afirmativo, parar imediatamente a bomba para sanar o defeito. Não deixar a bomba trabalhar sem escorva ou com o registro de recalque fechado além do instante de partida.

Parada: Antes de desligar o motor, fechar lentamente o registro de recalque.

2.4 - Defeitos (e suas possíveis causas) no funcionamento

A maioria dos defeitos ocorre no lado da aspiração, devendo receber muita atenção. Os principais e mais comuns são:

- A descarga ou a pressão é nula ou muito baixa.

Causas: pode ser o defeito decorrente da falta de escorva ou de perda de escorva por entrada posterior de ar, seja por junta mal vedada na tubulação de aspiração, seja nas gaxetas do lado de aspiração por falta de aperto, seja ainda pelo fato de estar a válvula de pé acima do nível livre do líquido no reservatório de sucção ou então quando pouco mergulhada no, mesmo. A presença do ar causa ruídos e vibrações. É necessário purgar o ar, escorvando novamente a bomba. Pode ser também que a altura estática de aspiração seja muito grande, provocando a vaporização do líquido e o aparecimento do fenômeno da cavitação. Obstrução na tubulação ou entre as pás do rotor causada por corpos estranhos. Quando a instalação possui crivo, é indispensável uma manutenção periódica para mantê-los desobstruídos. Velocidade de funcionamento abaixo da exigida ou rotação em sentido contrário. Altura manométrica excessiva. Verificar se os registros estão totalmente abertos.

- A descarga ou a pressão diminuem ou caem rapidamente, depois de funcionamento normal no início.

Causas: presença de bolsas de ar na tubulação de aspiração. Líquido com ar em dissolução, que passa a desprender-se com a re-

dução da pressão na entrada da bomba. NPSH disponível insuficiente. Rotor muito gasto. Dimensões inadequadas do rotor para o número de rotações do motor da bomba. Líquido de elevada viscosidade. Número de rotações baixas.

- A bomba consome demasiada potência.

Causas: a altura manométrica está abaixo do ponto de funcionamento normal da bomba, dando uma descarga exagerada. Gaxetas muito apertadas. Atritos internos causados pelo deslizamento do eixo, empenamento ou desalinhamento do eixo ou da carcaça; desgaste excessivo nos mancais ou anéis separadores. Corrente elétrica com tensão inferior à nominal. Defeito no motor que o aciona. Número de rotações excessivo. Falta de lubrificação ou viscosidade excessiva do líquido.

- Ruidos ou vibrações

Causas: funcionamento com rotação diversa daquela prevista no projeto; rotor excessivamente cortado ou desbalanceado; descarga reduzida, entrada "falsa" de ar na bomba, altura de aspiração excessiva, dando origem a cavitação; defeitos mecânicos tais como desgaste nos mancais de rolamento da bomba ou do motor elétrico, desgaste dos anéis separadores, empenamento do eixo; fixação afrouxada que permita a vibração da carcaça da bomba.

Para eliminar ou reduzir as vibrações, recomenda-se, além de evitar que as condições desfavoráveis citadas ocorram, usar conexões flexíveis e uma camada de material elástico na tubulação, pelo menos ao longo de certa extensão na linha de recalque.

Capítulo 3 - Curvas características de uma bomba centrífuga
Alturas de elevação. Potências e Rendimento

3.1 - Alturas estáticas

- a) de aspiração (ha): diferença de cotas entre o nível do centro da bomba e o da superfície livre do reservatório de captação.
- b) de recalque (hr): diferença de cotas entre os níveis em que

o líquido é abandonado no meio, ao sair pelo tubo de recalque, e o nível do centro da bomba.

c) de elevação (h_e): diferença de cotas entre os níveis em que o líquido é abandonado no meio, ao sair pelo tubo de recalque, e o nível livre no reservatório de captação.

$$\therefore h_e = h_a + h_r$$

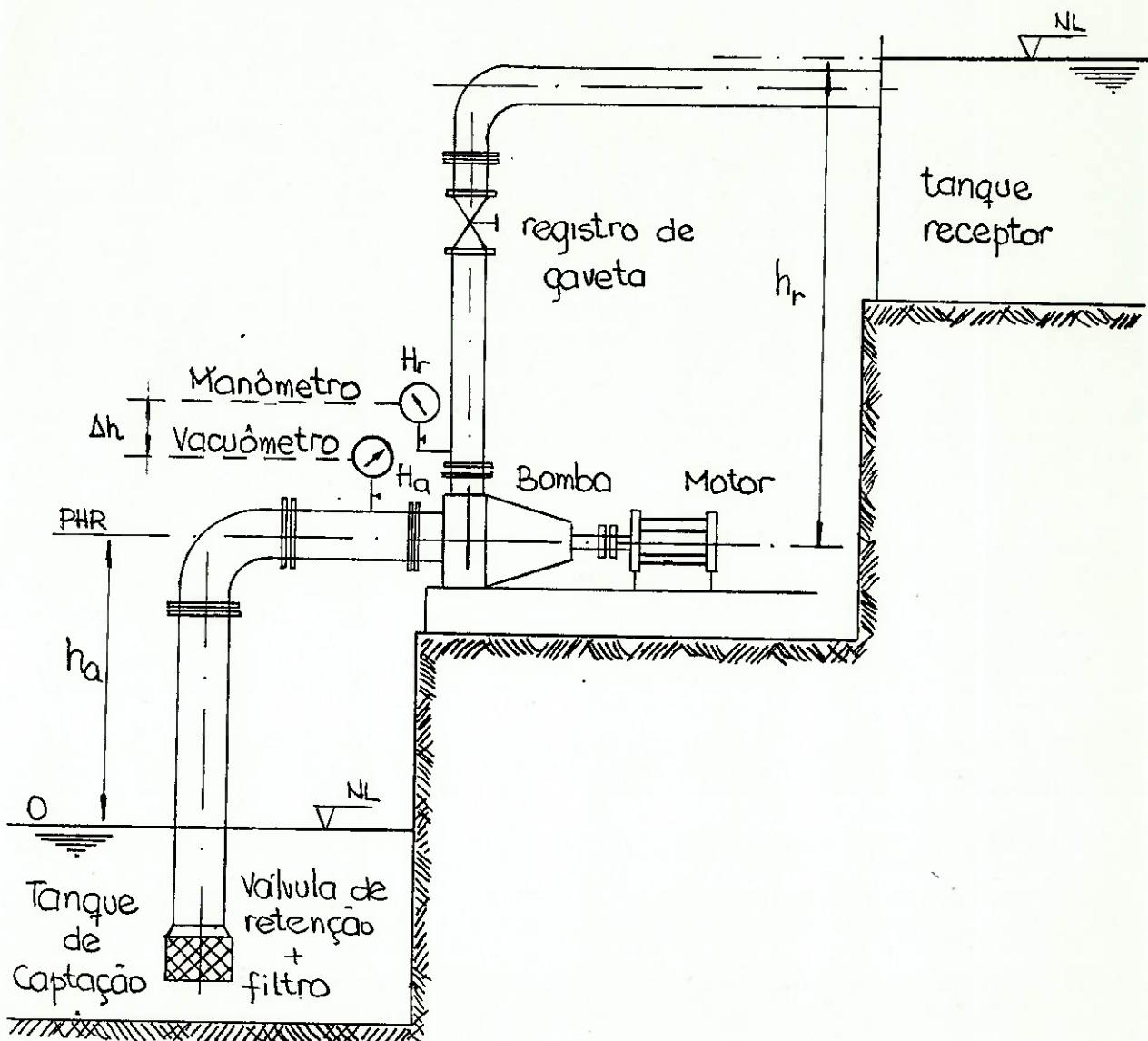


Fig. 1

3.2 - Alturas totais ou dinâmicas (cargas)

a) na aspiração (H_a):

$$H_a = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{V_a^2}{2g} \quad (m)$$

onde:

p_a = pressão na entrada do rotor, lida no vacuômetro ($\frac{kgf}{m^2}$)

γ = peso específico do fluido em escoamento ($\frac{kgf}{m^3}$)

V_a = velocidade na entrada do rotor (m/s)

g = aceleração local da gravidade (m/s^2)

b) no recalque (H_r):

$$H_r = \frac{p_r}{\gamma} + \frac{V_r^2}{2g} + \Delta Z$$

onde p_r é lida no manômetro

c) altura manométrica (H):

$$H = H_r - H_a = \frac{p_r}{\gamma} + \frac{V_r^2}{2g} + \Delta Z - \frac{p_a}{\gamma} - \frac{V_a^2}{2g}$$

$$\text{Admitindo } V_r = V_a \Rightarrow H = \frac{p_r - p_a}{\gamma} + \Delta Z \quad (\text{m})$$

Aplicando o teorema da energia entre a entrada da bomba e o nível do reservatório de succão, temos:

$$H_a = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{V_a^2}{2g}$$

$$H_o = -h_a$$

$$\therefore H_a = H_o - \text{perdas}_{o \rightarrow a}$$

Aplicando agora o teorema da energia entre a saída da bomba e a saída da canalização de recalque (s) temos:

$$H_r = \frac{p_r}{\gamma} + \frac{v_r^2}{2g} + \Delta z$$

$$H_s = + h_r$$

$$\therefore H_s = H_r - \text{perdas}_{r \rightarrow s} \Rightarrow H_r = H_s + \text{perdas}_{r \rightarrow s}$$

sendo $H = H_r - H_a$, vem:

$$H = H_s + \text{perdas}_{r \rightarrow s} - H_0 + \text{perdas}_{0 \rightarrow a} =$$

$$= + h_r + h_a + \text{perdas}_{\text{sucção} + \text{recalque}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow H = h_e + \text{perdas}_{\text{sucção} + \text{recalque}}$$

3.3 - Potências e Rendimento

- a) O motor transfere para a bomba uma potência que pode ser calculada pela expressão:

$$P = \frac{M \cdot n}{75}$$

onde P = potência (CV)

M = torque ou momento torsor (kgm)

n = rotação do motor (rad/s)

- b) Por outro lado a bomba fornece ao fluido a potência

$$P_u = \frac{\gamma Q H}{75}$$

onde P_u = potência

Q = vazão (m^3/s)

γ = peso específico do fluido (kgf/m^3)

H = altura manométrica (m)

- c) Através das definições das potências acima, chega-se à expressão do rendimento da máquina:

$$\eta = \frac{P_u}{P}$$

onde η = rendimento da bomba (%)

P_u = potência transferida da bomba para o fluido

P = potência fornecida pelo motor à bomba.

3.4 - Curvas Características

As curvas características de uma bomba centrífuga são normalmente obtidas em laboratórios em função das incertezas provenientes dos cálculos teóricos. Tais curvas são determinadas pelas seguintes grandezas em função da vazão (Q):

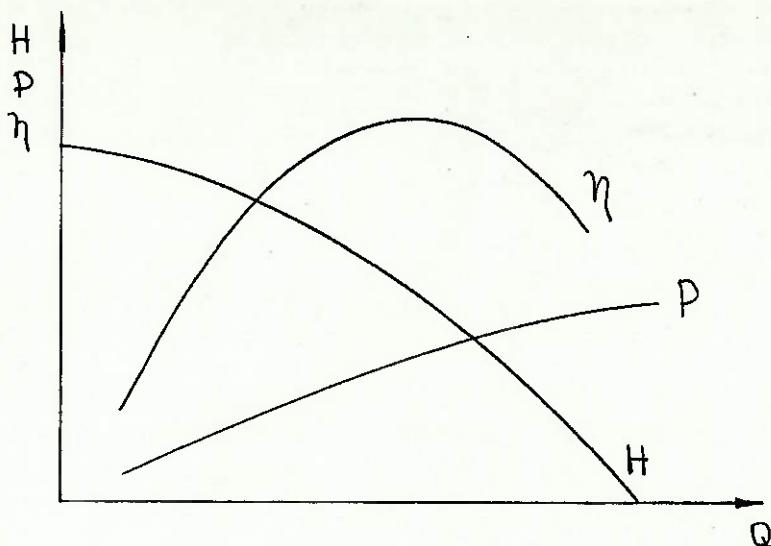
- $H = f(Q)$ - altura manométrica
- $P = f(Q)$ - potência fornecida pelo motor à bomba
- $\eta = f(Q)$ = rendimento da bomba.

Para a determinação da curva $H = f(Q)$ procedemos para uma dada rotação e para uma dada vazão às leituras do manômetro e do vacuômetro. Fixamos uma nova vazão e repetimos as leituras quantas vezes forem desejadas. Somadas as leituras dos instrumentos com a cota entre eles obtemos o valor da altura manométrica para aquela vazão.

O torque pode ser medido por meio de um dinamômetro de torção ou através da carcaça oscilante do motor, se for o caso. Com o registro de um tacômetro conseguimos a rotação e consequentemente a potência fornecida à bomba.

Com os valores da carga e vazão, conseguimos obter os valores da potência fornecida ao líquido, se este também for conhecido; além disso, conhecidas as duas potências, obtemos diretamente o valor do rendimento da bomba num determinado regime de operação.

Os resultados são apresentados da seguinte forma:



Capítulo 4 : Interdependência das Grandezas Características do Funcionamento de uma Bomba Dinâmica.

4.1 - Análise Dimensional

Uma bomba, fabricada para funcionar com seu melhor rendimento, para valores prefixados de Q , H e n , poderá vir a ter de funcionar com valores diversos de uma dessas grandezas. Interessa a quem projeta uma instalação saber o que acontece com as demais grandezas, quando uma delas assume um valor diferente daquele para a qual a bomba foi projetada, e saber se o rendimento se mantém aceitável nas novas condições de funcionamento.

Para uma dada bomba recalcando um dado líquido, podemos obter suas curvas de desempenho numa dada notação. Em variando-se a rotação, obteremos novas curvas de desempenho.

Ao ampliarmos esse conceito, considerando uma série de bombas geométricamente semelhantes, apesar de nestas verificarem-se fenômenos físicos fundamentalmente análogos, cada bomba terá curvas características bem determinadas representando casos particulares do mesmo fenômeno: o escoamento de fluido através da bomba.

Basicamente o escoamento é função das seguintes grandezas:

- D = diâmetro do rotor
- n = rotação da bomba
- Q = vazão

- H altura manométrica

- ν viscosidade cinemática do fluido

A partir da análise dimensional, podemos chegar à conclusão que o escoamento em questão pode ser representado por um conjunto de adimensionais, expressos pela função:

$$\frac{gH}{n^2 D^2} = f \left(\frac{Q}{nD^3}, \frac{D^2 n}{\nu} \right)$$

onde g é a aceleração da gravidade.

Em geral, como a rotação das bombas é alta, as forças viscosas podem ser consideradas desprezíveis, sendo este o significado físico do termo $\frac{D^2 n}{\nu}$ (número de Reynolds), na função adimensional acima.

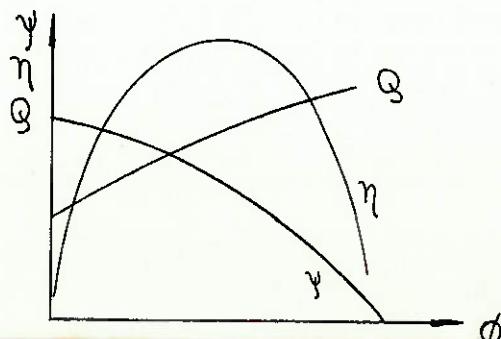
Desta maneira, concluimos que, na maioria dos casos:

$$\frac{gH}{n^2 D^2} = f \left(\frac{Q}{nD^3} \right)$$

O adimensional $\frac{gH}{n^2 D^2} = \psi$ recebe a denominação de coeficiente manométrico ou de pressão, enquanto o termo $\frac{Q}{nD^3} = \phi$ é chamado coeficiente de vazão.

Ao considerarmos a potência P como sendo uma grandeza representativa do escoamento, obteríamos o adimensional de potência $Q = \frac{N}{\rho n D^3}$, e poderíamos obter uma expressão para o rendimento como sendo $\eta = \frac{\psi \phi}{Q}$.

Assim, desprezados os efeitos viscosos no escoamento, os adimensionais ψ, ϕ, Q e η caracterizam o comportamento de todos as bombas geometricamente semelhantes, sendo comum a representação desse comportamento num diagrama chamado DIAGRAMA UNIVERSAL, como mostrado abaixo:



Esse diagrama é válido para uma família de bombas geométricamente semelhantes e portanto uma família de bombas com dada geometria terá um diagrama universal diferente do de outra família com outra geometria.

Cada ponto sobre as curvas acima representa uma dada condição de funcionamento das bombas da família de mesma geometria.

Duas bombas de uma mesma família - por exemplo uma bomba modelo e uma bomba protótipo - terão condições de funcionamento semelhantes (semelhança cinemática e dinâmica) se trabalharem no mesmo ponto do diagrama universal. Neste caso,

$$\gamma_{\text{modelo}} = \gamma_{\text{protótipo}}$$

$$\psi_{\text{modelo}} = \psi_{\text{protótipo}}$$

$$Q_{\text{modelo}} = Q_{\text{protótipo}}$$

$$\eta_{\text{modelo}} = \eta_{\text{protótipo}}$$

As identidades acima representam a condição de semelhança entre os escoamentos no modelo e no protótipo. Isto permite a extrapolação dos resultados do ensaio com uma bomba modelo para uma bomba protótipo.

Por exemplo se uma bomba recalca um dado fluido numa dada rotação e passa a recalcar outro fluido, mantida a mesma rotação, temos:

$$n_1 = n_2$$

$$D_1 = D_2$$

$$\psi_1 = \psi_2 \Rightarrow \frac{gH_1}{D_1^2} = \frac{gH_2}{D_2^2} \Rightarrow H_1 = H_2$$

$$\phi_1 = \phi_2 \Rightarrow \frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3} \Rightarrow Q_1 = Q_2$$

$$Q_1 = Q_2 \Rightarrow \frac{N_1}{\rho_1 n_1^3 D_1^5} = \frac{N_2}{\rho_2 n_2^3 D_2^5} \Rightarrow N_2 = N_1 \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

$$\eta_1 = \eta_2$$

Se agora a bomba muda de rotação e recalca o mesmo líquido, temos:

$$D_1 = D_2 ; \rho_1 = \rho_2$$

$$\phi_1 = \phi_2 \Rightarrow \frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3} \Rightarrow Q_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right) Q_1$$

$$\psi_1 = \psi_2 \Rightarrow \frac{gH_1}{n_1^2 D_1^2} = \frac{gH_2}{n_2^2 D_2^2} \Rightarrow H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 H_1$$

$$Q_1 = Q_2 \Rightarrow \frac{N_1}{\rho_1 n_1^3 D_1^5} = \frac{N_2}{\rho_2 n_2^3 D_2^5} \Rightarrow N_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 N_1$$

$$\eta_1 = \eta_2$$

Quando duas bombas de uma mesma família, de diâmetros D_1 e D_2 , recalcam o mesmo líquido à mesma rotação, podemos escrever:

$$\phi_1 = \phi_2 \Rightarrow \frac{Q_1}{n_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{n_2 D_2^3} \Rightarrow Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3$$

$$\psi_1 = \psi_2 \Rightarrow \frac{gH_1}{n_1^2 D_1^2} = \frac{gH_2}{n_2^2 D_2^2} \Rightarrow H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2$$

$$Q_1 = Q_2 \Rightarrow \frac{N_1}{\rho_1 n_1^3 D_1^5} = \frac{N_2}{\rho_2 n_2^3 D_2^5} \Rightarrow N_2 = N_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5$$

$$\eta_1 = \eta_2$$

Convém lembrar que deve ser levado em conta o Efeito Escala introduzido pela influência da viscosidade do líquido que está sendo recalculado. Geralmente a correção do efeito escala é feita mediante a utilização de expressões empíricas.

4.2 - Cortes nos rotores

Quando se tem uma bomba projetada para funcionar com certo par de valores de Q e H , pode-se desejar que esta mesma bomba seja empregada com outros valores dessas grandezas. Quando, dentro do campo de valores correspondentes a rendimentos aceitáveis, não se conseguem esses valores para uma dada bomba, pode-se recorrer ao corte no rotor, que vem a ser a redução em seu diâmetro, com apenas uma operação mecânica de usinagem no torno de modo a obter-se um diâmetro d' menor do que d sem alterar as demais peças da bomba.

O rendimento cai um tanto, o que todavia não impede o uso desse recurso, principalmente pelos fabricantes de bombas, por permitir sua utilização para faixas mais amplas da descarga e da altura.

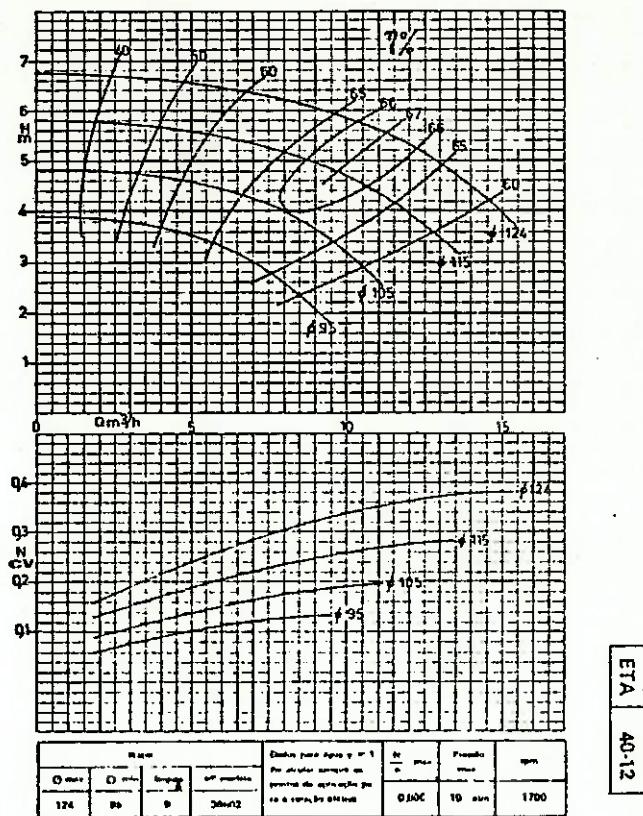
Pode-se também usar o mesmo rotor de bomba centrifuga quando se pretende usar um motor com um número de rotações não muito superior àquele para o qual fora previsto, efetuando também o mencionado corte, conseguindo-se assim manter os mesmos valores de H e Q .

Fato semelhante ocorre quando a frequência de corrente alternada é aumentada e se deseja conservar os valores da descarga e da altura manométrica inalterados.

4.3 - Curvas de Iso-rendimento (Diagramas de Colina)

Ensaiando-se uma bomba e determinando-se os valores do rendimento para um número bastante grande de valores de Q e H , pra um dado valor de rotação da bomba, e repetindo-se o procedimento para diversas rotações ou para diversos diâmetros (mediante corte do rotor) com a mesma rotação, podem-se traçar curvas que representem valores constantes do rendimento η . As curvas têm o aspecto de elipses e o rendimento máximo será um ponto no interior das curvas, correspondendo aos valores normais de H e Q . Cada curva indicará os pares de valores de Q e H com os quais a bomba proporciona um mesmo rendimento.

Os fabricantes fornecem, em seus catálogos, curvas $H = f(Q)$ para vários diâmetros de um mesmo rotor submetido aos cortes a que acabamos de nos referir, incluindo também as curvas de igual rendimento e as de potência, como mostra a figura seguinte.



4.4 - Escolha do tipo de bomba segundo o conceito de rotação específica

Estudaremos agora um critério mais rigoroso para escolhermos o tipo de bomba a ser utilizada numa instalação, quando forem fixados os valores da descarga Q , da altura manométrica H e da rotação n da bomba.

Suponhamos, portanto, que uma bomba funcionando

com um número n de rotações por minuto eleva uma descarga de Q metros cúbicos por segundo de água a uma altura útil de H metros, na situação de máximo rendimento n.

Se fizemos a bomba trabalhar com um número de rotações por minuto n', sua nova descarga será Q', e entre as grandezas nos dois estados de funcionamento existirão as seguintes relações, estabelecidas pela Análise Dimensional:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \quad \text{e} \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n} \right)^2$$

Admitimos que a altura H' passe a ser de 1 (um) metro. As grandezas n e Q sob essa condição assumem os valores de n₁ e Q₁ e se chamarão, respectivamente, de número unitário de rotações e descarga unitária.

Assim, podemos escrever:

$$\frac{1}{H} = \frac{n_1^2}{n^2} \Rightarrow n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \quad (\text{rpm})$$

$$\text{e} \quad \frac{Q_1}{Q} = \frac{n_1}{n} \Rightarrow Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

Vamos supor agora que a altura útil se conserve igual a 1 metro e a descarga passe a ser de 0,075 m^3/s (a escolha deste valor decorre de que 75 litros de água para serem elevados a uma altura de 1 metro demandam uma potência de 1 CV). Para que o número de rotações varie mantendo-se H' = 1 m, deveremos variar as dimensões do rotor. Assim, chamando de d₁ o diâmetro correspondente às grandezas unitárias e d_s o diâmetro nas novas condições (H' = 1 m, Q' = 0,075 m³/s), teremos:

$$\frac{n_s}{n_1} = \frac{d_1}{d_s}$$

A energia útil mantendo-se constante, os diagramas não deverão alterar-se, de modo que as velocidades à entrada e à saída e as áreas das seções de escoamento deverão variar proporcionalmente com a descarga. A descarga, devido a igualdade

das velocidades, é proporcional à seção de escoamento, ou seja, ao quadrado das dimensões lineares (d^2). Por isso, o diâmetro d_s , como qualquer das outras dimensões, deverá variar segundo a relação:

$$\frac{d_1^2}{d_s^2} = \frac{Q_1}{0,075} \Rightarrow \frac{n_s}{n_1} = \sqrt{\frac{Q_1}{0,075}} \Rightarrow n_s = n_1 \sqrt{\frac{Q_1}{0,075}} =$$

$$= \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{1000 Q}{75 \sqrt{H}}} \Rightarrow n_s = \frac{3,65 \cdot n \sqrt{Q}}{4 \sqrt{H}^{3/2}}$$

A grandeza n_s é assim o número de rotações por minuto de uma bomba geometricamente semelhante à bomba dada e que eleva 75 litros de água à altura de 1m em 1 segundo. Denomina-se número específico de rotações por minuto ou velocidade específica real da bomba.

A bomba ideal, geometricamente semelhante à bomba considerada e cujo número de rotações é n_s , chama-se bomba unidade da bomba dada.

Todas as bombas geometricamente semelhantes entre si terão uma única bomba unidade, e portanto uma só velocidade específica, a qual as caracterizará.

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

Assim, o valor de n_s especifica o tipo de bomba a empregar.

Baseados nos resultados obtidos com bombas ensaiadas e no seu custo, o qual depende das dimensões da bomba, os fabricantes elaboraram tabelas, gráficos e ábacos, delimitando o campo de emprego de cada tipo conforme a velocidade específica, de modo a proceder a uma escolha que atenda a exigências de bom rendimento e baixo custo.

Assim, segundo esse critério, podemos classificar

as bombas em:

- a) Lentas ($n_s < 90$) - Bombas centrífugas puras, com pás cilíndricas, radiais, para pequenas e médias descargas, com diâmetro de saída do rotor (d_2) maior do que 2 vezes o diâmetro de entrada (d_1)
- b) Normais ($90 < n_s < 130$) - Bombas semelhantes às anteriores, com $d_2 \approx 1,5$ a $2 d_1$.
- c) Rápidas ($130 < n_s < 220$) - Possuem pás de dupla curvatura; descargas médias, $d_2 \approx 1,3$ a $1,8 d_1$.
- d) Extra-rápidas ou hélico - centrífugas ($220 < n_s < 440$) - Pás de dupla curvatura; descargas médias e grandes $d_2 \approx 1,3$ a $1,5 d_1$
- e) Heliocoidais ($440 < n_s < 500$) - Para descargas grandes $d_2 \approx 1,2 d_1$.
- f) Axiais ($n_s > 500$) - Assemelham-se a hélices de propulsão. Destinam-se a grandes descargas e pequenas alturas de elevação. $d_2 = d_1$

Na dedução apresentada anteriormente, ao invés de considerarem a descarga de 75 litros de água por segundo, alguns autores preferem considerar a descarga de 1 metro cúbico por segundo. Chamam então de número característico de rotações por minuto n_q (ou rotação específica, número específico de rotações ou número de Brauer) ao número de rpm da bomba geométricamente semelhante à bomba considerada, capaz de elevar 1 m^3 de água por segundo à altura de 1 metro.

Nesse caso, teremos:

$$n_q = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{rpm})$$

É evidente, portanto, que:

$$n_s = 3,65 n_q \quad (\text{rpm})$$

É possível então a classificação das bombas em função da rotação específica n_q , a saber:

- a) Bombas lentas : $nq < 25$
- b) Bombas normais: $25 < nq < 36$
- c) Bombas rápidas: $36 < nq < 60$
- d) Bombas hélico-centrífugas: $60 < nq < 120$
- e) Bombas helicoidais: $120 < nq < 140$
- f) Bombas axiais: $nq > 140$

Uma vez que nq é obtida a partir do ponto de projeto da bomba, isto é daquele em que o rendimento esperado é máximo, nada mais aconselhado do que usar na instalação um nq próximo daquele recomendado para aquele tipo de bomba.

Assim, dadas a vazão, a altura manométrica e a rotação, determina-se o nq requerido pela instalação (nq inst.).

Compara-se este valor com os valores nq correspondentes aos tipos de bombas selecionando-se o tipo mais adequado e aconselhado.

Às vezes há a necessidade de se fracionar as vazões (bombas em paralelo) ou as alturas (bombas em série). O número e o tipo de bombas podem então ser assim determinados:

- a) Para bombas em paralelo, sendo z o número delas, temos:

$$nq \text{ inst.} = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

$$nq_1 = \frac{n \sqrt{Q/Z}}{H^{3/4}} \quad (\text{para 1 bomba})$$

$$\therefore z = \left(\frac{nq \text{ inst.}}{nq_1} \right)^2$$

- b) Para bombas em série ou bombas de estágios múltiplos, sendo z o número de estágios:

$$nq_1 = \frac{n \sqrt{Q}}{(H/Z)^{3/4}} \Rightarrow z = \left(\frac{nq \text{ inst.}}{nq_1} \right)^{4/3}$$

5.1 - Associação de bombas centrífugas

5.1.1 - Bombas em paralelo

Consiste a ligação em paralelo na disposição das tubulações de recalque de modo tal que, por uma mesma tubulação, afluam as descargas de duas ou mais bombas funcionando simultaneamente.

Podemos também obter uma ligação em paralelo no caso de utilização de bombas com rotores gêmeos ou duplos.

Nos casos de associações em paralelo de duas bombas, a curva característica da associação é obtida somando-se as vazões correspondentes à mesma altura manométrica.

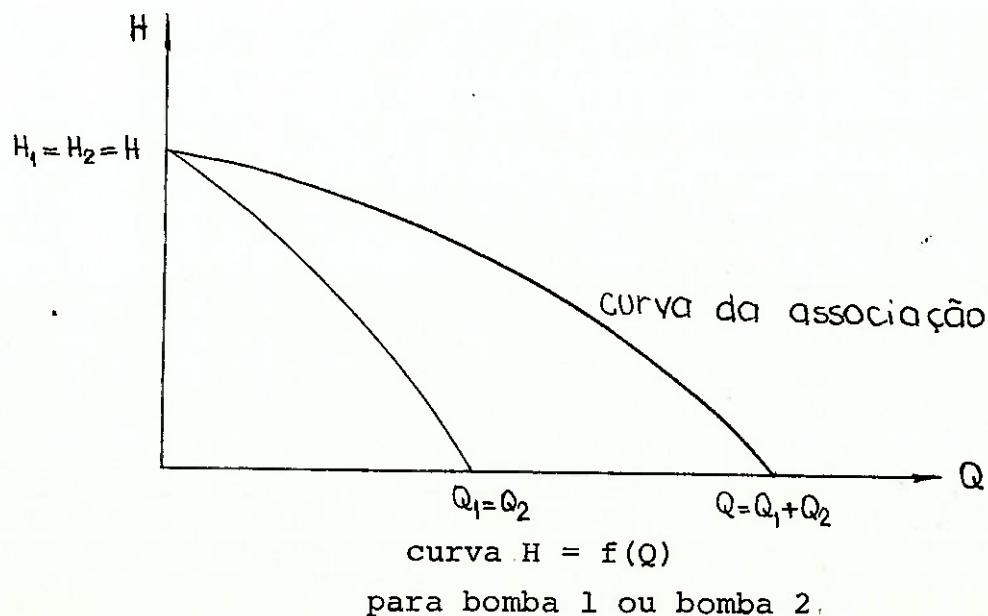
$$Q = Q \text{ (bomba 1)} + Q \text{ (bomba 2)}$$

$$H = H \text{ (bomba 1)} = H \text{ (bomba 2)}$$

$$N = N \text{ (bomba 1)} + N \text{ (bomba 2)}$$

$$\eta = \frac{Q}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}}$$

Pode-se então obter as curvas características da associação:



5.1.2 - Bombas em série

Neste caso, a característica da associação é obtida somando-se as alturas manométricas correspondentes à mesma vazão.

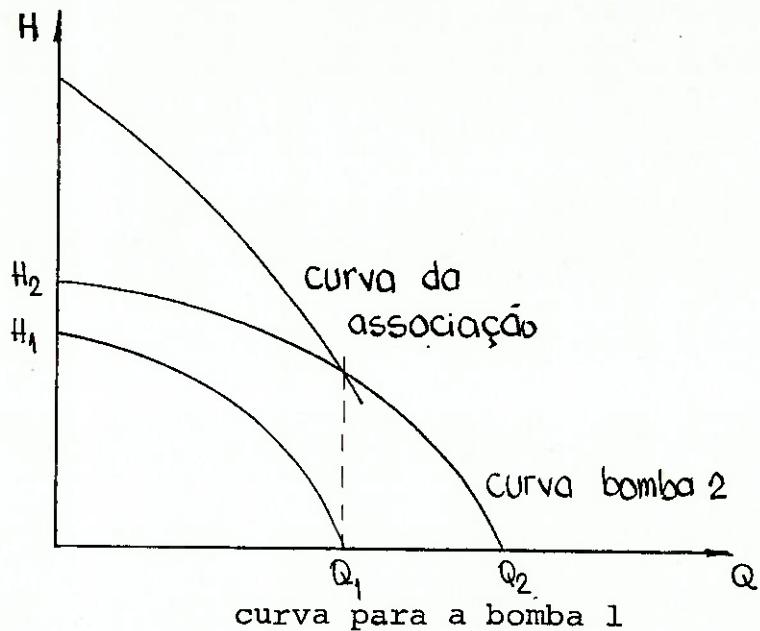
$$Q = Q_1 = Q_2$$

$$H = H_1 + H_2$$

$$N = N_1 + N_2$$

$$\eta = \frac{H}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2}}$$

Esquematicamente teremos:



Uma aplicação comum na prática, no caso de bombas associadas em série, é a de bombas que apresentam vários estágios, sendo utilizadas normalmente bombas de até 12 estágios.

Fisicamente trata-se de uma disposição de vários rotores em série, dispostos num mesmo eixo e fechados pela mesma carcaça; pelos rotores passa sempre a mesma vazão, descarregando cada rotor no rotor imediatamente seguinte. A altura manométrica total da bomba dependerá do número de rotores em série e da capacida

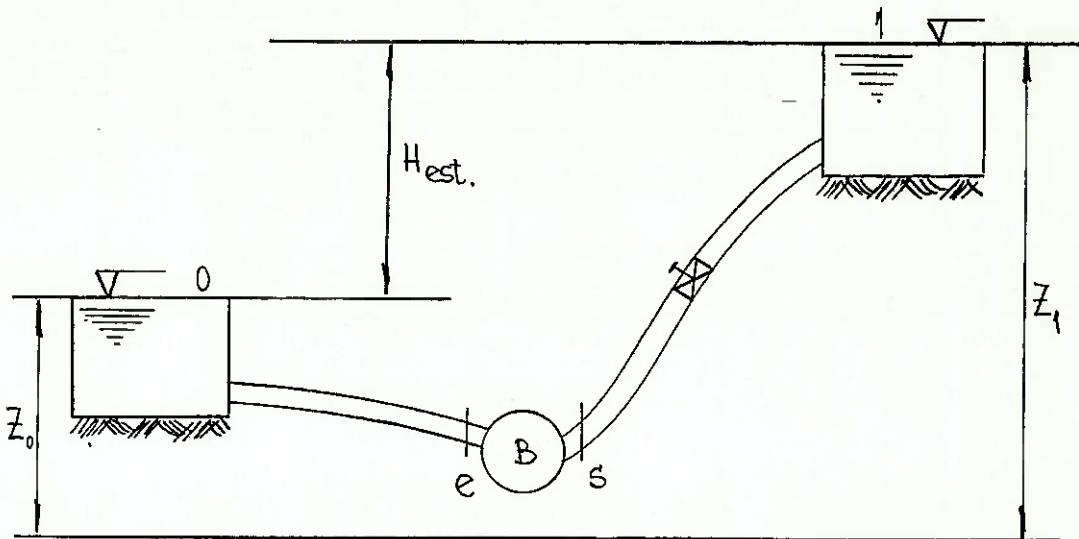
de manométrica individual.

Deste modo, grandes alturas manométricas são vencidas, sendo que os fabricantes apresentam, para as bombas de vários estágios, a característica da associação dos estágios.

5.2 - Instalação de Recalque. Ponto de funcionamento do sistema

Numa instalação de recalque o regime de trabalho da bomba sempre será determinado pelas características das tubulações de montante (sucção) e de jazante (recalque) da bomba.

Consideremos a figura abaixo, onde a bomba B recalca o líquido do reservatório 0 até o reservatório 1.



Pela equação da energia podemos escrever:

- entre 0 \rightarrow e :

$$H_0 - \sum_{0 \rightarrow e} \text{perdas sing. + distr.} = H_e \quad (a)$$

- entre s \rightarrow 1 :

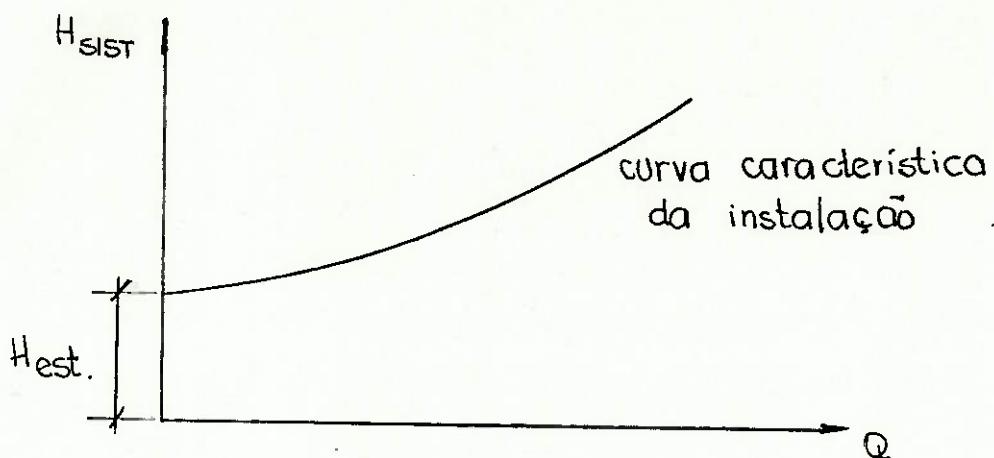
$$H_s - \sum_{s \rightarrow 1} \text{perdas sing. + distr.} = H_1 \quad (b)$$

De (a) e (b) temos:

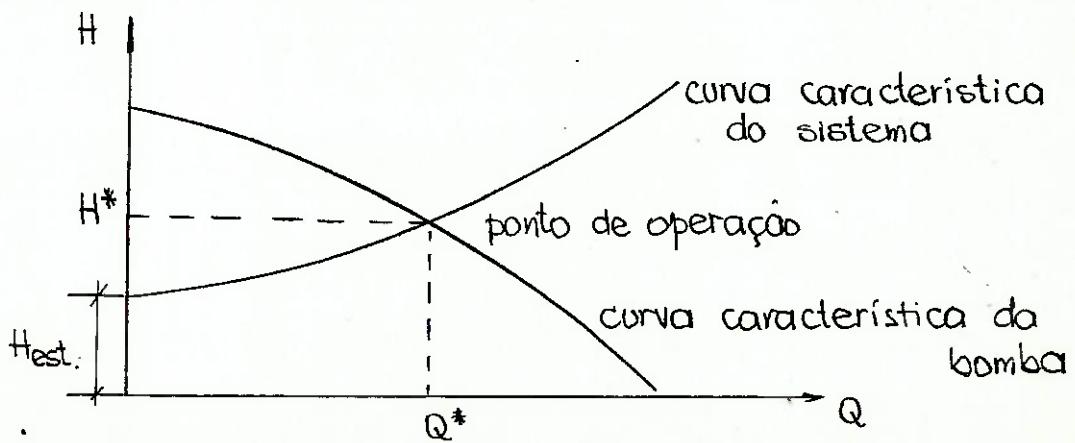
$$H_s - H_e = H_{\text{sistema}} = H_{\text{est.}} + \sum_{0 \rightarrow 1} \text{perdas}$$

A equação acima é chamada equação característica da tubulação ou do sistema.

Sendo $\sum \text{perdas} = \Delta h = KQ^2$, vemos que a equação do sistema em função da vazão é uma parábola, indicada no gráfico abaixo:



Toda a carga fornecida pela bomba ao líquido que circula no sistema deverá satisfazer à condição de funcionamento do sistema. Logo, na intersecção da curva característica da instalação com a curva característica $H = f(Q)$ da bomba determinamos o Ponto de Funcionamento da bomba, como mostrado abaixo:



No ponto de operação, a bomba recalca a vazão Q^* a uma altura H^* . Para se poder determinar o ponto de operação do sistema, torna-se necessário determinar previamente a curva característica da instalação, que é função do projeto da mesma: extensão, natureza e diâmetros dos encanamentos de sucção e de recalque e dos tipos e quantidade de singularidades presentes nas tubulações.

Capítulo 6 - Cavitação e Golpe de Ariete em Bombas

6.1 - O fenômeno da Cavitação

No deslocamento de superfícies constituidas por pás como ocorre nas máquinas de fluxo, ocorrem inevitavelmente rarefações no líquido, isto é, pressões reduzidas devidas à própria natureza do escoamento ou ao movimento imposto pelas peças móveis ao líquido.

Se a pressão absoluta baixar até atingir a pressão de vapor do líquido na temperatura em que este se encontra, inicia-se um processo de vaporização do mesmo. Inicialmente, nas regiões mais rarefeitas, formam-se pequenas bolsas, bolhas ou cavidades (daí o nome de cavitação) no interior das quais o líquido se vaporiza. Em seguida, conduzidas pela corrente líquida provocada pelo movimento do órgão propulsor e com grande velocidade, atingem regiões de elevada pressão, onde se processa seu colapso, com a condensação do vapor e o retorno ao estado líquido.

As bolhas que contêm vapor do líquido parecem originar-se em pequenas cavidades nas paredes do material ou em torno de pequenas impurezas contidas no líquido, em geral próximas às superfícies, chamadas "núcleos de vaporização" ou "de cavitação", cuja natureza constitui objeto de importantes pesquisas. Portanto, quando a pressão reinante no líquido se torna maior do que a pressão interna da bolha com vapor, as dimensões da mesma se reduzem bruscamente, ocorrendo seu colapso e provocando um deslocamento do líquido circundante para seu interior, gerando assim uma pressão de inércia considerável. As partículas formadas pela condensação se chocam rapidamente umas de encontro às outras, e de encontro à superfície que se antepõe ao seu deslocamento. Produz-se, em consequência, simultaneamente uma alteração no campo representativo das velocidades e das pressões que deveria existir segundo as considerações teóricas do escoamento líquido.

As superfícies metálicas onde se chocam as diminutas partículas resultantes da condensação são submetidas a uma atuação de forças complexas oriundas da energia dessas partículas, que produzem percussões, desagregando elementos de material de menor coe-

são, e formam pequenos orifícios que, com o prosseguimento do fenômeno, dão à superfície um aspecto esponjoso, rendilhado, corroído. É a erosão por cavitação. O desgaste pode assumir proporções tais que pedaços de metal podem soltar-se das peças.

Os efeitos da cavitação são visíveis, mensuráveis e até audíveis, parecendo o crepitar de lenha seca ao fogo ou um martelamento com frequência elevada. As pressões exercidas sobre as superfícies pela ação da percussão das partículas condensadas ou pela onda de choque por ela provocada alcançam valores relativamente elevados, mas não tão intensos que pudessem normalmente produzir a ruptura do material. Várias explicações têm sido apresentadas para esclarecer essa ação destruidora. Admitem alguns que a alteração periódica e rapidíssima das pressões possa concorrer para o enfraquecimento da estrutura dos cristais dos materiais. Outros supõem que, devido a percussão das partículas condensadas com uma frequência de vários milhares de ciclos por segundo, possam ocorrer, em pontos pequeníssimos da superfície, temperaturas elevadas que reduziriam a resistência dos cristais, podendo então as pressões de colapso das bolhas serem suficientes para desagregar partículas do material. As regiões atingidas não são aquelas em que as pressões são as menores, isto é, no dorso das pás, e sim aquelas em que se produziram condensação das partículas de vapor.

Quando a condensação se processa na própria boca de entrada ou no tubo de aspiração, o fenômeno em geral se origina de um fluxo em sentido inverso na sucção, devido a deficiências de projeto ou de instalação.

Além de provocar corrosão, desgastando, removendo partículas e destruindo pedaços dos rotores e dos tubos de aspiração junto à entrada da bomba, a cavitação produz ainda:

- queda de rendimento;
- marcha irregular, trepidação e vibração da máquina, pelo desbalanceamento que acarreta;
- ruído provocado pelo fenômeno de "implosão", pelo qual o líquido se precipita nos vacúolos ou bolsas quando a pressão externa é superior à existente no interior das mesmas. Isto ocorre de uma forma aleatória, sendo impossível prever to-

das as características com que o fenômeno irá se desenvolver.

A cavitação, além de ocorrer no rotor, pode manifestar-se nas pás diretrizes do difusor quando a bomba opera fora da descarga normal, devido à divergência entre o ângulo de saída dos filetes do rotor e de entrada no difusor.

A ocorrência de uma corrosão química ou eletrolítica pela libertação do oxigênio da água, simultaneamente com a ação mecânica indiscutível na cavitação, parece improvável, uma vez que não ocorre libertação de oxigênio nascente capaz de reações químicas. A corrosão por cavitação pode entretanto, aumentar por efeito de uma corrosão química simultânea se o líquido bombeado possuir afinidade química com o material da bomba. No caso da água, a corrosão por cavitação varia com a temperatura, atingindo maior intensidade para temperatura da água da ordem de 45°C.

Quando uma parte da bomba fica muito danificada pela ocorrência da cavitação, pode-se preencher os locais gastos com solda elétrica adequada ao material, esmerilhando em seguida ou aplicando uma ou mais camadas de neoprene.

Algumas precauções podem ser tomadas para que não ocorra cavitação nas bombas, a saber:

a) Nas bombas radiais:

- pequeno valor da relação entre os diâmetros de entrada e de saída das pás ou, no caso de pás com dupla curvatura, pequeno valor da relação entre r_1^2 e o comprimento do filete médio
- número suficientemente grande de pás;
- pequeno valor para a velocidade meridiana V_m , mas pequena largura b_1 , se tivermos fortes curvaturas na entrada;
- pequeno valor para o ângulo β_1 das pás;
- nas bombas de múltiplos estágios, pequeno valor para a altura de elevação a cargo de cada rotor.

b) Nas bombas axiais:

- pequeno valor da relação r/e , isto é, grande comprimento axial e das pás, relativamente ao raio.
- grande valor da velocidade periférica U.

6.2 - O conceito de NPSH

Com a finalidade de caracterizar as condições para que ocorra boa "aspiração" do líquido, foi introduzida na terminologia de instalações de bombeamento a noção de NPSH - Net Positive Suction Head - , grandeza que representa a disponibilidade de energia com que o líquido penetra na boca de entrada da bomba e que a ele permitirá atingir o bordo da pâ do rotor.

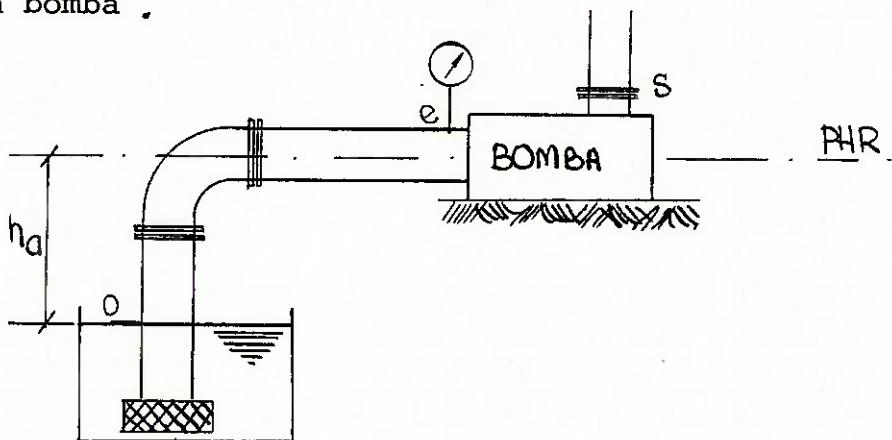
O NPSH requerido é expresso pela carga total absoluta na secção de entrada da bomba menos a carga absoluta devida a pressão de vapor do líquido na dada temperatura.

Assim,

$$\text{NPSH}_r = H_e - \frac{P_v}{\gamma} = \frac{P_e + P_{atm}}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} - \frac{P_v}{\gamma}$$

$$= \frac{P_e + P_{atm} - P_v}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g}$$

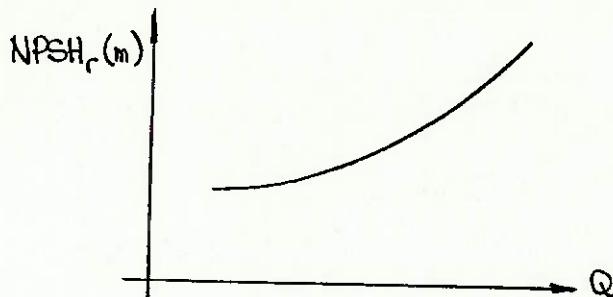
quando considerarmos o plano horizontal de referência na entrada da bomba .



Na expressão acima:

- H_e = carga total absoluta na entrada da bomba (m)
- P_v = pressão de vapor do líquido (kgf/m^2)
- γ = peso específico do líquido (Kgf/m^3)
- P_e = pressão efetiva na entrada da bomba (kgf/m^2)
- P_{atm} = pressão atmosférica local (kgf/m^2)
- V_e = velocidade na boca de entrada (m/s)
- g = aceleração da gravidade (m/s^2)

Com a utilização de um manômetro e conhecidos o diâmetro da tubulação de aspiração, o líquido que se está bombeando, a pressão atmosférica local e a pressão de vapor na temperatura de ensaio, podemos construir o gráfico $NPSH_r$ em função da vazão Q da bomba, mostrado abaixo.



Assim, para que não haja cavitação quando o sistema opera com uma dada vazão, deve-se evitar que se atinja o valor de $NPSH_r$.

Com relação à tubulação de sucção, desde que a carga total disponível na seção de entrada da bomba permita valores superiores ao $NPSH_r$, não haverá vaporização do líquido e será evitado consequentemente o fenômeno da cavitação.

Pela equação da Energia temos:

$$H_o - \sum_0^e \text{perdas (sing. + distr.)} = H_e$$

$$\frac{P_{atm}}{\gamma} - h_a - \sum_0^e \text{perdas} = H_e$$

Por definição, denominamos NPSH disponível ao valor da carga total absoluta na seção de entrada da bomba em relação ao encanamento menos o valor da carga devida à pressão de vapor do líquido na dada temperatura.

Assim,

$$NPSH_d = H_e - \frac{P_v}{\gamma} = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} + h_a - \text{perdas na sucção}$$

onde o sinal + do valor do desnível entre a seção de entrada da bomba e o nível do líquido no reservatório de sucção indica que a bomba trabalha "afogada".

Com as definições de $NPSH_r$ e $NPSH_d$, a condição genérica, para que não haja cavitação quando o sistema opera com uma

dada vazão, é:

$$NPSH_d > NPSH_r$$

A partir da análise da equação acima, torna evidente que o procedimento a ser seguido para se evitar cavitação deve:

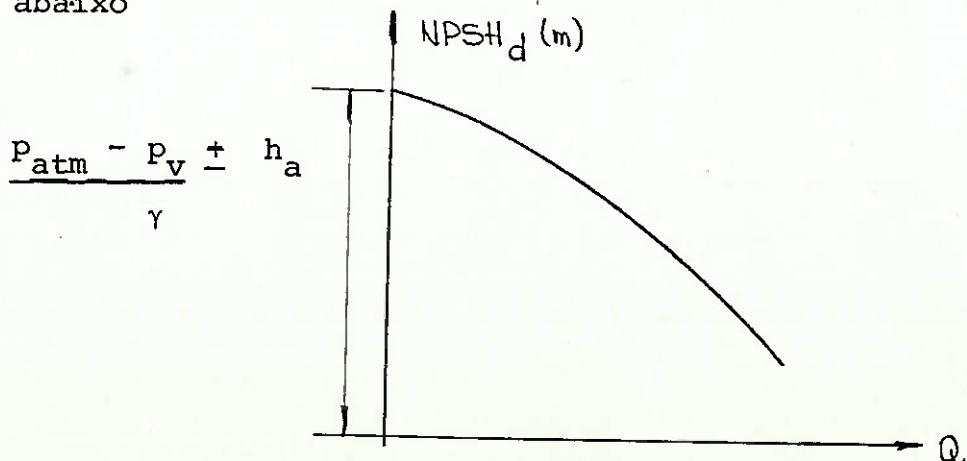
- ter em mente que a melhor condição para a não ocorrência do fenômeno dá-se quando a bomba está "afogada". Se não houver possibilidade de tal configuração de operação, deve-se procurar obter valores pequenos das cotas negativas h_a ;
- tentar reduzir as perdas tanto singulares (evitando singularidades excessivas) como distribuídas (mediante a utilização de canalizações curtas e diâmetros não muito reduzidos);
- obter o valor correto da pressão atmosférica local pois, como se sabe, a referida pressão varia com a altitude, aproximadamente segundo a fórmula.

$$H_A = 10,33 - \frac{h}{900} \quad \text{, onde:}$$

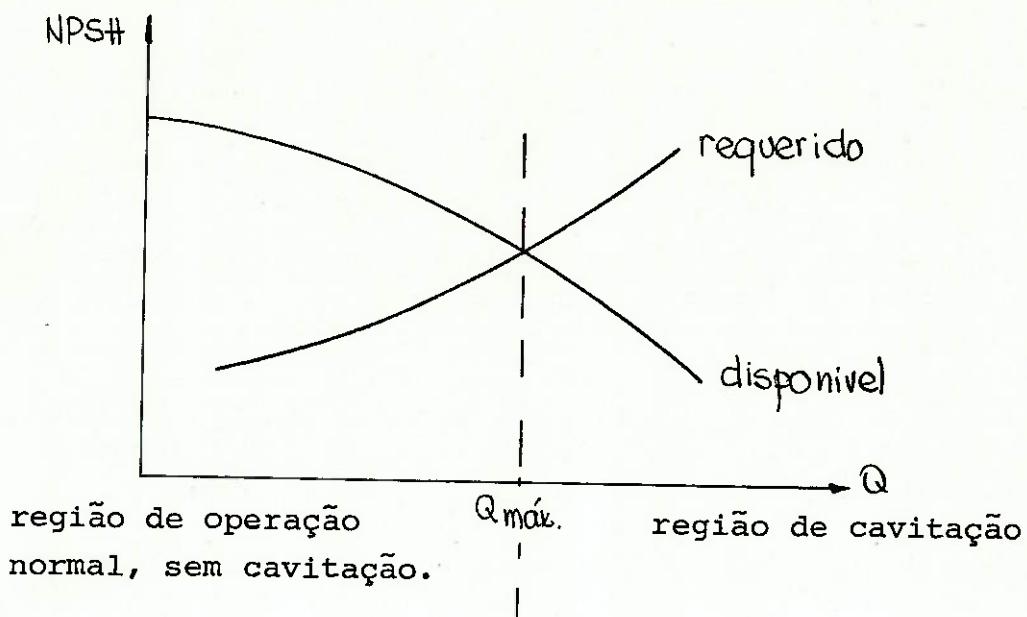
H_A = pressão atmosférica (mca) num local de altitude h (m)

- obter o valor correto da pressão de vapor do líquido pois, como se sabe, ela é função da temperatura. Assim, a temperatura do líquido a ser bombeado indica a pressão de vapor referida, aquela na qual o líquido se transforma em vapor.

Dadas as condições nas quais o líquido de peso específico γ vai ser bombeado (P_{atm} , P_v) e dada uma altura de succão h_s , sabendo-se que as perdas singulares e distribuídas são função de Q^2 , podemos obter a curva $NPSH_d = f(Q)$, como mostrada abaixo



Sendo o $NPSH_r$ uma característica da bomba e o $NPSH_d$ uma característica da instalação, a superposição das curvas $NPSH_r = f(Q)$ e $NPSH_d = f(Q)$ indica a vazão máxima de um dado sistema (bomba + instalação) para a condição de não cavitação:



6.3 - O fator de cavitação de Thoma

Quando não se dispõe da curva $NPSH_r = f(Q)$, é impossível determinar exatamente o valor do $NPSH$ e portanto o valor h_a da altura de sucção, para cada vazão da bomba dada.

Neste caso, recorre-se à utilização da grandeza σ (às vezes representada pela grandeza θ), denominada fator de cavitação de Thoma, coeficiente de cavitação ou número característico adimensional para a cavitação, e definido como sendo:

$$\sigma = \frac{NPSH}{H}, \text{ onde:}$$

$NPSH = NPSH$ disponível para uma dada vazão

$H =$ altura manométrica da bomba para a mesma vazão.

O fator de Thoma, σ , depende da velocidade específica e quanto maior for o valor de n_s , maior será o valor de σ e portanto, menor o valor da altura estática de aspiração h_a , pois:

$$\sigma = \frac{NPSH}{H} = \frac{1}{H} \left(\frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} - h_a - \text{perdas na sucção} \right)$$

$$h_a = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} - \text{perdas} - \sigma H$$

Por essa expressão, saberemos a que altura a bomba pode ser colocada acima do nível do líquido no reservatório de captação. Se o valor de h_a resultar negativo, a bomba deverá trabalhar abaixo do nível do líquido, isto é, "afogada".

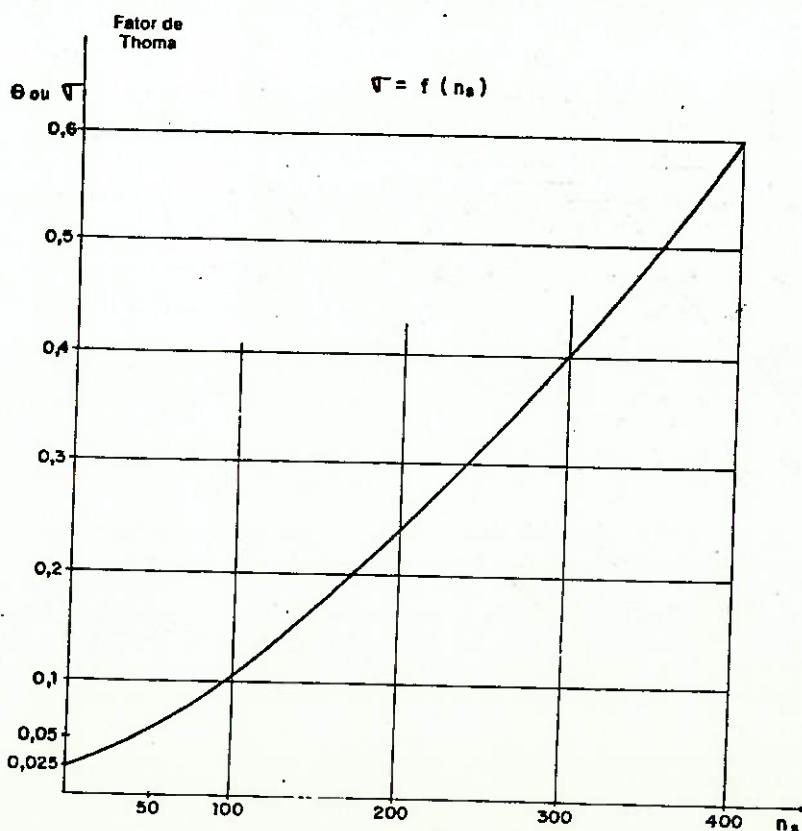
O fator de cavitação σ pode ser calculado pela seguinte fórmula empírica, a qual foi determinada após um grande número de ensaios:

$$\sigma = \phi \cdot n_q^{4/3} = \phi \left(\frac{n \sqrt{Q}}{4 \sqrt{H^3}} \right)^{4/3}, \text{ onde:}$$

ϕ = fator que depende da própria rotação específica n_q , e vale:

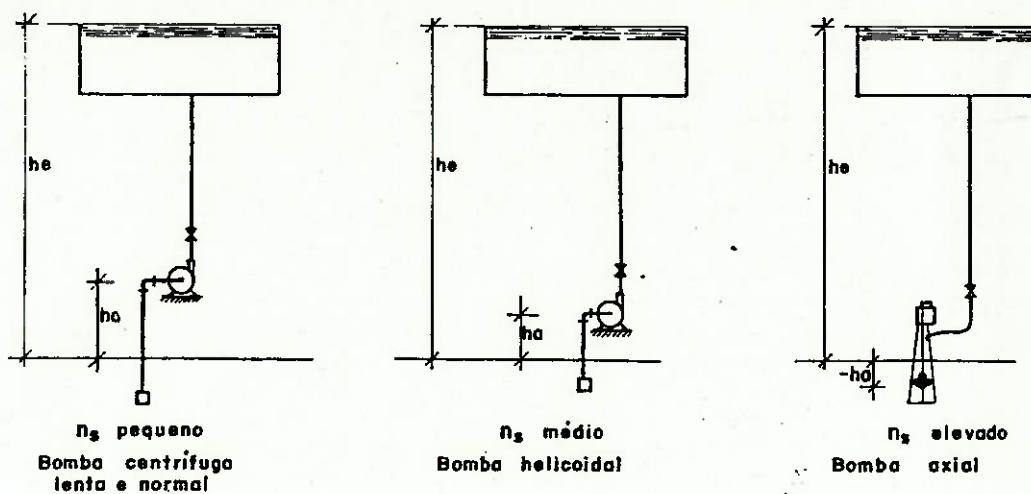
- $\phi = 0,0011$ para bombas centrífugas radiais, lentas e normais
- $\phi = 0,0013$ para bombas helicoidais e hélico - axiais
- $\phi = 0,00145$ para bombas axiais.

O gráfico de Stepanoff abaixo nos dá os valores de σ em função de n_s .

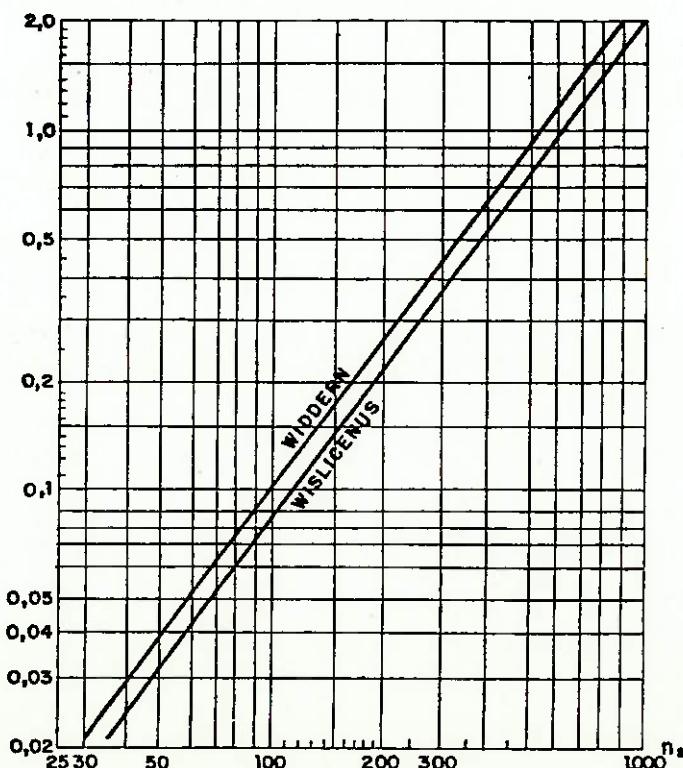


Como σ aumenta com a velocidade específica, as bombas de n_s ele vado exigem alturas de aspiração reduzidas, ou mesmo negativas (bomba afogada). A altura de aspiração negativa é indispensável nas bombas axiais.

Na figura abaixo vemos como, para uma mesma altura estática de elevação h_e , as bombas ficarão em níveis diferentes de acordo com a velocidade específica da bomba.



O gráfico abaixo dá os valores obtidos por Wislicenus e H. Cardinal Von Widdern para o fator de Thoma, em função da velocidade específica n_s :



As fórmulas propostas e pelas quais foram traçados os gráficos, são as seguintes:

$$- \text{Wislicenus : } \sigma = \frac{1,84 \cdot n_s^{4/3}}{70^4}$$

$$- \text{Cardinal von Widdern : } \sigma = \frac{2,14 \cdot n_s^{4/3}}{70^4}$$

Além de outras existe ainda a dos standards do Hydraulic Institute:

$$\sigma = 0,00205 n_s^{4/3}$$

Como foi dito anteriormente, quando não se dispõe da curva $NPSH_r = f(Q)$, podemos optar pela determinação indireta do NPSH através do fator de Thoma. Além dessa possibilidade, existem fórmulas empíricas que permitem o cálculo aproximado do NPSH. Uma delas é a fórmula proposta por Pfleiderer:

$$NPSH = \left[\left(\frac{n}{100} \right)^2 \cdot \frac{Q}{k_1 \cdot k_2} \right]^{2/3}, \text{ onde:}$$

n - rpm

$NPSH$ - m

Q - m^3/s

k_1 = coeficiente de redução da seção de entrada do rotor

$$k_1 = 1 - \left(\frac{d_{m1}}{d_e} \right)^2, \text{ onde:}$$

d_{m1} = diâmetro de entrada, correspondente ao filete médio

d_e = diâmetro da boca de entrada da bomba

k_1 varia de 0,6 a 0,9

k_2 = coeficiente adimensional, igual a:

2,6 para bombas radiais

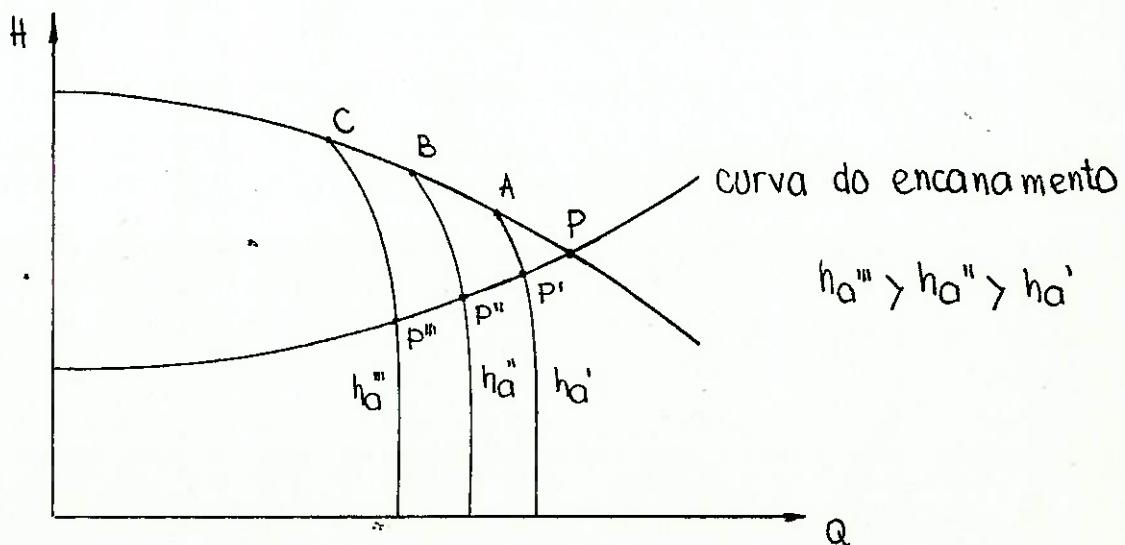
2,9 para bombas helicoidais

2,4 para bombas axiais

A experiência e os ensaios têm revelado que as bombas que funcionam com água quente ou com hidrocarbonetos líquidos não viscosos operam satisfatoriamente e com segurança usando um $NPSH_r$ inferior ao que normalmente exigiria se operasse com água fria. Este fato permite que, para a maior parte dos casos, se possa utilizar a curva $NPSH = f(Q)$, fornecida pelo fabricante da bomba, para a água fria.

6.4 - Alteração na curva $H = f(Q)$ devido a cavitação

Quando se alteram as condições de aspiração pelo aumento da altura estática de aspiração (h_a), ou das perdas de carga, ou ainda da tensão de vapor devido a um aumento da temperatura, abrindo-se progressivamente o registro no recalque, a partir do ponto crítico A (ponto limite a partir do qual inicia-se o processo de cavitação) a curva inicia uma curvatura acentuada e em seguida cai bruscamente. Isto significa que a cavitação que se processa produz uma queda da altura H , e a descarga deixa de aumentar embora o registro continue a ser aberto. Se aumentassem as grandezas mencionadas (principalmente a h_a), as descontinuidades iriam verificando-se para valores cada vez menores da descarga (pontos B e C da figura abaixo).



Vemos assim que a utilização das curvas características fornecidas pelos fabricantes deve ser feita com as devidas precauções nas condições de aspiração, sendo o desconhecimento dos fatos apontados a causa de grande número de insucessos em instalações de bombeamento.

Ao representarmos na figura acima a curva do encanamento e supondo que a altura estática h_e não varie, o ponto de funcionamento da bomba nas condições de altura de aspiração adequada é o ponto P. Ao aumentarmos as alturas de aspiração para valores h_a' , h_a'' e h_a''' , o ponto de funcionamento se deslocaria respectivamente para os pontos P' , P'' e P''' .

As curvas de rendimento sofreriam igualmente inflexão semelhante à curva (H,Q) , sendo que nas bombas centrífugas lentas e normais, a curva cai mais suavemente do que nas helicoidais e hélico-axiais.

6.5 - Golpe de Ariete em instalações de bombeamento

Golpe de ariete é a variação de pressão que ocorre nos encanamentos quando as condições de escoamento são alteradas pela variação da descarga. Assim, o fechamento de um válvula, a variação na carga demandada a uma turbina e que determina mudança na admissão da água, o desligamento da energia que alimenta o motor de uma bomba, são causas de modificação na velocidade de escoamento da água e, portanto, da força viva e da energia cinética de escoamento. Ao ocorrer, por exemplo, o fechamento de uma válvula na extremidade de um encanamento, como a energia cinética do escoamento não se pode anular, esta energia, ou parte dela, se transforma em energia de pressão, aumentando a pressão em relação à que reinava antes de ter havido a perturbação. Esta sobrepressão é o golpe de ariete, um dos chamados fenômenos transitórios ou transientes hidráulicos, que são ocorrências transitórias no escoamento, motivadas pela variação de uma grandeza definidora do escoamento.

A energia de pressão resultante do golpe de ariete se converte em trabalho de compressão do líquido e de deformação das paredes dos encanamentos, de peças, válvulas e órgãos de má-

quinas, em locais até onde a onda de sobrepressão se propaga.

O golpe de ariete em instalações de bombeamento pode ocorrer em virtude de uma atuação rápida nas válvulas e nos dispositivos de regularização, por motivo da interrupção da corrente elétrica que alimenta o motor, deliberadamente ou por acidente, e ainda, eventualmente, pela ocorrência de um defeito mecânico na bomba. O desenvolvimento do fenômeno do golpe de ariete numa instalação de bombeamento se processa da seguinte maneira:

- 1^a fase:

Quando por hipótese o fornecimento da energia elétrica é interrompido, a única energia que permite manter o rotor girando por algum tempo é a energia cinética da "árvore", isto é, dos elementos rotatórios do conjunto motor-bomba. Esta energia, porém, é pequena comparada com a necessária para manter a descarga sob a altura manométrica correspondente à instalação, de modo que a velocidade angular do rotor decresce rapidamente.

A redução da velocidade angular acarreta diminuição da descarga. A coluna líquida na linha de recalque, graças a sua inércia e à energia residual comunicada pelo rotor em virtude da inércia do conjunto rotatório, prossegue escoando, porém, com a velocidade descrecendo até que as forças de inércia referidas sejam equilibradas pelo efeito da ação da gravidade e do atrito, então o líquido se escoa num reservatório dissipando sua energia pela elevação do seu nível.

Nesta fase ocorre uma redução de pressão no interior do encanamento, sendo esta depressão maior no seu início, na união com a bomba, propagando-se ao longo do encanamento no sentido da sua saída. É a fase do chamado golpe de ariete negativo.

Cada elemento que se considere do encanamento se contraí sucessivamente por uma diminuição elástica do diâmetro enquanto a onda de depressão se propaga até o reservatório, com uma velocidade ou celeridade C .

Se a distância entre a bomba e o reservatório é l , o tempo que a onda leva para chegar ao reservatório é l/C . Após esse tempo, a tubulação está em depressão ao longo de toda sua extensão, e a água então fica imóvel.

- 2^a fase:

Devido a sua elasticidade, o encanamento readquire seu diâmetro primitivo, e isto, de próximo em próximo, considerando elementos sucessivos a partir do reservatório. A água retorna à bomba ao longo do encanamento e, ao fim de um novo tempo ℓ/C , isto é, de um tempo $2\ell/C$ a contar do início do fenômeno, a onda de pressão chega à bomba. Podem ocorrer nessa 2^a fase duas hipóteses, segundo haja ou não válvula de retenção.

- 1^a Hipótese:

Se não houver válvula de retenção, fato que ocorre em instalações de bombas de grande descarga, o líquido escoa na bomba em sentido inverso, embora durante um certo tempo ainda o rotor, por sua inércia, continue girando no mesmo sentido.

Essa é a chamada fase da dissipação da energia. O rotor vai girando cada vez mais lentamente, sua velocidade passa por zero (se anula) e começa depois a girar em sentido contrário como se fosse uma turbina hidráulica, sob a ação da água vinda da linha de recalque.

O número de rotações vai aumentando rapidamente até atingir o valor nominal de rotações funcionando porém em sentido inverso. Durante essa fase, produz-se um acréscimo de pressão no interior da bomba e no encanamento de recalque. A descarga em sentido inverso vai aumentando à medida que a rotação se aproxima da nominal no sentido inverso, atinge o máximo para a rotação nominal inversa e começa a diminuir.

O valor das amplitudes de oscilação da pressão que se produzem durante esse processo depende da inércia do conjunto dos rotores da bomba e do motor. Se a inércia é pequena, pode-se considerar desprezível o tempo de anulação da descarga, chegando-se no cálculo a valores elevados para as amplitudes de oscilação da pressão.

Parmakian procedeu a estudos e ensaios com bombas centrífugas de velocidade específica reduzida e apresentou gráficos que permitem obter os valores da sobrepressão provocada pelo golpe de ariete em função de certos parâmetros.

- 2^a Hipótese :

Havendo válvula de retenção no início da linha de recalque, a corrente líquida, ao retornar à bomba, encontra a válvula fechada, o que ocasiona uma compressão do líquido, dando origem a uma onda de sobrepressão, que é o golpe de ariete positivo.

Se a válvula de retenção fechar no momento preciso, a sobrepressão junto a válvula poderá atingir valores até cerca de 90% da altura estática de elevação. Os efeitos do golpe de ariete se verificam sob uma forma oscilatória, até que a energia do líquido seja absorvida pelas forças elásticas do material do encanamento. Se a válvula não funcionar adequadamente, não deterá a coluna líquida em retorno, de modo que, até que a válvula se feche, terá penetrado na bomba uma certa descarga, cuja velocidade pode atingir valor tão elevado que, dependendo do tempo que a válvula leva para fechar, a sobrepressão, quando ocorre o fechamento, poderá alcançar valores superiores ao acima mencionado. Isto supondo naturalmente que não haja válvula de pé no início da tubulação de aspiração. As válvulas evidentemente são projetadas para que o fechamento seja rápido, impedindo o refluxo para o interior da bomba, havendo algumas que possuem molas apropriadas, de modo a fazer com que se fechem antes da ação da onda de retorno, o que reduz o valor da sobrepressão.

Segundo Parmakian, se desprezarmos as perdas de carga na linha de recalque, a sobrepressão na saída da bomba, no caso do fechamento rápido de uma válvula de retenção é em valor absoluto, aproximadamente igual ao valor da depressão existente no momento em que se verifica a onda de retorno.

- 3^a Fase:

Os elementos sucessivos do encanamento vão sofrer também os efeitos da onda de pressão a medida que esta se propaga a partir da válvula de retenção até a saída no reservatório. Ao fim de um novo tempo t/C , isto é, $3t/C$ a partir do início, todo o encanamento ter-se-á dilatado com a água submetida à sobrepressão e imóvel.

- 4^a Fase:

Graças a sua elasticidade, o encanamento recupera seu diâmetro primitivo, de elemento em elemento, a partir do reservatório, no sentido de volta à bomba. Ao fim de um novo período l/C , isto é $4l/C$ a partir do início, volta-se à situação que existia no momento do desligamento brusco da bomba. O período do movimento total é pois $4l/C$.

O fenômeno se reproduziria indefinidamente se não houvesse o efeito amortecedor das perdas de carga e da elasticidade do material do encanamento. A onda de sobrepressão, como já se viu, é máxima junto à bomba e nula na saída do reservatório.

6.6 - Recursos empregados para reduzir os efeitos do golpe de ariete

A depressão que ocorre na fase inicial do golpe de ariete pode provocar o esmagamento do tubo, se este não possuir espessura suficiente. Uma regra prática indica que não haverá esmagamento em tubo de aço se a espessura, expressa em milímetros, for igual ou superior a 8 vezes o diâmetro do tubo expresso em metros.

Assim, para um tubo de 1,20m de diâmetro, a espessura mínima deverá ser de 9,6mm $\approx 3/8"$ (sem considerar a margem para atender aos efeitos da corrosão).

Não é possível suprimir totalmente os efeitos do golpe de ariete.

Para reduzir seu valor a limites aceitáveis, podem-se:

- a. Usar encanamentos de diâmetro grande, isto é, velocidades de escoamento reduzidas.
- b. Adaptar volantes de grande inércia que reduzem o efeito da subpressão.

O volante de inércia reduz a amplitude da onda de depressão, mas seu emprego se limita a instalações em que a linha de recalque não exceda algumas centenas de metros, pois de outro modo deveria ter dimensões exageradas. Para a proteção contra a onda de retorno, além do volante, usa-se uma válvula de retenção ou de alívio. O dimensionamento de um volante para limitar o valor

da subpressão pode ser encontrado no livro *Hydraulic Urbaine*, de A. Dupont.

c. Empregar válvulas de alívio anti-golpe de ariete que deverão limitar a sobrepressão, ou válvulas supressoras.

A válvula anti-golpe de ariete é colocada em derivação no encanamento de recalque e se abre automaticamente quando a pressão atinge um valor pré-determinado, descarregando a água para o reservatório ou um poço. São muito usadas as válvulas Blondelet (fabricadas pela Cia. Ferro Brasileira) e as válvulas anti-golpe de ariete da Cia. Metalúrgica Barbará e da Aramfarpa.

d. Utilizar reservatório de ar que protegem contra a sobre e a subpressão.

Para impedir a descontinuidade do escoamento no recalque quando a bomba é desligada, pode-se empregar água acumulada sob pressão no interior de um reservatório metálico, ligado ao encanamento de recalque, logo após a válvula de retenção (reservatório hidropneumático).

A pressão do ar no reservatório, em condições de funcionamento normal, equilibra a pressão no encanamento no ponto onde este se acha ligado ao reservatório.

Ao desligar a bomba, a válvula de retenção se fecha e uma parte da água contida no reservatório vai para o encanamento, uma vez que, nessa primeira fase do golpe de ariete, a pressão no encanamento é inferior à do reservatório. Com isto, evita-se que a onda de depressão seja muito elevada.

A velocidade de escoamento vai diminuindo até se anular. Em seguida, processa-se a onda de sobrepressão que tende a fazer a água voltar para a bomba. Como encontra o reservatório, a água se dirige para ele, empregando sua energia em comprimir o ar. Além disso, pode-se usar na tubulação, na entrada do reservatório de pressão, um "bocal borda dissipador de energia".

Os reservatórios de ar protegem a instalação contra sobrepressão e subpressão e são muito empregados.

e. Construir chaminés de equilíbrio (stand-pipes) no caso de linhas de recalque longas, separando o trecho de grande declividade do trecho de pequena inclinação.

Quando a linha de recalque apresenta pontos elevados seguidos de depressões ou quando é muito longa e de pequena declividade, pode ocorrer uma rarefação (vácuo) capaz de vaporizar o líquido. Nestas situações pode-se adotar uma solução mista: reservatório de ar para atender ao trecho regularmente ascendente e chaminé de equilíbrio para o trecho longo. A solução importará em despesa considerável caso a chaminé possua dimensões grandes, porém conferirá plena segurança, tanto do ponto de vista funcional quanto do de operação, pois praticamente não requer manutenção. Não é usual empregar-se chaminé junto à elevatória; prefere-se usar reservatório de ar. O estudo e projeto de chaminés de equilíbrio pode ser encontrado no livro "Protections des conduits contre le coup de belier", de André Dupont.

- f. Empregar válvulas de retenção especiais com "by-pass". Essas válvulas podem ser fechadas manual ou automaticamente, depois que a válvula de retenção tiver fechado e o "by-pass" desempenhado sua função.
- g. Empregar válvulas de retenção com mola; por exemplo ESCO - modelo PM. A mola é calculada para cada caso específico e produz o fechamento da válvula no instante da velocidade nula, eliminando a reversão do escoamento. São usadas em diâmetros de 75 a 600 mm.

Finalizando, existem vários métodos para o cálculo do golpe de ariete, por exemplo o método simplificado de Parmakian, o cálculo segundo o P-NB-591/77 da ABNT, métodos gráficos de Schlay, Schnyder, Lowy, Angus e Bergeron (Épuras de Bergeron).

A partir da análise e cálculo do golpe por algum dos métodos, serão tomadas as medidas necessárias para reduzir seus efeitos.

Capítulo 7 - Teoria Elementar da Ação do Rotor sobre o líquido

7.1 - Diagrama das velocidades

Examinando o que ocorre com uma partícula líquida que está em contato com uma das pás do rotor, quando este se acha em movimento, notamos que a pá, deslocando-se com velocidade angular suposta constante, arrasta a partícula, obrigando-a a descrever uma certa trajetória sobre sua superfície. Essa trajetória é uma trajetória relativa e é um perfil da pá acompanhado pela partícula.

Mas, enquanto a partícula acompanha a superfície da pá, descrevendo a trajetória relativa, a pá gira e comunica um movimento de arrastamento à partícula. O resultado da composição desses dois movimentos, e que a partícula descreve em relação ao sistema fixo é uma trajetória denominada trajetória absoluta.

O vetor velocidade \vec{V} do movimento absoluto resulta da composição geométrica dos vetores \vec{U} e \vec{W} representativos das velocidades u - de arrastamento (também chamada velocidade periférica ou circunferencial) e w - relativa. A grandeza u é também a velocidade que possui o ponto do rotor, que coincide, no instante considerado, com a partícula líquida.

O diagrama com os vetores representados em verdadeira grandeza é chamado diagrama de velocidades.

Nas bombas centrífugas radiais puras, as pás são superfícies cilíndricas de geratrices paralelas ao eixo de rotação e compreendidas entre coroas circulares praticamente paralelas entre si, de modo que as trajetórias são curvas que se podem considerar situadas em planos normais ao eixo, fornecendo assim, em verdadeira grandeza, as projeções normais das velocidades.

No projeto, seja de bomba ou turbina, apresenta interesse o conhecimento das seguintes grandezas, representadas na figura abaixo (que mostra também os diagramas de velocidades para duas partículas líquidas, representadas pelos pontos A_1 e A_2):

- α - ângulo formado pelo vetor velocidade absoluta \vec{V} , com o vetor velocidade circunferencial \vec{U} ;
- β - ângulo formado pela direção do vetor velocidade

relativa \vec{W} , com o prolongamento em sentido oposto do vetor \vec{U} . É chamado de ângulo de inclinação das pás;

- \vec{W}_m e \vec{V}_m - componentes meridianas ou radiais de \vec{W} e \vec{V} ;
- \vec{W}_u e \vec{V}_u - componentes periféricas ou de arrastamento de \vec{W} e \vec{V} , sobre a direção de \vec{U} .

Podemos então escrever:

$$\tan \alpha = \frac{V_m}{V_u} \quad (7.1)$$

$$\tan \beta = \frac{W_m}{W_u} = \frac{V_m}{W_u} = \frac{V_m}{U - V_u} \quad (7.2)$$

A componente meridiana V_m aparece nas expressões da descarga no rotor, e a componente periférica V_u aparece nas expressões da energia cedida pelo rotor ao líquido.

De acordo com a figura abaixo, uma partícula vindinha do tubo de aspiração chega ao ponto A_1 , na entrada do rotor, com a velocidade representada por V_1 onde encontra a face de uma pás que está girando no ponto A_1 , com a velocidade circunferencial U_1 , de módulo $u = \omega \cdot r_1$.

Sob a ação da pás, a partícula vai descrever a trajetória relativa $A_1 A_2$ dada pelo perfil da pás, começando com a velocidade relativa W_1 tangente ao perfil. A composição dos movimentos permite que se possa escrever para as velocidades no ponto A_1 :

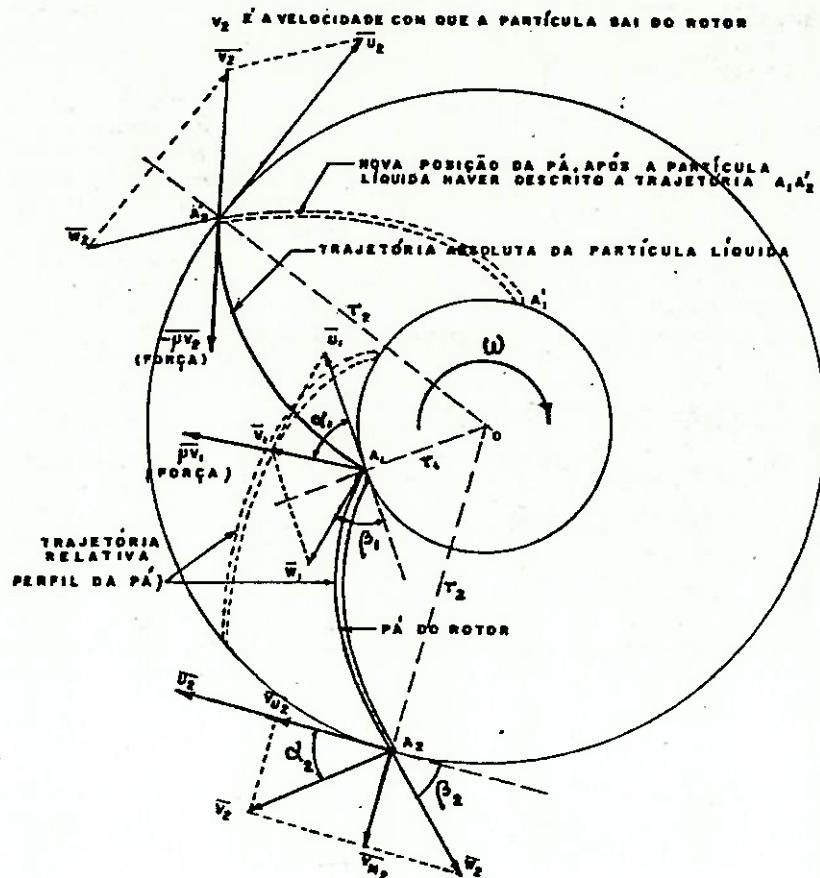
$$\vec{V}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1 \quad (7.3)$$

e que permite determinar os módulos w_1 e v_1 das velocidades W_1 e V_1 , visto conhecermos suas direções e a direção, o sentido e o módulo de U_1 .

Enquanto a partícula descreve a trajetória relativa, sempre em contato com a pás, sua velocidade relativa W vai diminuindo em consequência das resistências passivas encontradas no percurso e da modificação da seção do canal.

A pás, no seu deslocamento, arrasta a partícula, obrigando-a a descrever a trajetória absoluta $A_1 A_2$. A velocidade de saída V_2 resulta da composição geométrica de U_2 com W_2 , como está

indicado para o ponto A'_2 .



Em vista de a partícula líquida se deslocar em relação à pá enquanto esta gira, a aceleração total a que a partícula é submetida e à qual corresponde a força de inércia resulta das acelerações dos movimentos componentes e da aceleração complementar de Coriolis ($2\omega u$, sendo ω a velocidade angular). Esta força admite uma componente tangencial e outra normal à trajetória absoluta.

A componente tangencial gera uma aceleração tangencial comunicando energia cinética à partícula.

A componente normal provoca a mudança de direção em virtude da aceleração centrípeta, responsável pela curvatura da trajetória.

Para que possamos considerar a trajetória relativa da partícula como coincidente com o perfil das pás, é necessário admitir que estas sejam em número infinito e sem espessura, e que o escoamento se processe sem turbilhonamento. Esta é uma hipótese simplificadora, porém irreal, em que os atritos são desprezados. Posteriormente serão analisadas as devidas correções.

7.2 - Equação das Velocidades

A altura total de elevação, H_e , não é integralmente utilizada na elevação do líquido (H_u); uma parte é perdida para vencer as resistências de natureza hidráulica, J_ϵ , que ocorrem no interior da bomba. Assim

$$H_e = H_u + J_\epsilon$$

Considerando o que se passa apenas no rotor, podemos escrever, desprezando as variações de cota por se compensarem devido a simetria do rotor:

$$H_e = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + J'_\epsilon \quad (7.4)$$

Isto significa que a energia cedida pelo rotor é feita parte sob forma de energia de pressão ($\frac{P_2 - P_1}{\gamma}$); outra sob forma de energia cinética ($\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$); e outra perdida no interior do próprio rotor J'_ϵ . Esta parcela J'_ϵ é parte das perdas J_ϵ da bomba completa (rotor e difusor).

O acréscimo de energia de pressão representado por $\frac{P_2 - P_1}{\gamma}$ resulta:

a. Da ação da força centrífuga devida ao movimento do rotor;

b. Da variação da velocidade relativa do líquido ao atravessar os canais formados pelas pás do rotor, e onde justamente ocorre a perda de energia J'_ϵ .

No volume de revolução formado pelo movimento do rotor, considerado cheio de líquido de peso específico γ , imaginemos um anel de raio médio r , espessura dr e altura z . Tomemos desse anel,

um elemento de comprimento d_s , de massa:

$$d_m^2 = \frac{\gamma}{g} \cdot z \cdot d_r \cdot d_s$$

Consideremos esse anel girando em torno do eixo de rotação, que é o eixo geométrico da bomba, com velocidade angular ω .

A força centrífuga que atua sobre o elemento do anel é:

$$d_{Fc}^2 = d_m^2 \cdot \omega^2 \cdot r = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot z \cdot r \cdot d_r$$

Esta força atuando sobre o arco $z \cdot d_s$ do elemento dá origem a uma pressão

$$dp = \frac{d_{Fc}^2}{z \cdot d_s} = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r \cdot d_r$$

Integrando entre os limites que definem os bordos de saída e de entrada do rotor, teremos:

$$\Delta p' = \frac{\gamma \cdot \omega^2}{2g} (r_2^2 - r_1^2) = \frac{\gamma}{2g} (u_2^2 - u_1^2)$$

sendo u_1 e u_2 respectivamente, as velocidades circunferenciais dos bordos de entrada e de saída do rotor na seção considerada, normal ao eixo.

Exprimindo em metros de coluna líquida de peso específico γ , temos:

$$\frac{\Delta p'}{\gamma} = \frac{1}{2g} (u_2^2 - u_1^2) \quad (7.5)$$

O líquido ganha pressão exclusivamente devido ao movimento de rotação.

Ao percorrer os canais do rotor cujas seções são crescentes, o líquido sofre uma variação de velocidade e de pressão, cedendo a energia J'_e . Desprezando h (variação de cotas entre a entrada e a saída do rotor), teremos em consequência do movimento relativo, onde não há ganho de energia,

$$J'_e = - \frac{\Delta p''}{\gamma} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \Rightarrow \frac{\Delta p''}{\gamma} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} - J'_e \quad (7.6)$$

A variação de pressão ($p_2 - p_1$) resulta do acréscimo $\Delta p'$ devido ao movimento de arrastamento, e do acréscimo $\Delta p''$ do movimento relativo:

$$p_2 - p_1 = \Delta p' + \Delta p''$$

Portanto, de acordo com (7.4), (7.5) e (7.6), teremos:

$$H_e = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (7.7)$$

Esta equação é conhecida como equação das velocidades ou da energia cedida ao líquido pelo rotor. Revela que a energia cedida pelo rotor ao líquido depende apenas das velocidades à entrada e à saída do rotor.

7.3 - Equação Fundamental das Bombas Centrifugas

Um líquido, ao escoar-se num canal, exerce sobre as paredes do mesmo um sistema de forças. Inversamente, para obrigar o líquido a escoar-se pelo mesmo canal, devemos exercer sobre a massa líquida um sistema de forças igual e contrário ao referido.

A soma dos momentos de todas essas forças, que é o momento de elevação M_e , acrescida dos momentos resistentes mecânicos nos mancais M_p , deve equilibrar o momento motor M_m que o motor aplica ao eixo do rotor para mantê-lo em movimento uniforme. Assim,

$$M_m = M_e + M_p$$

Analizando o sistema de forças envolvido na equação acima, chegamos à seguinte equação:

$$M_e = u (V_{u_2} r_2 - V_{u_1} r_1) = \frac{P}{g} (V_{u_2} r_2 - V_{u_1} r_1)$$

$$M_e = \frac{\gamma Q}{g} (V_{u_2} r_2 - V_{u_1} r_1) \quad (7.8)$$

A potência de elevação pode ser expressa por:

$$L_e = M_e \cdot \omega = \gamma Q H_e = \frac{\gamma Q H u}{\epsilon}$$

$$\frac{\gamma Q}{g} (V u_2 r_2 - V u_1 r_1) \cdot \omega = \frac{\gamma Q}{\epsilon} \cdot H u$$

Como $u_1 = \omega r_1$ e $u_2 = \omega r_2$, temos:

$$H_e = \frac{H u}{\epsilon} = \frac{1}{g} (u_2 V u_2 - u_1 V u_1) \quad (7.9)$$

que é a Equação Fundamental das bombas centrífugas, também conhecida como Equação de Euler.

Para obter o maior valor de H_e é necessário fazer o líquido entrar radialmente no rotor (entrada meridiana, onde $V_1 = V_{m1}$), o que torna $V u_1 = 0$ e portanto anula o termo subtrativo $u_1 V u_1$.

7.4 - Influência da forma da pás sobre a altura de elevação.

As pás são caracterizadas pelos ângulos de entrada e de saída, conforme demonstra a equação de Euler, onde somente as grandezas no bordo de entrada e saída aparecem.

7.4.1 - Ângulo de entrada do líquido no canal formado pelas pás do rotor

Da equação de Euler, concluimos que a energia H_e é máxima quando o termo subtrativo $u_1 \cdot V u_1$ se anula, o que ocorre quando a entrada for radial ou meridiana, isto é, $V u_1 = 0$. A condição é satisfeita quando:

$$\alpha_1 = 90^\circ \text{ e } \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{V_1}{u_1}$$

7.4.2 - Ângulo de saída do líquido dos canais formados pelas pás

O ângulo β_2 , formado pela direção da velocidade w_2 do líquido ao sair do rotor com o prolongamento em sentido contrário da velocidade de arrastamento U_2 determina a direção da tangente ao bordo de saída da pás e, por conseguinte, a forma da pás à saída.

O ângulo β_2 , influenciando os valores da velocidade absoluta V_2 e de sua componente circunferencial Vu_2 , afeta o valor da energia H_e cedida pelo rotor, e é de grande interesse, para quem lida com bombas, conhecer essa influência. Para analisarmos a influência do ângulo β_2 , admitiremos constantes os valores da descarga Q , o número de rpm n , os raios circunferenciais r_1 e r_2 , e admitiremos ainda que o valor da componente meridiana ou radial Vm_2 da velocidade absoluta de saída é igual ao da componente meridiana Vm_1 da velocidade absoluta de entrada que, no caso da entrada meridiana, é igual a v_1 , isto é,

$$Vm_2 = V_2 \cdot \sin \alpha_2 = v_1$$

Embora essa condição não seja obrigatória para todos os tipos de bombas, nas centrífugas puras é praticamente realizada e, de qualquer modo, pode ser conseguida reduzindo progressivamente a largura b do rotor, para que seja satisfeita a igualdade:

$$Vm = \frac{Q}{2 \pi \cdot r \cdot b} = \text{constante}$$

Supondo que a velocidade círcular u_2 seja sempre a mesma em todos os casos que vamos analisar, temos, a partir da Equação das Velocidades:

a. Energia de pressão ou energia potencial:

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + J' \epsilon = \frac{u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

$$\text{Sendo } Vm_2^2 = V_2^2 = w_1^2 - u_1^2 \text{ e } w_2^2 - Vm_2^2 = (u_2 - Vu_2)^2,$$

temos:

$$H_p = \frac{u_2^2 - w_2^2 + v_{m2}^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left[u_2^2 - (u_2 - vu_2)^2 \right] \quad (7.10)$$

b. Energia dinâmica ou cinética

$$H_c = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2 - v_{m2}^2}{2g} = \frac{vu_2^2}{2g} \quad (7.11)$$

A energia total é:

$$H_e = H_p + H_c = \frac{1}{2g} \left[u_2^2 - (u_2 - vu_2)^2 \right] + \frac{vu_2^2}{2g} = \frac{u_2^2 + vu_2^2}{g}$$

que é a Equação de Euler simplificada, quando fazemos $vu_1 = 0$.

Conforme o ângulo β_2 , as pás podem ser:

- Inclinadas para trás, quando o ângulo β_2 for inferior a 90° ;
- Terminadas radialmente, quando o ângulo β_2 for igual a 90° ;
- Inclinadas para frente, quando o ângulo β_2 for maior que 90° .

Definindo a relação entre a energia de pressão H_p e a energia total H_e , como sendo o Grau de Reação (Blade Loading) da bomba, temos:

$$G = \frac{H_p}{H_e} = \frac{1}{2g} \left[u_2^2 - (u_2^2 - 2u_2 \cdot vu_2 + vu_2^2) \right] \times \frac{g}{u_2^2} = \\ = 1 - \frac{vu_2^2}{2u_2^2}$$

Sabendo-se que $vu_2 = u_2 - v_{m2} \cot \beta_2$, vem:

$$G = 1 - \frac{u_2 - v_{m2} \cot \beta_2}{2u_2} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{v_{m2}}{u_2 \tan \beta_2} \right] \quad (7.12)$$

a. Pás inclinadas para trás ($\beta_2 < 90^\circ$)

Analizando a equação (7.12) verificamos que quanto maior v_{m2}/u_2 e menor o ângulo β_2 tanto maior será o grau de rea-

ção, isto é, tanto maior será a carga de pressão relativamente à carga total. Ao contrário, ao aumentarmos o ângulo β_2 , a carga de pressão diminui e, para a mesma carga total, a energia cinética deve aumentar. Tal carga está ligada diretamente a grandes velocidades de saída do líquido do rotor o que acarretará grandes perdas de energia e portanto menor rendimento da bomba. Por isso não é vantajoso empregar pás com grandes valores para o ângulo β_2 , isto é, pás inclinadas para frente.

Ainda na categoria de pás inclinadas para trás, pode-se chegar a obter uma pás em que a saída do líquido é radial, onde $\alpha_2 = 90^\circ$ e portanto $\cos \alpha_2 = 0$.

$$\text{Como } H_e = \frac{u_2 \cdot Vu_2}{g} = \frac{u_2 \cdot V_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \Rightarrow H_e = 0$$

Isto significa que as pás não transmitem energia ao líquido, isto é, são inativas.

Assim,

$$\begin{aligned} V_2^2 - u_2^2 &= w_1^2 - u_1^2 \Rightarrow u_2^2 - u_1^2 = - (w_1^2 - w_2^2) \Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} &= - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \end{aligned}$$

Deste modo a energia de pressão devida a força centrífuga é anulada pela energia de pressão devida a variação da velocidade relativa, o que conduz a $H_p = 0$.

Logo, não se deve projetar pás com o ângulo β_2 para o qual se obtenha $\alpha_2 = 90^\circ$, pois o líquido, ao abandonar o rotor, teoricamente não possuirá energia para o desejado escoamento.

b. Pás terminadas radialmente ($\beta_2 = 90^\circ$) (Pás tipo Rittinger)

Do diagrama de velocidades, temos:

$$Vu_2 = V_2 \cdot \cos \alpha_2 = u_2$$

A energia total é:

$$H_e = \frac{u_2 \cdot Vu_2}{g} = \frac{u_2 \cdot u_2}{g} = \frac{u_2^2}{g}$$

A energia potencial será:

$$H_p = \frac{1}{2g} [u_2^2 - (u_2 - vu_2)^2] = \frac{u_2^2}{2g} = \frac{H_e}{2}$$

A energia cinética será:

$$H_c = \frac{vu_2^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} = \frac{H_e}{2}$$

Vemos que, para a saída radial da velocidade relativa do líquido, a energia total H_e que o rotor fornece ao líquido é composta por parcelas iguais de energia potencial de pressão e energia cinética.

c. Pás curvadas para frente ($\beta_2 > 90^\circ$)

Neste caso forçosamente $vu_2 > u_2$, e pode-se concluir que a energia cinética aumenta mais rapidamente de valor à medida que β_2 aumenta, a partir da situação em que $\beta_2 = 90^\circ$.

Ao ser atingido um ângulo β_2 tal que $vu_2 = 2u_2$, tem-se:

$$H_e = \frac{u_2 \cdot 2u_2}{g} = \frac{2u_2^2}{g}$$

A energia de pressão será nula, pois:

$$H_p = \frac{1}{2g} [u_2^2 - (u_2 - vu_2)^2] = \frac{1}{2g} [u_2^2 - u_2^2] = 0$$

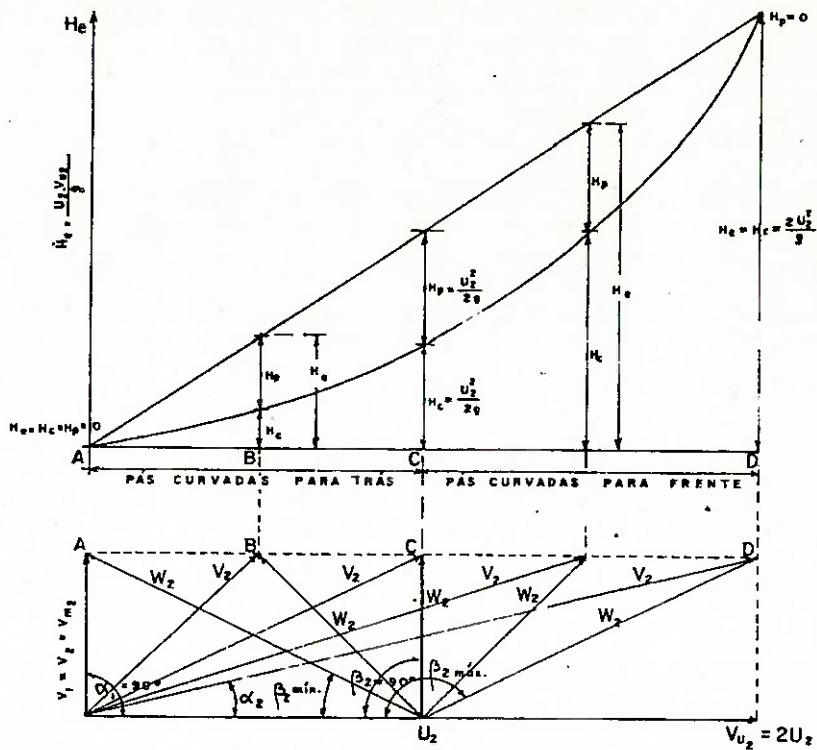
A energia cinética passa a ser:

$$H_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{vu_2^2}{g} = \frac{(\frac{2u_2}{2g})^2}{g} = \frac{2u_2^2}{g}$$

A energia total é fornecida ao líquido sob a forma de energia cinética. Se aumentássemos ainda mais o valor de β_2 , teríamos $H_p < 0$, o que representaria a ruptura dos filetes líquidos.

A figura abaixo ressalta a influência do ângulo β_2 sobre os valores das energias de pressão e cinética. Nela está representada a variação da energia fornecida ao líquido em função dos ângulos β_2 , adotando um sistema de eixos em que as abscissas

indicam os valores de Vu_2 - que dependem diretamente de β_2 - e as ordenadas os valores de H_e . A energia total H_e é representada por uma reta que passa pela origem e a energia cinética H_c pelo ramo da parábola que também parte da origem. As ordenadas compreendidas entre a reta e a parábola fornecem, evidentemente, os valores da energia de pressão H_p .



7.5 - Conclusões

Pelo que vimos, a energia total fornecida ao líquido é tanto maior quanto maior for o ângulo β_2 , o que equivale a dizer que as pás curvadas para frente proporcionam uma energia maior ao líquido em igualdade de velocidade circumferencial e, não obstante, conduz a um baixo rendimento, devido às perdas de energia por atrito do líquido no rotor e no difusor da bomba pois, no curto trajeto desde o bordo de entrada até o de saída, o líquido

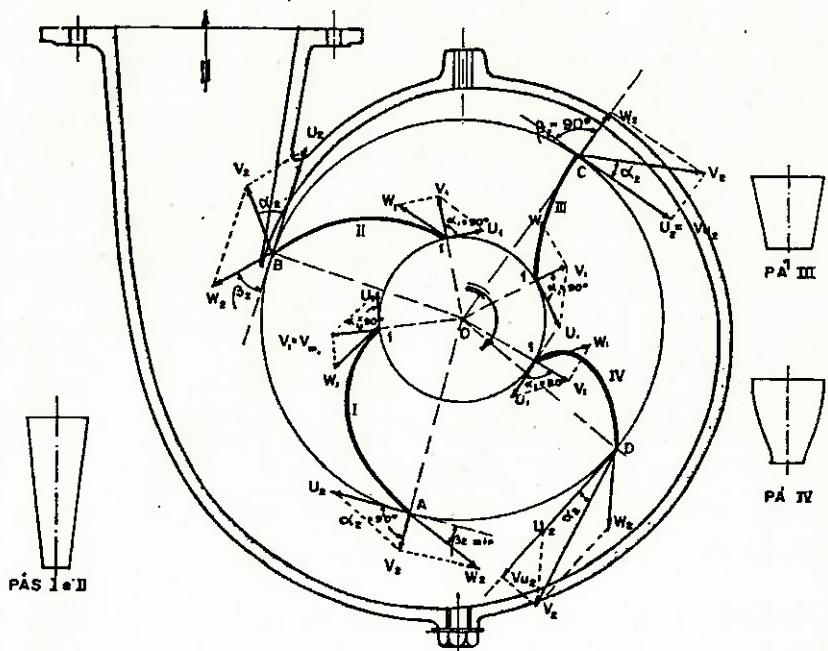
deve sofrer ação de uma acentuada aceleração e as velocidades resultantes, sendo elevadas, produzem consideráveis perdas de energia por atrito. No difusor, a transformação dessas elevadas velocidades (energia cinética) em pressão (energia de pressão) é nova causa de perdas de energia. As bombas assim construídas servem contudo para grandes descargas e pequenas alturas de elevação.

Com as pás curvadas para trás, o líquido é submetido a uma aceleração menos acentuada e as perdas por atrito também são mais reduzidas, apesar do maior trajeto que o líquido tem de percorrer. Além disso, o alargamento progressivo do canal entre as pás é mais suave, o que favorece um escoamento melhor do líquido. Nesse caso, como a maior parte da energia é de pressão, a transformação da menor energia, devida à velocidade absoluta de saída, em energia de pressão, se faz a custa de menores perdas por atrito no difusor, o que vem beneficiar o rendimento.

Esses motivos levaram os fabricantes a adotar as pás curvadas para trás na quase totalidade das bombas centrífugas, estando β_2 compreendido entre $17^{\circ}30'$ e 30° , sendo aconselhado como regra geral o valor de $22^{\circ}30'$ por A.J. Stepanoff.

Na figura abaixo estão representadas diversas pás com diferentes inclinações do ângulo β_2 , a saber:

- pás I e II : $\beta_2 < 90^{\circ}$
- pá III : $\beta_2 = 90^{\circ}$
- pá IV . $\beta_2 > 90^{\circ}$



7.6 - Discordância entre os resultados experimentais e a Teoria Elementar

7.6.1 - Influência do número finito de pás no rotor

Para calcularmos a energia H_e cedida pelo rotor, haviamos admitido que:

a. As pás eram em número infinito e sem espessura, guiando perfeitamente os filetes líquidos;

b. O escoamento se realizava em condições ideais (sem perdas).

Acontece que a energia H'_e que o rotor realmente cede ao líquido é inferior ao valor H_e calculado com as equações da teoria elementar. Logo, se calcularmos e projetarmos uma bomba, partindo do valor do rendimento hidráulico obtido em ensaios com bombas análogas já construídas e aplicarmos a teoria elementar, não conseguiríamos obter a energia desejada H_e e sim um valor inferior H'_e .

Duas soluções têm sido empregadas para resolver o problema:

a. Adotar para o rendimento hidráulico ϵ um valor menor do que o encontrado em caso similar, em ensaios de laboratório. Em seguida, aplicar as equações da teoria elementar. Como $H_u = \epsilon \cdot H_e$, isto corresponde a projetar a bomba, prevendo um maior valor para a energia H_e a ser cedida pelas pás.

b. Introduzir, no valor de H_e teórico, uma correção através de um fator, de modo a poder utilizar os cálculos da teoria elementar. Assim, partindo da altura útil H_u desejada, calcula-se primeiramente um valor $H'_e = H_u / \epsilon$ usando a teoria elementar, e o ϵ tirado dos resultados de ensaios. Em seguida multiplica-se o H'_e por um fator de correção e chega-se ao H_e teórico, supondo número infinito de pás sem espessura. Procede-se ao dimensionamento do rotor com esse novo valor de H_e .

Os estudos feitos acerca dessa divergência entre os resultados experimentais e os cálculos teóricos baseados nas hipóteses simplificadoras levaram em conta os seguintes fatores:

- A entrada do líquido no rotor não se faz radialmente (com $\alpha_1 = 90^\circ$), e os filetes líquidos relativos que deveriam entrar tangenciando as pás sofrem um desvio em virtude de a ação das pás se estender até uma certa distância na boca da bomba, em direção ao tubo de aspiração, desvio este denominado pré-rotação. Em virtude da pré-rotação, Vu_1 , que seria nula com a entrada meridiana, assume um certo valor, de modo que o termo subtrativo $u_1 \cdot Vu_1$ da equação de Euler indicará que a energia cedida ao líquido ficará menor. O fenômeno é insignificante em bombas bem projetadas e funcionando com a descarga normal, mas pode se acentuar para valores da descarga inferiores ou superiores ao valor de projeto.

- As pás do rotor são em número relativamente reduzido, não conseguindo portanto guiar perfeitamente bem os filetes líquidos. Em virtude da própria inércia que tem o líquido em ser desviado de sua trajetória natural, há forçosamente uma maior pressão na face de ataque das pás e, consequentemente, uma rarefação no dorso das mesmas. Então, as pressões variam de um ponto a outro de uma mesma circunferência, sendo máxima num ponto da face de ataque e mínima num ponto do dorso. Fenômeno semelhante e inverso se

Verifica com as velocidades relativas do líquido: onde reina maior pressão, há menor velocidade e vice-versa, isto é, o W é maior no dorso das pás. As trajetórias relativas não são, como foi admitido, rigorosamente paralelas ao perfil das pás; elas sofrem uma inclinação ou desvio para trás no bordo de saída do rotor. Observando o diagrama das velocidades à saída das pás, verificaremos que, em virtude do desvio da corrente líquida, o valor de α_2 é superior ao teórico, e portanto Vu_2 é menor. Pela equação de Euler, verifica-se que a energia H'_e realmente cedida pelas pás é menor do que H_e .

Na prática de projeto de bombas, o problema da determinação da energia H_e , com a qual se deve dimensioná-las, costuma ser resolvido com o emprego de coeficientes que levam em conta os fenômenos citados e que são introduzidos nas fórmulas da teoria elementar.

Um dos recursos é o emprego do fator de correção ψ de Pfleiderer, baseado em pesquisas experimentais. Desta forma, temos:

$$H_e = H'_e \left(1 + \frac{2\psi}{z} \cdot \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \right) \quad \text{onde:}$$

H'_e = energia cedida ao líquido pelas pás, após a correção do desvio angular

H'_e = energia cedida ao líquido, sem desvio

z = número de pás do rotor

r_1 = raio do bordo de entrada do rotor

r_2 = raio do bordo de saída do rotor

ψ = fator de correção, experimental, variável com o valor do ângulo β_2 , conforme tabela abaixo:

Valores de ψ

β_2 20° 23° 25° 30° 35° 40°

ψ 0,86 0,90 0,91 0,95 1,00 1,04

7.6.2 - Influência da espessura das pás

As pás do rotor a sua entrada possuem uma espessura apreciável, em geral se adelgaçando em direção ao bordo de saída. Isto produz uma diminuição na seção de escoamento, afetando os valores das velocidades e provocando aumentos das velocidades absoluta e relativa, o que importa em novas perdas de energia, uma vez que essas crescem com a velocidade.

Se as pás não fossem espessas, o bordo de entrada, de comprimento b_1 em sua rotação em torno do eixo, geraria uma superfície de revolução de área $\Omega_1 = 2\pi r_1 b_1$. Como porém as pás têm inevitavelmente uma certa espessura, nem toda a área Ω_1 é aproveitada para o escoamento, mas apenas uma área Ω'_1 . A relação entre a seção Ω'_1 realmente livre para o escoamento e a seção total Ω_1 denominase coeficiente de contração, o qual será designado pela letra v_1 .

$$v_1 = \frac{\Omega'_1}{\Omega_1}$$

A velocidade V'_1 na entrada do rotor, em consequência da espessura do bordo de entrada, é superior à velocidade V_1 (teórica). A relação entre V'_1 e V_1 pode ser escrita como:

$$V_1 = v_1 \cdot V'_1$$

A espessura das pás na saída do rotor aumenta o desvio da velocidade relativa para trás, alterando portanto a direção e a intensidade da velocidade absoluta ao deixar o canal entre as pás. A componente meridiana da velocidade, que aumenta em virtude da espessura das pás à saída (pois a seção livre de escoamento diminui), reduz-se logo que a partícula sai do rotor e penetra no coletor ou difusor de pás guias.

Alguns fabricantes adelgaçam o bordo de saída das pás, para que as componentes meridianas das velocidades no bordo de saída da pá e ao entrar no coletor sejam sensivelmente as mesmas e conseguem assim melhorar o rendimento. O aguçamento não deve ser excessivo para evitar vibrações e rápido desgaste. Se o aguçamento

não for muito grande, deveremos considerar o efeito da contração à saída.

O coeficiente v_1 pode ser calculado por:

$$v_1 = \frac{\frac{\pi d_1}{z} - \frac{s_1}{\sin \beta_1}}{\frac{\pi d_1}{z}}, \text{ onde :}$$

d_1 = diâmetro da circunferência de entrada

z = número de pás do rotor

s_1 = espessura das pás medida normalmente à superfície

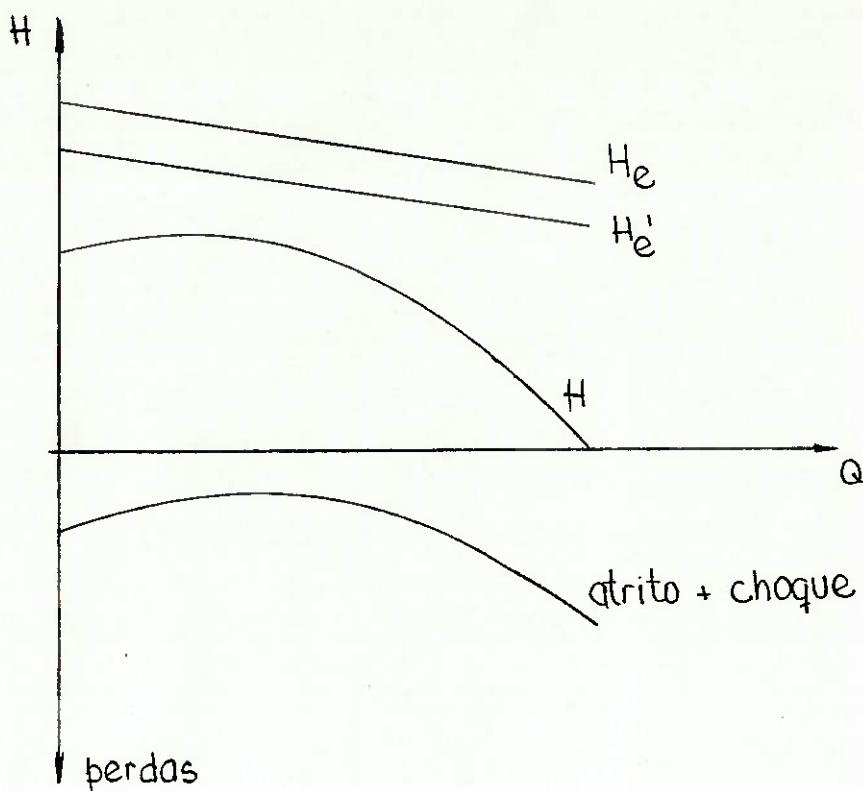
O coeficiente de contração v varia de 0,80 a 0,90.

7.6.3 - Influência das perdas no interior do rotor

As perdas hidráulicas no interior da bomba poderão ser consideradas aquelas provenientes dos atritos internos e da separação do fluxo. As perdas por atrito se verificam parcialmente no rotor e parcialmente na voluta, e variam proporcionalmente com o quadrado da vazão.

As perdas provenientes da separação do fluxo são principalmente aquelas que se verificam à entrada das pás. Tal fenômeno normalmente é chamado de "choque" e é provocado pela entrada do fluido no rotor numa trajetória relativa não tangente às pás. É possível obter-se um fluxo sem separação na entrada, e normalmente é tomada no projeto a condição de entrada sem choque. Para uma dada vazão tal condição é obtida com o ajuste conveniente do ângulo β_1 , e nesta condição as perdas devidas à separação serão nulas.

As perdas anteriores são somadas e pode-se então obter a curva $H = f(Q)$ para a bomba real, indicada abaixo:



Para analisarmos o rendimento total da bomba é necessário que identifiquemos as perdas de energia no interior da bomba. A bomba recebe através do seu eixo a potência efetiva N_{ef} , que lhe é transmitida através do motor que a aciona. No entanto, devido às perdas na bomba em si, somente uma parcela da potência efetiva será transmitida ao fluido.

A relação entre a potência N entregue ao fluido e a potência efetiva N_{ef} é o rendimento total η da bomba, ou seja,

$$\eta = \frac{N}{N_{ef}}$$

As perdas de energia que serão consideradas para o cômputo do rendimento total η da bomba se dividem em três tipos:

a. Perdas hidráulicas

Indicam o rendimento hidráulico η_h da bomba.

$$\eta_h = \frac{H'_e - \text{perdas (atrito+choque)}}{H'_e} = \frac{H}{H'_e}$$

b. Perdas volumétricas

São devidas à vazão que recircula entre a carcaça

fixa da bomba e o rotor. O rotor impulsiona o líquido da succão até o coletor onde se obtém pressões elevadas. O gradiente de pressões entre a região de succão e a do coletor provoca o fluxo q ; Q é a vazão induzida à canalização de recalque e a vazão que passa pelo rotor é $(Q+q)$. As perdas volumétricas de energia podem ser verificadas pela relação:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q}$$

denominada "rendimento volumétrico" da bomba.

c. Perdas Mecânicas

Nestas perdas se incluem as perdas de energia entre as gaxetas e o eixo, nos anéis de vedação, assim como as perdas pelo atrito da superfície exterior do rotor com o fluido (atrito no disco do rotor). Se designarmos tais perdas de potência por N_m , o rendimento mecânico η_m será:

$$\eta_m = \frac{Nef - Nm}{Nef}$$

O rendimento total da bomba η será igual ao produto dos rendimentos η_h , η_m , η_v , isto é:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

Os valores do rendimento total das bombas centrífugas oscilam entre 0,7 e 0,85.

Capítulo 8 - Bases para projeto das bombas centrífugas

8.1 - O rotor

O rotor é o orgão principal da bomba em razão de ser o agente fornecedor de energia ao líquido.

É projetado para fornecer uma descarga Q , com uma altura manométrica H , quando trabalhando com n rotações por minuto. São esses os dados do projeto além, naturalmente, das características do líquido a ser bombeado (peso específico, viscosidade, temperatura e as propriedades químicas ou afinidade com os materiais com que são fabricadas as bombas). Um número de rotação elevado conduz a dimensões menores para o rotor e a bomba, mas favorece a tendência de um desgaste mais rápido dos elementos mecânicos.

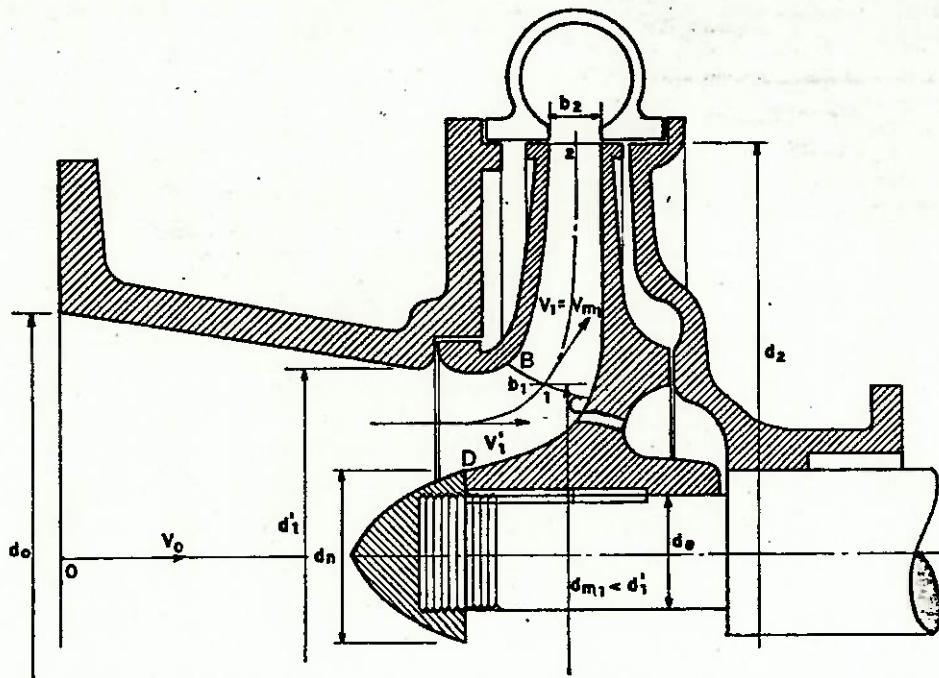
- Escolha do tipo de rotor

Pela velocidade específica n_s ou pelo número característico de rotações n_q saberemos qual o tipo de rotor e seu formato aproximado.

Calculamos primeiramente:

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{4\sqrt{H}} \text{ ou } n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{4\sqrt{H}} 3$$

Em seguida fazemos um croquis preliminar do rotor para indicar as grandezas que irão ser calculadas, conforme figura abaixo:



- Número de estágios

Em primeira aproximação, podemos admitir que, para alturas até 50m, se possa usar um só estágio. Isso é apenas indicativo, pois há fabricantes que usam um estágio para alturas bem maiores, empregando motores com elevado número de rotações ou diámetros grandes. Se a altura for maior usam-se vários estágios, cada um proporcionando altura manométrica da ordem de 20 a 30 metros. Este valor pode ser maior quando a bomba de múltiplos estágios for para pressões muito elevadas. Chamaremos i ao número de estágios.

- Correção da descarga

No dimensionamento deve-se levar em consideração a recirculação da água entre o rotor e a caixa e as fugas nas gaxetas, de modo que se adota uma descarga Q' superior à desejada, Q .

Esse aumento que se adota costuma ser de:

- 3% para bombas de grandes descargas e baixa pressão;
- 5% para bombas de descargas e pressões médias;
- 10% para as de pequenas descargas e altas pressões.

- Rendimento Hidráulico

Considera-se, em geral:

$\epsilon = 0,50 \text{ a } 0,70$ - para bombas pequenas, sem cuidados de fabricação, com caixa com aspecto de caracol.

$\epsilon = 0,70 \text{ a } 0,85$ - para bombas com rotor e coletor bem projetados, fundição e usinagem bem feitas

$\epsilon = 0,85 \text{ a } 0,95$ - para bombas de dimensões grandes, bem projetadas e bem fabricadas.

Walter Jekat propõe a seguinte fórmula empírica para a obtenção de ϵ , usando galões por minuto para a descarga:

$$\epsilon \approx 1 - \frac{0,8}{4\sqrt{Q}}$$

- Energia teórica H_e fornecida pelo rotor ao líquido

$$\text{Sabemos que } H_e = \frac{H_u}{\epsilon} = \frac{1}{\epsilon} (H + \frac{v^2}{2g} \text{ recalque} - \frac{v^2}{2g} \text{ sucção})$$

Nas bombas pequenas, os diâmetros das bocas são, em geral, os mesmos dos encanamentos a elas adaptados, desde que sejam curtos e com poucas peças especiais, e podem-se usar para as velocidades os valores indicados em gráficos fornecidos por fabricantes.

Alguns adotam, para o diâmetro de aspiração, uma bitola comercial de encanamento maior que a do recalque.

Nas bombas de tamanho médio e grande, os diâmetros das bocas das bombas são menores que os dos encanamentos aos quais serão ligados; portanto consideram-se velocidades maiores que aquelas estabelecidas nos encanamentos. São necessárias peças troncônicas de redução ligando a bomba aos encanamentos.

M. Khetagurov propõe para a velocidade da água na boca de entrada da bomba:

$$- v_{\text{sucção}} = 2 \text{ a } 4 \text{ m/s para bombas instaladas acima do nível do líquido.}$$

- $V_{sucção} = 5 \text{ a } 6 \text{ m/s}$ para bombas funcionando "afogadas".

- Potência motriz N

$$N(\text{CV}) = \frac{\gamma QH}{75 \eta}$$

- Diâmetro do eixo

Considerando-se o eixo com o rotor em balanço na sua extremidade, o admissível a torção do aço = 210 kgf/cm^2 e ângulo de torção permissível de $0,25 \text{ a } 2,5^\circ$, temos:

$$d_e = 12 \sqrt[3]{\frac{N(\text{CV})}{n(\text{rpm})}} \text{ (cm)}$$

- Diâmetro do núcleo de fixação do rotor ao eixo

O diâmetro de fixação do núcleo do rotor ao eixo pode ser adotado acrescendo-se 10 a 30 mm (ou mais) ao diâmetro do eixo, conforme o tamanho da bomba. Se for usada chaveta para fixação, podem-se usar as recomendações da norma DIN 270.

$$d_n = d_e + [2 \times (5 \text{ a } 15 \text{ mm})]$$

Alguns projetistas adotam:

$$d_n = (1,205 \text{ a } 1,1) d_e$$

- Velocidade média na boca de entrada do rotor

Pode-se usar a equação:

$$V'_1 = K V'_1 \sqrt{2gH}$$

onde $K V'_1$ (fator de velocidade) é igual a:

$$\begin{aligned} Kv'_1 &= 0,090 \text{ a } 0,100 \text{ para bombas com } n_q < 10 \\ &= 0,11 \text{ a } 0,13 \text{ para bombas com } 10 < n_q < 20 \\ &= 0,13 \text{ a } 0,16 \text{ para bombas com } 20 < n_q < 30 \\ &= 0,17 \text{ a } 0,18 \text{ para bombas com } 30 < n_q < 40 \end{aligned}$$

ou $Kv'_1 = 0,29 \text{ a } 0,58 \left(\frac{n_q}{100} \right)^{2/3}$

correspondendo o fator 0,29 aos menores valores de n_q .

v'_1 varia entre 1,5 a 4 m/s.

- Diâmetro da boca de entrada do rotor d'_1

A seção circular de entrada do líquido no rotor é parcialmente obstruída pelo eixo e pelo núcleo (expansão da coroa do rotor em torno do eixo). Essa obstrução é da ordem de 10 a 15% da seção circular de diâmetro d'_1 nas bombas de um estágio, podendo chegar a 20 e 25% nas de múltiplos estágios, isto é:

$$\frac{\pi d n^2}{4} = 0,10 \text{ a } 0,25 \cdot \frac{\pi}{4} d'_1^2$$

Pode-se calcular d'_1 partindo da equação:

$$Q' = \frac{\pi}{4} (d'_1^2 - d_n^2) v'_1$$

Assim

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi v'_1} + d_n^2}$$

- Diâmetro médio d_{m1}^m da superfície de revolução gerada pela rotação do bordo de entrada das pás

Nas bombas lentas: $d_{m1}^m \approx d'_1$ a $1,1 d'_1$

Nas bombas normais: $d_{m1}^m \approx 0,90 \text{ a } 0,95 d'_1$

Nas bombas rápidas: $d_{m1}^m \approx 0,80 \text{ a } 0,90 d'_1$

- Velocidade meridiana de entrada V_{m1}

$V_{m1} = K_{Vm1} \cdot \sqrt{2gh}$ onde o coeficiente K_{Vm1} pode ser obtido, em função de n_q , da tabela abaixo:

n_q	10	10-20	20-30	30-40	40-50	50-60
K_{Vm1}	0,11-0,12	0,125-0,14	0,145-0,175	0,175-0,195	0,195-0,205	0,21-0,225

A tabela acima já leva em consideração a espessura da pá.

- Velocidade periférica no bordo de entrada u_1

$$u_1 = \frac{\pi d m_1 \cdot n}{60}$$

- Largura do bordo de entrada da pá b_1

$$b_1 = \frac{Q'}{V_{m1} (\pi d m_1 - z \sigma_1)}$$

- Diagrama de velocidades à entrada

Com os valores de u_1 e V_{m1} , traçamos o diagrama das velocidades e achamos o ângulo β_1 de inclinação das pás na entrada. Este ângulo, em geral, fica compreendido entre 15 a 30°.

$$\tan \beta_1 = \frac{V_{m1}}{u_1}$$

- Número de pás z

Cuidadoso critério deve ser seguido para a escolha do número z de pás, devido a sua influência no rendimento hidráulico da bomba. Convém atender aos seguintes fatos:

- Um número pequeno de pás tem a vantagem de reduzir as superfícies de atrito, mas a condução do líquido se faz de feitiosamente. Nos canais largos, a pressão sobre as pás aumenta, elevando o valor das perdas e reduzindo a altura manométrica.

Além disso, o diferencial de pressão entre a face de ataque e o dorso das pás favorece a ocorrência de cavitação, diminuindo a capacidade de aspiração da bomba. Um número muito pequeno de pás reduz sensivelmente o rendimento da bomba.

b. Um número considerável de pás torna menos acentuada a divergência dos filetes ao abandonarem o rotor, o que se nota, principalmente, quando o ângulo de saída é maior do que o de entrada (que é o usual).

c. As perdas por atrito, entre o líquido e as paredes dos dispositivos por onde ele escoa, acentuam-se quando são pequenas as dimensões dos rotores e quando são elevadas as velocidades relativas nos canais das pás. Como as perdas por atrito crescem naturalmente com o número de pás, essas não devem ser muito numerosas nos rotores de pequenas dimensões e nos de bombas de velocidade específica elevada.

d. Um número elevado de pás reduz a energia potencial de pressão p_0/γ à entrada da bomba, o que contribui para melhorar as condições da altura de aspiração h_a , desde que as pás sejam suficientemente delgadas para evitar uma excessiva obstrução.

Numa primeira aproximação podem-se adotar:

- 6 até 14 pás nos rotores de médias e grandes dimensões, sendo os valores maiores os indicados para as bombas de pequena velocidade específica;

- 4 a 6 pás nos rotores de pequenas dimensões, especialmente se n_s for elevado.

Podem-se usar vários métodos para determinar o número de pás z do rotor:

a. Método de Widmar

$$z < 10\pi \cdot d_2 \quad \text{onde } d_2 \text{ é expresso em metros}$$

b. Método de Pfleiderer

$$z \geq \frac{8 \cdot \operatorname{tg} \beta_1 \cdot H_e}{3 \left[\left(\frac{d_2}{d_{m1}} \right)^2 - 1 \right]}$$

c. Método de Stepanoff

$$z = \frac{\text{Valor de } \beta_2 \text{ (graus)}}{3}$$

- Obstrução devida à espessura das pás à entrada

A espessura das pás à entrada, dependendo do material do rotor, pode ser de:

- 3 à 4mm para rotores pequenos ($d_2 < 30\text{cm}$)
- 5 a 7mm para rotores com $30 < d_2 < 50\text{cm}$.

Tendo a pás inclinação β_1 , produz uma obstrução igual a:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{\sin \beta_1}$$

O passo entre as pás é igual a:

$$t_1 = \frac{\pi d m_1}{z}$$

Podemos agora calcular o coeficiente de contração v_1 :

$$\frac{1}{v_1} = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}$$

- Grandezas à saída do rotor

- Velocidade periférica u_2

$u_2 = K u_2 \sqrt{2gH}$, onde $K u_2$ é determinado da tabela, em função de n_q

n_q	<10	20	30	40	50	60
$K u_2$	0,98	1,0-1,02	1,02-1,03	1,05	1,1	1,2

- Diâmetro d_2

$$d_2 = \frac{60 u_2}{\pi \cdot n}$$

- Velocidade meridiana de saída V_{m2}

$V_{m2} = K_{Vm2} \sqrt{2gH}$, onde K_{Vm2} é obtido da tabela em função de nq :

nq	10	20	30	40	50	60
K_{Vm2}	0,08-0,09	0,10-0,12	0,12-0,14	0,146-0,165	0,165-0,18	0,18-0,2

- Energia a ser cedida pelas pás, levando em conta o desvio angular dos filetes à saída do rotor

$$H_e = H_e' \left(1 + 2 \frac{\psi}{z} \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \right)$$

- Velocidade periférica u_2 , levando em conta o desvio angular

Adota-se provisoriamente um ângulo de saída β_2 .
Então:

$$u_2 = \frac{V_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_e}$$

Corrigir-se, então, o diâmetro de saída d_2 .

- Passo circunferencial

$$t_2 = \frac{\pi d_2}{z}$$

- Obstrução da pás

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{\operatorname{sen} \beta_2}$$

- Coeficiente de contração

$$v_2 = \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2}$$

- Largura b_2 das pás à saída

$$b_2 = \frac{\Omega}{\pi d_2 \cdot V_{m2} \cdot v_2}$$

- Traçado das pás

Vários têm sido os processos empregados pelos fabricantes de bombas para o traçado do perfil das pás do rotor. Usam-se, em geral:

- traçado por arco de espiral logarítmico, válido apenas se os ângulos β_1 e β_2 forem iguais, as pás forem cilíndricas e as faces dos discos laterais forem paralelas;
- traçado por arcos de circunferência. É o processo mais antigo e ainda muito usado para bombas lentas e normais. Pode-se fazer o traçado da pá por um ou mais arcos de circunferência, concordantes.
- traçado por pontos. É o processo indicado quando se deseja uma pá traçada dentro das exigências da melhor técnica. Em linhas gerais, o processo consiste em escolher uma grandeza que defina a corrente, como por exemplo, uma das velocidades. Para cada ponto da pá, determinam-se suas velocidades e por meio de coordenadas convenientemente escolhidas e que são funções da velocidade, determina-se a posição dos pontos da pá.

Para maiores detalhes sobre os métodos de traçado das pás, consultar a bibliografia.

8.2 - O difusor

O difusor é o órgão cuja finalidade é receber e guiar convenientemente o líquido que sai do rotor, até a boca de saída da bomba, transformando parte considerável de sua energia cinética em energia potencial de pressão, de modo que, ao sair da bomba, a velocidade seja reduzida e a pressão elevada.

O único critério fundamental é dar ao canal uma seção gradativamente crescente, de modo que a velocidade média das partículas em todas as seções transversais do canal seja constante, ou

ligeiramente decrescente em direção à boca de saída da bomba.

O difusor pode ser constituído de pás guias ou diretrizes e de uma caixa coletora em forma de caracol, ou apenas da voluta ou coletor.

8.2.1 - Coletor em caracol com seção circular

Devido a forma do coletor, que obriga as partículas líquidas a descreverem trajetórias curvilíneas, essas são submetidas à ação de forças centrífugas, havendo assim uma diminuição correspondente da velocidade devida ao aumento de pressão.

A curva, lugar geométrico dos centros de gravidade das seções transversais do coletor, tem o aspecto de uma espiral, e o coletor, o formato de um "caracol".

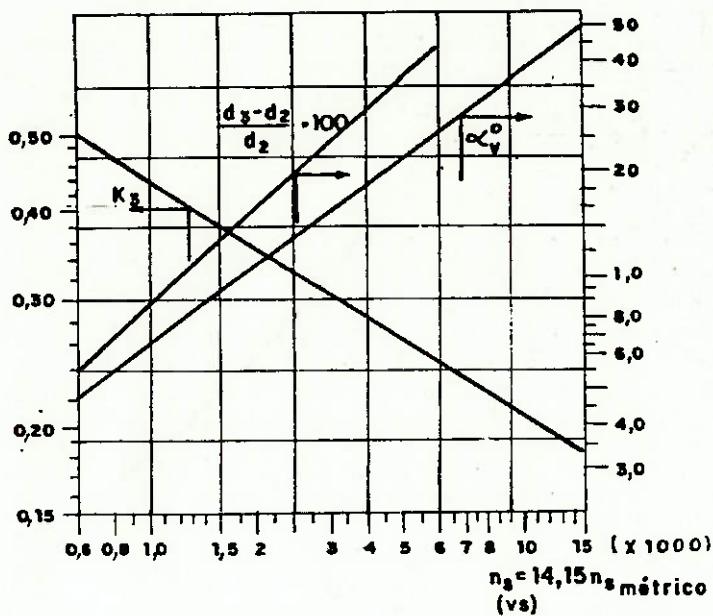
Na prática construtiva das bombas, ao invés de dar uma forma arbitrária às seções do coletor, prefere-se adotar a forma circular, pela sua simplicidade construtiva e fácil adaptação do coletor à tubulação de recalque.

O projeto do coletor pode ser feito baseado no método de Stepanoff, que considera uma velocidade média constante em todas às seções do coletor, aumentando as seções transversais da voluta na proporção do seu avanço angular a partir da "cauda" do caracol (cutwater), recorrendo-se a dados experimentais.

A velocidade média constante V_{vol} (velocidade na voluta) é determinada pela equação:

$$V_{vol} = K_v \cdot \sqrt{2gh}$$

onde K_v é um coeficiente experimental que depende da velocidade específica da bomba, e se acha indicado na figura abaixo, onde os valores no eixo das abscissas são os de n_s calculado em unidades do sistema americano e multiplicados por mil.



A largura b_3 = largura da voluta na entrada, po de ser escolhida como sendo:

- $b_3 = 2b_2$ para bombas com n_s reduzido
- $b_3 = 1,75 b_2$ para bombas de n_s médio
- $b_3 = 1,6 b_2$ para bombas com n_s elevado

A folga entre o bordo da pás do rotor e o círculo de base, que serve para o traçado do caracol, é obtido em função da velocidade específica pelo mesmo gráfico da figura anterior, onde se acha representada a reta $\frac{d_3 - d_2}{d_2} \times 100$. Obtém-se então o valor de d_3 .

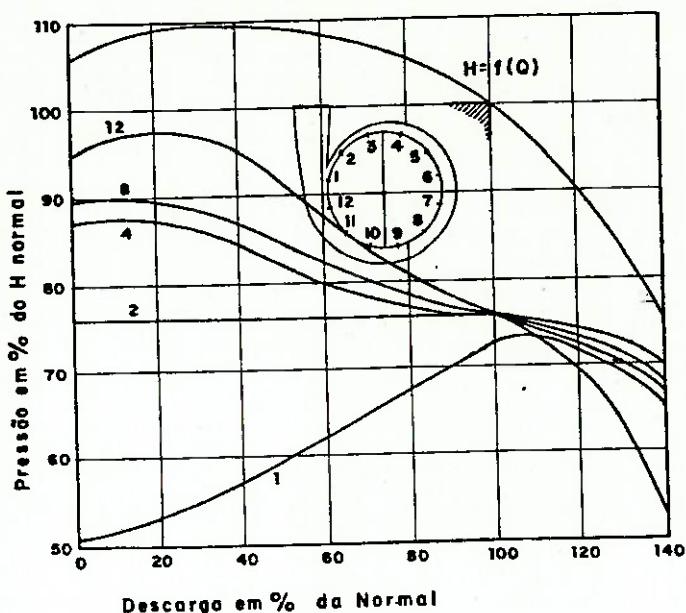
8.2.2 - Empuxo radial no eixo devido ao caracol

A experiência tem mostrado que, quando o caracol é projetado segundo a hipótese de uma velocidade média constante em todas as suas seções transversais, a pressão é a mesma na região entre o caracol e o rotor da bomba, de modo que há equilíbrio dos esforços radiais sobre o eixo. Isto acontece, porém, apenas para a bomba funcionando com sua descarga normal, correspondente ao máximo

rendimento.

Quando a bomba trabalha com descarga superior ou inferior à normal, o equilíbrio de pressões se rompe e surge uma resultante radial que força o eixo de encontro aos mancais, produzindo flexão no eixo, desgaste dos anéis e gaxetas, podendo mesmo vir a ocasionar ruptura do eixo devido a fadiga do material.

A figura abaixo mostra as variações na distribuição da pressão na voluta quando a descarga varia.



O empuxo radial pode ser calculado pela fórmula empírica:

$$E = \frac{K \cdot d_2 \cdot H \cdot b_2'}{2,31} \text{, onde:}$$

E = empuxo radial (lb)

H = altura manométrica (ft)

d_2 = diâmetro de saída do rotor (in)

b_2' = largura do bordo de saída do rotor, incluindo espessura dos discos laterais

k = constante experimental

$$k = 0,36 \left[1 - \left(\frac{Q^2}{Q_n^2} \right) \right]$$

- $k = 0$ para a descarga normal $Q = Q_n$
- $K = 0,36$ com descarga zero e registro fechado

Nas bombas de dupla aspiração em que a distância entre os mancais é grande, deve-se tomar o cuidado no dimensionamento do eixo, para evitar a fadiga e ruptura do eixo junto ao rotor.

A fim de eliminar o empuxo radial, constroem-se bombas com voluta dupla, isto é, o coletor é dividido em duas câmaras formando duas volutas simétricas, de modo que as forças radiais quase que se equilibram duas a duas. Na verdade não existe um equilíbrio perfeito. Certos fabricantes usam, para descargas médias e grandes, bombas de carcaça bipartida, com entrada bilateral para equilibrar o empuxo axial, e dupla voluta para equilibrar praticamente o empuxo radial.

8.3 - Exemplo de Dimensionamento

A título de aplicação, vamos dimensionar uma bomba centrífuga que atenda às seguintes características:

- líquido a ser recalcado: água (temperatura ambiente)
- vazão: $Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$
- altura manométrica: $H = 50\text{m}$
- rotação: $n = 1740 \text{ rpm}$

a.-Projeto do rotor

a.1 - Número de estágios i

Como H é inferior aos limites aconselháveis para a utilização de bomba com mais de um estágio $\Rightarrow i = 1$.

a.2 - Escolha do tipo de rotor e de bomba

$$n_s = \frac{3,65 n \sqrt{Q}}{4 \sqrt{H}^{3-}} = \frac{3,65 \cdot 1740 \cdot \sqrt{0,0694}}{4 \sqrt{50}^{3-}} = 88,980 \text{ rpm}$$

$$n_q = 88,98 / 3,65 = 24,378 \text{ rpm}$$

Trata-se de uma bomba centrífuga radial pura e lenta pois $n_s < 90$ rpm.

a.3 - Correção da descarga

$$Q' = Q + 0,05 Q = 1,05 Q = 1,05 \cdot 0,0694 = 0,0729 \text{ m}^3/\text{s}$$

a.4 - Rendimento hidráulico

$$\epsilon = 1 - \frac{0,8}{4 \sqrt{Q(\text{gpm})}} = 1 - \frac{0,8}{4 \sqrt{1155,61}} = 0,8628$$

a.5 - Potência motriz N

$$\epsilon = \eta_h = 0,8628$$

$$\eta_v = \frac{Q}{Q'} = \frac{0,0694}{0,0729} = 0,9520$$

$$\text{Admitiremos } \eta_m = 0,90$$

$$\text{Assim: } \eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m = 0,8628 \cdot 0,9520 \cdot 0,90 = 0,7392$$

$$N = \frac{\gamma Q H}{75 \eta} = \frac{1000 \times 0,0729 \times 50}{75 \cdot 0,7392} = 65,8 \text{ CV}$$

a.6 - Diâmetro do eixo d_e

$$d_e = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 12 \sqrt[3]{\frac{65,8}{1740}} = 40,3 \text{ mm}$$

Adotaremos de = 42 mm e chaveta paralela retangular de seção 12 x 8 mm

a.7 - Diâmetro do núcleo d_n

$$d_n = d_e + 2 \times 10 = 42 + 20 = 62 \text{ mm}$$

a.8 - Velocidade média v_1' na boca de entrada do rotor

$$v_1' = K v_1' \sqrt{2gh} = 0,1431 \sqrt{2 \times 9,8 \times 50} = 4,480 \text{ m/s}$$

a.9 - Diâmetro da boca de entrada do rotor d_1'

$$d_1' = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi v_1'} + d_n^2} = \sqrt{\frac{4 \times 0,0729}{\pi \times 4,48} + 0,062^2} = 156,7 \text{ mm}$$

a.10 - Diâmetro médio d_{m1}

$$d_{m1} = 1,05 d_1' = 1,05 \times 156,7 = 164,5 \text{ mm}$$

a.11 - Velocidade meridiana de entrada v_{m1}

$$v_{m1} = K v_{m1} \sqrt{2gH} = 0,1581 \sqrt{2 \times 9,8 \times 50} = 4,949 \text{ m/s}$$

a.12 - Velocidade periférica no bordo de entrada da u_1

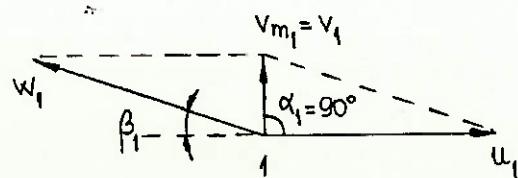
$$u_1 = \frac{\pi d_{m1} n}{60} = \frac{\pi \times 0,1645 \times 1740}{60} = 14,987 \text{ m/s}$$

a.13 - Diagrama de velocidades à entrada do rotor

Temos: $u_1 = 14,987 \text{ m/s}$

$$v_{m1} = 4,949 \text{ m/s}$$

$$v_{u1} = 0 \Rightarrow \alpha_1 = 90^\circ$$



$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{V_{m1}}{u_1} = \frac{4,949}{14,987} = 0,3302 \Rightarrow \beta_1 = 18^\circ 16' 27''$$

a.14 - Número de pás e contração à entrada

Adotemos, provisoriamente, $\beta_2 = 23^\circ$

$$z = \frac{23}{3} = 7,67 \text{ pás}$$

Adotaremos $z = 7$ pás

$$t_1 = \frac{\pi dm_1}{z} = \frac{\pi \times 164,5}{7} = 73,827 \text{ mm (passo)}$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{\operatorname{sen} \beta_1} = \frac{5}{\operatorname{sen} 18,2732} = 15,9465 \text{ mm (obstrução)}$$

onde a espessura das pás à entrada s_1 , foi adotada $s_1 = 5 \text{ mm}$

$$\frac{1}{v_1} = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} = \frac{73,827}{73,827 - 15,9465} = 1,2755 \text{ (contração)}$$

a.15 - Largura b_1 da pás à entrada

$$b_1 = \frac{Q'}{V_{m1}(\pi dm_1 - z\sigma_1)} = \frac{0,0729}{4,949 (\pi \times 0,1645 - 7 \times 0,016)} = 36,4 \text{ mm}$$

a.16 - Energia a ser cedida às pás H_e

$$H_e = H'_e \left(1 + \frac{2\psi}{z} \cdot \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \right)$$

Admitindo $r_2 = 2r_1$ e $H'_e = \frac{H}{\epsilon} = \frac{50}{0,8628}$, vem:

$$H_e = \frac{50}{0,8628} \left(1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{0,90}{7} \right) = 77,82 \text{ m}$$

a.17 - Velocidade meridiana de saída V_{m2}

$$V_{m2} = KV_{m2} \cdot \sqrt{2gH} = 0,1088 \sqrt{2 \times 9,8 \times 50} = 3,406 \text{ m/s}$$

a.18 - Velocidade periférica u_2 corrigida

$$u_2 = \frac{V_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{m2}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g H_e} =$$

$$= \frac{3,406}{2 \operatorname{tg} 23^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,406}{2 \operatorname{tg} 23^\circ}\right)^2 + 9,8 \times 77,82} = 31,918 \text{ m/s}$$

a.19 - Diâmetro d_2

$$d_2 = \frac{60u_2}{\pi n} = \frac{60 \times 31,918}{\pi \times 1740} = 350,3 \text{ mm}$$

a.20 - Largura das pás à saída b_2

$$\text{Passo } t_2 = \frac{\pi d_2}{z} = \frac{\pi \times 350,3}{7} = 157,2143 \text{ mm}$$

$$\text{Obstrução } \sigma_2 = \frac{s_2}{\operatorname{sen} \beta_2} = \frac{5}{\operatorname{sen} 23^\circ} = 12,7965 \text{ mm}$$

$$\text{Contração } v_2 = \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} = \frac{157,2143 - 12,7965}{157,2143} = 0,9186$$

$$\therefore b_2 = \frac{Q'}{\pi d_2 V_{m2} \cdot v_2} = \frac{0,0729}{\pi \times 0,3503 \times 3,406 \times 0,9186} = 21,2 \text{ mm}$$

b. Projeto do coletor

Dimensionaremos um coletor com seções transversais circulares.

b.1 - Velocidade na voluta

$$n_s = 88,980 \text{ rpm} \Rightarrow n_s (\text{U.S.}) = 14,15 \times 88,980 = 1259,1 \text{ rpm}$$

Do gráfico, K voluta = 0,41 e $\alpha_{\text{voluta}} = 8,3^\circ$

$$\therefore v = 0,41 \sqrt{2 \times 32,1522 \times 164,042} = 42,1097 \frac{\text{ft}}{\text{s}} = 12,835 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

b.2 - Largura da voluta b_3

$$b_3 = 2b'_2 = 2 (21,2 + 2 \times 4) = 58,4 \text{ mm}$$

onde $b'_2 = b_2 + 2$ (espessura dos discos)

b.3 Círculo base para traçado gráfico da voluta

Do gráfico: $\frac{d_3 - d_2}{d_2} \cdot 100 = 10,7$

$$\frac{d_3}{d_2} = 1,107 \Rightarrow d_3 = 387,8 \text{ mm}$$

b.4 - Diâmetro da cauda do caracol d_v

É o diâmetro da abertura para poder encaixar o rotor na caixa do caracol. Em geral, esse diâmetro é alguns milímetros maior do que o rotor. Como o diâmetro do rotor é de 350,3 mm, podemos adotar $d_v = 356 \text{ mm}$

b.5 - Diâmetros das seções transversais do caracol para ângulos de 45° em 45° .

Para uma seção transversal qualquer de índice i , teremos:

$$\frac{\pi d_i^2}{4} \cdot v_{\text{voluta}} = Q_i \Rightarrow d_i = 0,315 \sqrt{Q_i}$$

Para cada valor de ϕ , calculamos a descarga e, em seguida, o diâmetro do círculo correspondente:

$$p/ \phi = 45^\circ \Rightarrow Q_i = \frac{Q'}{8} = \frac{0,0729}{8} = 0,00911 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\phi = 90^\circ \Rightarrow Q_i = \frac{Q'}{4} = 0,0182 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

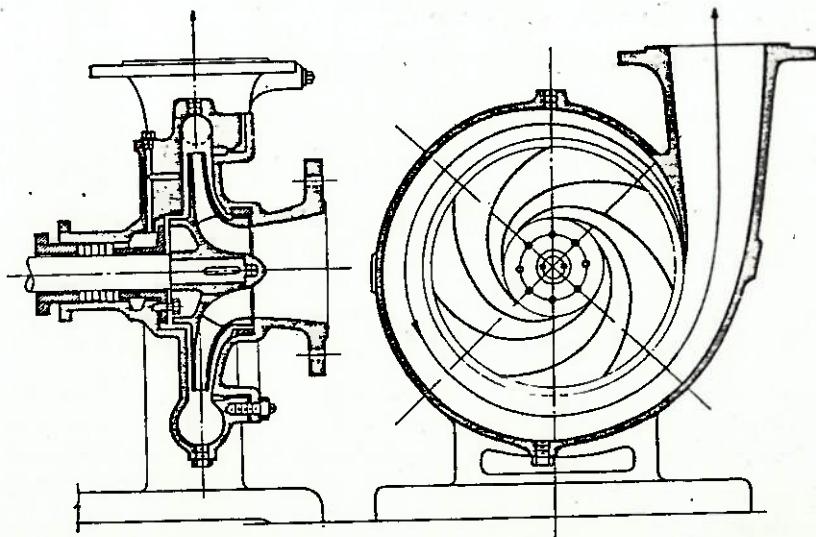
e assim sucessivamente.

ϕ_i (°)	Q_i (m ³ /s)	d_i (mm)
45°	0,00911	30,1
90°	0,0182	42,5
135°	0,0273	52,0
180°	0,0364	60,1
225°	0,0456	67,3
270°	0,0547	73,7
315°	0,0638	79,6
360°	0,0729	85,1

Na boca de recalque, para termos uma velocidade mais reduzida, igual a 4 m/s por exemplo, teremos:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 0,0729}{\pi \times 4}} = 152,3 \text{ mm}$$

Faz-se então uma transição troncônica com diâmetro $d_i = 85,1$ mm até a boca de saída da bomba, onde o diâmetro será de 152,3 mm.



BIBLIOGRAFIA

- STEPANOFF, A.J.: "Centrifugal and Axial Flow Pumps". John Wiley & Sons. Inc., N.Y., 1957
- PFLEIDERER, CARL. "Bombas Centrífugas y Turbocompresores". Editorial Labor S.A., Madri, 1960
- WIDDERN H. CARDINAL VON.: "On Cavitation in Centrifugal Pumps". Escher-Wyss News, março, 1936
- WISLICENUS, G.F. "Critical Considerations on Cavitation Limits of Centrifugal and Axial - Flow Pumps", Trans. ASME, vol. 78, 1956.
- J. PAUL TULLIS . "Intercâmbio Internacional sobre Transientes Hidráulicos & Cavitação". julho, 1982, São Paulo.
- JOSÉ M. de AZEVEDO NETTO. " Manual de Hidráulica". Vols. I e II Edgard Blucher, SP, 1982
- ARCHIBALD J. MACINTYRE. " Bombas e Instalações de Bombeamento". Guanabara Dois, RJ, 1980
- EDMUNDO KOELLE. " Bombas " - Apostila EPUSP
- Catálogos de fabricantes. KSB. Sulzer



CHAPTER ONE