

**CURSO DE ESPECIALIZAÇÃO EM
ENGENHARIA DE RECURSOS MINERAIS - CEERMIN**

MONOGRAFIA

Bombas Centrífugas de Polpa

Aluno: Vera Dimar Silva

Orientador: Prof. Paulo Roberto de Magalhães Viana

Março 2011

Vera Dimar Silva

Bombas Centrífugas de Polpa

Monografia apresentada à
Universidade Federal de Minas
Gerais, como requisito parcial para
obtenção do título de Pós-Graduação
em Engenharia de Recursos
Minerais.

Professor orientador: Paulo Roberto
de Magalhães Viana.

Março 2011

Dedico essa monografia:

Primeiramente a Deus, que me deu força para chegar até aqui;
aos meus pais, por me apoiarem sempre e por nunca terem me abandonado nos
momentos difíceis;
aos meus familiares que são peças importantes em minha vida;
aos meus amigos de trabalho e da faculdade, que fizeram parte da minha vida em
diversos momentos.

Agradeço:

Ao Prof. Paulo Viana, meu orientador, pela sua atenção durante a preparação do
trabalho;
ao grupo de professores que através de suas experiências souberam acrescentar nosso
conhecimento.

RESUMO

Na indústria mineral as bombas centrífugas são amplamente utilizadas no transporte de polpas de minério por meio de dutos de curta ou longa extensão. Desta maneira, é de extrema importância para profissionais envolvidos com projetos de engenharia para processamento de minério e estudantes de graduação ou pós-graduação o conhecimento das partes principais das bombas centrífugas e fundamentais ao seu bom funcionamento, assim como conhecer as principais variáveis que influenciam o dimensionamento das bombas centrífugas. O dimensionamento incorreto deste equipamento pode comprometer o bom desempenho do circuito de processamento de minério, bem como a qualidade do produto final. Neste sentido, este trabalho apresenta de forma clara e objetiva os conceitos, informações e dados essenciais para o dimensionamento e pré-seleção de bombas, permitindo uma melhor compreensão dos mecanismos de bombeamento de polpas minerais em um circuito industrial.

Palavras-chave: bombas centrífugas, dimensionamento, processamento de minério, polpas minerais.

ABSTRACT

In the mineral industry the centrifugal pumps are widely used during the slurry transportation of ore particles by means of ducts having short or long extensions. Regarding this fact, one can say that is extremely important for professionals involved with engineering projects for ore dressing and also for graduation, mastering and doctorate students the accurate knowledge of the fundamental and main parts of the centrifugal pumps. It is also important to know the main variables that influence the centrifugal pumps sizing. The incorrect sizing of this equipment can compromise the adequate performance of the ore processing plants as well as the final products quality. The present work intends to show an objective and clear explanation for the essential concepts, general information and data for the sizing and selection of pumps allowing a better understanding of the mechanisms acting during the mineral slurry pumping in an industrial plant.

Key-words: centrifugal pumps, sizing, mineral processing, slurry

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
2. OBJETIVOS	14
3. DESENVOLVIMENTO	15
3.1. Composição, reologia e propriedades da polpa.....	15
3.2. Instalação típica de bombeamento.....	23
3.3. Classificação geral e detalhes construtivos das bombas.....	24
3.4. Bomba centrífuga de polpa e seus principais componentes	31
3.5. Seleção de materiais para fabricação das bombas e revestimentos	41
3.6. Projeto da bomba: cálculo e escolha.....	43
3.6.1 Velocidade de transporte	44
3.7. Cavitação	49
3.8. NPSH (Altura positiva de sucção).....	50
3.9. Curvas características da bomba e do sistema.....	51
3.10. Eficiência das bombas com polpas.....	54
4. CONCLUSÃO	57
5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	58
6. ANEXOS	60
I. WEIR Brasil.....	60
II. Exemplos de seleção de bombas de polpa método WEIR.....	60
III. Exemplo de curvas características de bombas de polpa	60
IV. Exemplos de bombas instaladas	60
V. Diagrama para calcular o fator de atrito de Darcy	60
VI. Exemplo de fluxograma de processo com bombas de polpas instaladas.	60

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1: Modelos reológicos de polpas.....	16
Figura 3.2: Fluidos Newtonianos e de Bingham.....	17
Figura 3.3: Distribuição da concentração de sólidos no perfil da tubulação para polpa não-sedimentária.....	18
Figura 3.4: Distribuição da concentração de sólidos no perfil da tubulação para polpa sedimentária.....	19
Figura 3.5: Distribuição da concentração de sólidos no perfil da tubulação para polpa transicional (mista).....	19
Figura 3.6: Comparação dos efeitos relativos de concentração e velocidade de transporte.....	20
Figura 3.7: Montagem de bomba com sua caixa.....	23
Figura 3.8: Características construtivas das turbobombas.....	25
Figura 3.9: Bomba com rotor radial.....	26
Figura 3.10: Órgãos componentes de uma bomba centrífuga.....	27
Figura 3.11: Rotor fechado, semi-aberto e aberto.....	28
Figura 3.12: Variações construtivas dos rotores e suas respectivas aplicações.....	29
Figura 3.13: Eixo de uma bomba.....	30
Figura 3.14: Bomba centrífuga de polpa.....	31
Figura 3.15: Bomba de polpa HM Metal Duro.....	31
Figura 3.16: Bomba centrífuga para polpa abrasiva série AH.....	32
Figura 3.17: Mancais standard e de alta capacidade.....	33
Figura 3.18: Rotores standard e de alta eficiência.....	33
Figura 3.19: Rotores para bombas de espuma e verticais.....	34
Figura 3.20: Intercambiabilidade entre os revestimentos.....	34
Figura 3.21: Corte de uma bomba mostrando a carcaça em voluta.....	35
Figura 3.22: Bomba com carcaça em metal duro.....	36
Figura 3.23: Posição do eixo da bomba em relação ao nível do fluido.....	37
Figura 3.24: Diferentes tipos de selos.....	38
Figura 3.25: Arranjo típico para água de selagem.....	39
Figura 3.26: Vedação do eixo.....	40
Figura 3.27: Sequencia de operações para cálculo e escolha de uma bomba.....	43
Figura 3.28: Valores de FL para $d_{80}/d_{20} < 2$	45

Figura 3.29: Valores de FL para $d_{80}/d_{20} > 5$	46
Figura 3.30: Valores de FL para $2 < d_{80}/d_{20} < 5$	47
Figura 3.31: Curvas para bombas.....	51
Figura 3.32: Curvas da bomba e da tubulação.....	52
Figura 3.33: Curva característica do sistema.....	53
Figura 3.34: Ábaco de Cave.....	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Valores de potência absorvida para mancais standard e de alta capacidade.....	32
Tabela 3.2: Valores de vazão de selagem para bombas de polpa.....	40

LISTA DE SIMBOLOS

A	Área da seção do tubo
A_r	Número de Arquimedes (adimensional)
AMT	Altura manométrica total
C	Concentração de sólidos
C_d	Coefficiente de arrasto (adimensional)
C_m	Concentração mássica dos sólidos expressa em porcentagem
C_v	Concentração volumétrica dos sólidos expressa em porcentagem
D	Diâmetro da tubulação
d	Diâmetro da partícula
d_x	Tamanho médio de partículas (tamanho referente à peneira que retêm X% por peso de sólidos) exemplo: d_{20} , d_{50} , d_{80}
d_{max}	Diâmetro máximo da partícula (“top size”)
d_{rep}	Diâmetro representativo das partículas
d_{mp}	Diâmetro médio ponderado
ER	Proporção da eficiência = em/ew
em	Eficiência da bomba quando está bombeando polpa decimal
ew	Eficiência da bomba quando está bombeando água
F_L	Fator de velocidade limite de assentamento
f	Fator de atrito do fluido no tubo (adimensional)
g	Aceleração da gravidade
H	Altura total desenvolvida pela bomba
H_f	Perda por atrito
H_m	Altura total da bomba de polpa
H_w	Altura total da bomba para água
HR	Razão de altura = H_m/H_w
Le	Comprimento equivalente
M	Massa de sólidos bombeada
m.c.a	Metro coluna de água
m.c.l	Metro coluna de líquido
P	Pressão
Q	Vazão
γ_s	Gravidade específica (densidade) dos sólidos
γ_l	Gravidade específica (densidade) do líquido ou meio de transporte

γ_p	Gravidade específica (densidade) da polpa
V	Velocidade média de fluxo através da tubulação
V_L	Velocidade limite de assentamento
Z	Carga estática
E	Rugosidade do condutor
μ	Coefficiente de viscosidade dinâmica
ν	Coefficiente de viscosidade cinemática
η	Eficiência, percentual, decimal.
τ	Tensão de cisalhamento
π	PI= 3,14159

1. INTRODUÇÃO

Bombas centrífugas de polpa são amplamente utilizadas em processos industriais incluindo as plantas de mineração quando o arranjo mecânico não permite o transporte da polpa por gravidade ou quando há necessidade de uma pressão residual pré-determinada. A movimentação de polpas na indústria mineral é, normalmente, feita por bombas centrífugas adaptadas às polpas, as quais se diferem das bombas comuns para água em vários aspectos. Sendo assim é importante selecionar a bomba que melhor se preste às condições de determinada instalação. A incorreta seleção e, conseqüentemente, o funcionamento das bombas fora das condições especificadas geram problemas na eficácia do processo industrial e podem resultar na danificação das bombas. Por isso, é essencial que os critérios utilizados sejam corretamente projetados, de forma a assegurar a correta condição operacional das bombas.

Segundo defende (VALADÃO E ARAUJO, 2007) o conjunto de operações realizadas no processamento de uma matéria-prima mineral inclui, dentre outras: fragmentação, separação por tamanho, concentração, separação sólido/líquido e diversas outras operações auxiliares. Na quase totalidade dos casos de aplicação industrial do tratamento de minérios, as diversas operações das várias fases se apresentam de forma conjunta, arranjadas sequencialmente de modo a maximizar a recuperação dos minerais úteis contidos no minério e adequar os produtos obtidos aos seus usuários. Sendo assim o produto final obtido de cada etapa deverá ser transferido para a próxima etapa a fim de se dar seguimento ao processo mineral, e as bombas são de grande importância para o transporte desta polpa dentro da rota mineral.

2. OBJETIVOS

- Rever conceitos básicos para o dimensionamento de bombas centrífugas de polpa;
- Apresentar características gerais da polpa;
- Mostrar os componentes principais das bombas;
- Apontar as propriedades específicas da polpa;
- Dar exemplo de pré-seleção de bomba de polpa.

3. DESENVOLVIMENTO

3.1. Composição, reologia e propriedades da polpa

Em processamento de minérios trabalha-se com sólidos fragmentados e se possível no seu estado natural, o que se denomina processamento a seco. Isto não significa que tenha que se retirar previamente toda a umidade do minério. Regra geral, a britagem, a estocagem em pilhas, a ensilagem e o peneiramento grosseiro são feitos a seco. Todavia, as demais operações como o peneiramento fino, a moagem, a classificação e as operações de concentração são, geralmente, feitas a úmido. Assim, são adicionadas ao circuito quantidades substanciais de água, dando origem a uma mistura heterogênea denominada polpa, constituída de partículas sólidas em suspensão em um meio aquoso. É em geral mais conveniente trabalhar a úmido do que a seco, pois a água facilita o transporte das partículas sólidas, absorve o excesso de calor gerado e impede a geração de poeiras (VALADÃO E ARAUJO, 2007).

Pode-se definir que a reologia é a ciência que estuda a deformação e o escoamento de matérias sob ação de uma força; é a deformação dos fluxos medida através da viscosidade e tensão de escoamento. Estas duas propriedades são de fundamental importância quando se trata de bombeamento de polpas. Ressalta-se ainda que a polpa associada a cada tipo de minério possui um comportamento reológico diferente, impedindo uma padronização. Isso ocorre porque as propriedades reológicas são afetadas por vários fatores, tais como: forma da partícula, granulometria, temperatura e pressão entre outras características (POSSA, 2004; BISCO, 2009).

O comportamento reológico de uma polpa pode ser caracterizado pela propriedade que esta polpa apresenta em oferecer uma maior ou menor resistência à deformação, quando sujeita a esforços de escorregamento. Esta resistência oferecida denomina-se viscosidade da polpa. As polpas de minério podem apresentar um comportamento reológico newtoniano, quando a viscosidade for independente da taxa de cisalhamento, ou não-newtoniano, quando for dependente.

Segundo CHAVES (2002) a maioria dos líquidos que estamos familiarizados apresenta um comportamento do tipo newtoniano, que são caracterizados por uma única propriedade, a viscosidade (μ), definida como a razão entre a tensão de cisalhamento na

parede (τ_w) e o gradiente de velocidade (dv/dy), que se desenvolve no reômetro. As polpas em geral apresentam um comportamento mais complexo, sendo denominados fluidos não-newtonianos, exigindo outros parâmetros além da viscosidade para caracterizar o seu comportamento. A figura 3.1 mostra um diagrama da tensão de cisalhamento em função do gradiente de velocidade, comumente designado por reograma e os vários tipos de fluidos estudados pela reologia. A grande maioria das polpas usadas em tratamento de minérios está associada a um modelo denominado “fluido de Bingham” ou fluido visco-plástico.

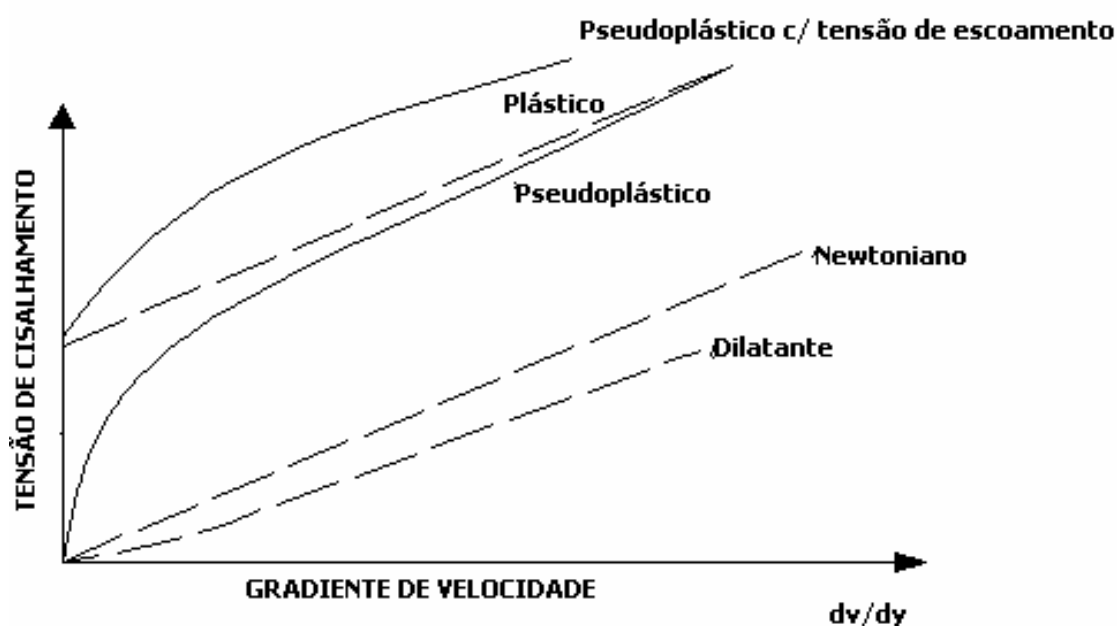


Figura 3.1: Modelos reológicos de polpas (CHAVES, 2002).

A representação para os fluidos considerados newtonianos é a reta que passa pela origem e cuja inclinação é a viscosidade. O fluido Bingham precisa ser cisalhado até um determinado valor para começar a escoar e passar a se comportar como fluido newtoniano. A figura 3.2 mostra esse tipo de comportamento. O valor da tensão de escoamento (τ_0) representa o esforço mínimo que deve ser fornecido para iniciar o deslocamento do fluido. O valor da inclinação da reta que corresponde a viscosidade é denominado módulo de rigidez.

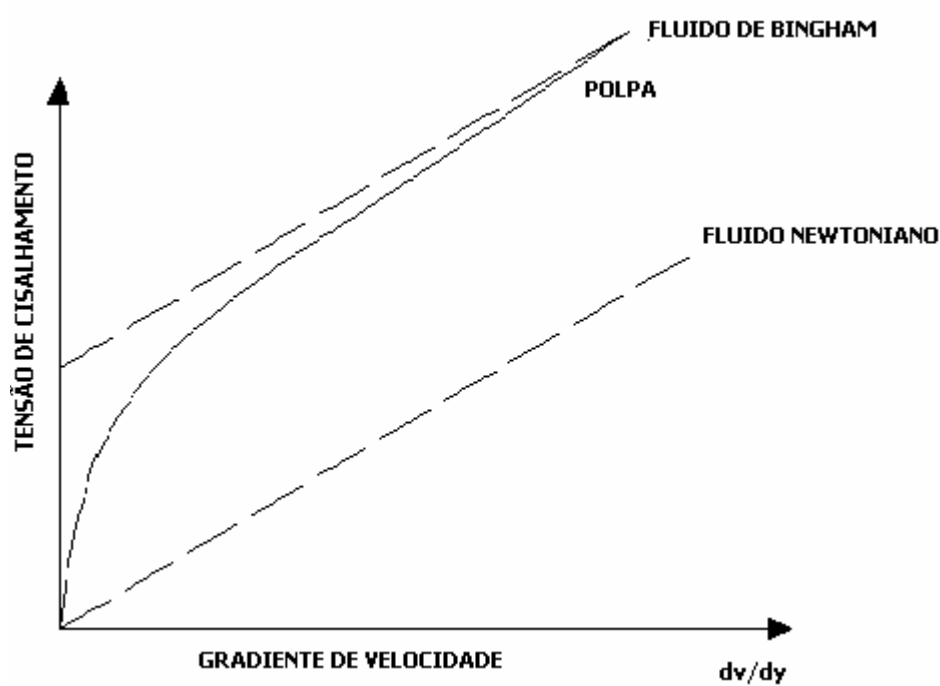


Figura 3.2: Fluido newtoniano e de Bingham (CHAVES, 2002).

POSSA & LIMA (2000) e POSSA (2004) relatam que a reologia da polpa é um assunto que vem despertando grande interesse dos pesquisadores que atuam no tratamento de minérios diante do desafio imposto pelas empresas de mineração e pela sociedade em beneficiar minérios onde a presença de partículas finas e ultrafinas é cada vez mais significativa. Com a redução do tamanho das partículas, a atuação das forças de origem mecânica sobre as partículas fica reduzida e passam a atuar as forças de origem eletrostática e aquelas devido à descontinuidade do meio (viscosidade).

As propriedades de interesse referentes à polpa são:

a) Peso específico (γ)

Valor computado a partir do peso específico dos sólidos (γ_s) e sua concentração (C_v).

$$\gamma_p = C_v(\gamma_s - \gamma_l) + \gamma_l \quad (3.1)$$

b) Viscosidade dinâmica (μ_p) ou Viscosidade cinemática (ν_p)

$$\mu_p = 1,10 \mu_l (1 + 2,5C_v + 10,05 C_v^2 + 0,00273e^{16,6C_v}) \quad (3.2)$$

Onde,

μ_p = coeficiente de viscosidade dinâmica da polpa

μ_l = coeficiente de viscosidade dinâmica do líquido (água)

$$v_p = 0,0098(\mu_p/\gamma_p) \quad (3.3)$$

Onde,

v_p = coeficiente de viscosidade cinemática da polpa.

3.1.1 Caracterização do regime de suspensão/escoamento

Conforme defende ECM S.A (2004), a polpa poderá apresentar os seguintes regimes de escoamento:

- a) **Polpa não-sedimentária:** são compostas por partículas mais finas e exibem uma distribuição quase uniforme de concentração no perfil da tubulação, conforme a figura 3.3.

Experiências práticas e testes de laboratórios têm demonstrado que os sólidos das polpas não-sedimentárias possuem velocidades de decantação inferiores ou entre 0,06 a 0,15 cm/s. O comportamento reológico real de uma mistura não-sedimentar pode ser mais bem determinado por ensaios com um viscosímetro rotacional.

Polpas com esse comportamento demandam apenas condições de turbulência branda para efetuar o seu transporte, e via de regra aceitam suspensão dos sólidos mesmo após paradas demoradas.

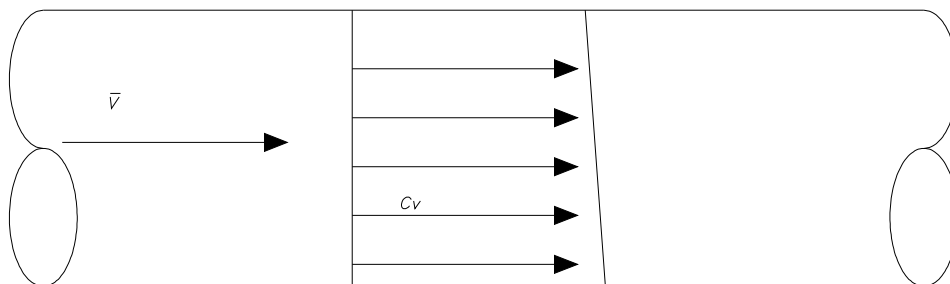


Figura 3.3: Distribuição da concentração de sólidos no perfil da tubulação para polpa não-sedimentária (Apud curso básico ECM S.A, 2004).

- b) **Polpa sedimentária:** são compostas por partículas sólidas maiores e/ou peso específico maior que não contribuem para as propriedades do meio líquido. A distribuição da concentração dos sólidos no perfil é bastante assimétrica, conforme figura 3.4.

Os sólidos destas polpas têm velocidades de decantação bem superiores a 0,15 cm/s.

Estas polpas dependem de altas velocidades de transporte e, portanto, alta turbulência para manter os sólidos em suspensão.

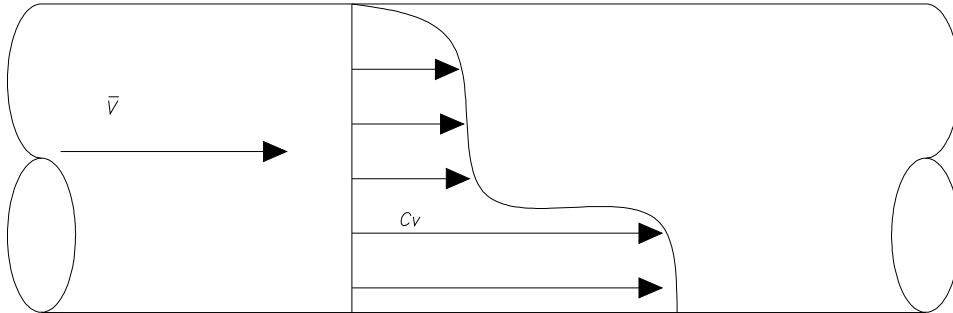


Figura 3.4: Distribuição da concentração de sólidos no perfil da tubulação para polpa sedimentária (Apud curso básico ECM S.A, 2004).

- c) **Polpa Transicional:** são polpas que tem um comportamento similar às polpas sedimentárias, percebe-se que sua distribuição de concentração assemelha-se à da polpa sedimentária, conforme a figura 3.5.

A maior parte de todas as polpas que ocorrem no tratamento de minérios se encaixa nesta classificação de comportamento.

As partículas finas presentes na polpa fazem com que o fluido fique mais denso e melhore a sustentação, interferindo desta forma na velocidade de decantação.

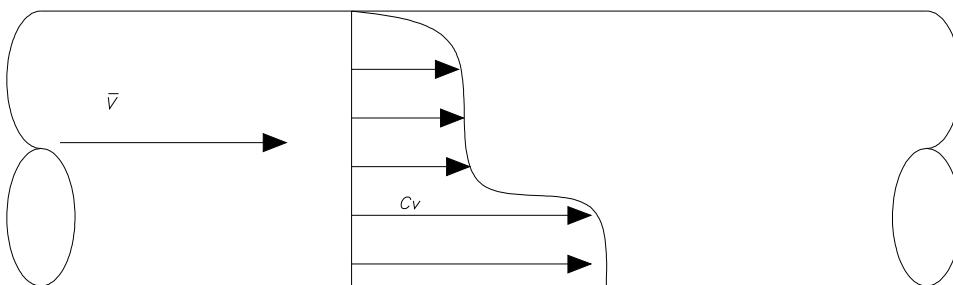


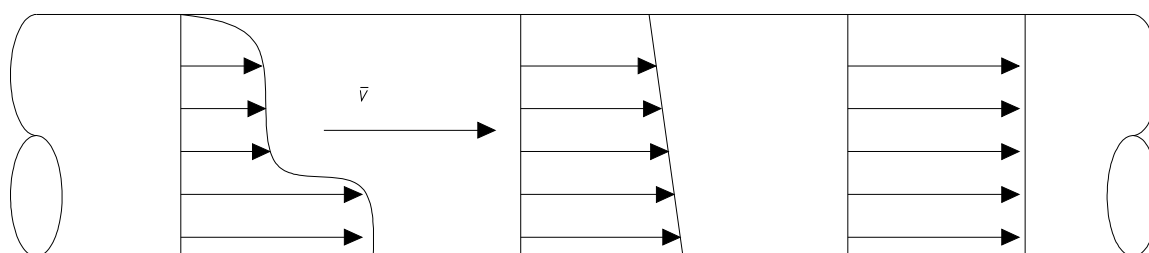
Figura 3.5: Distribuição da concentração de sólidos no perfil da tubulação para polpa transicional (mista) (Apud curso básico ECM S.A, 2004).

Na prática há três critérios usados para estimar qual fração dos sólidos que irá contribuir efetivamente para o comportamento de meio denso. Conforme ECM S.A (2004) o critério apoiado com maior rigor teórico é dos autores *M.E. Charles e J.J. Vocadlo* da Worthington (Fabricante de bombas). Eles partiram do princípio que todos os finos com uma velocidade de decantação que obedece a lei de Stokes, prestarão sua contribuição ao meio denso. A determinação do diâmetro das partículas que contribuem para o meio denso é calculada pela seguinte equação:

$$d' < 0,12((\gamma_s/\gamma_l)-1)^{1/3} \quad (3.4)$$

Os outros dois critérios usados para estimar qual a fração dos sólidos que contribua são os defendidos pela ECM S.A (2004) que são da *WARMAN* (fabricante de bombas de polpa) e da *SOGREAH* (sigla francesa para "estudos Grenoble hidráulica e aplicações da empresa" a qual é uma empresa de consultoria de engenharia da água, energia, meio ambiente, transporte marítimo, indústria e setores de desenvolvimento urbano), respectivamente, apontam as partículas inferiores a 200μ e 50μ .

A figura 3.6 mostra os efeitos relativos de concentração volumétrica e velocidade de transporte para polpas transicionais, considerando constantes os valores de granulometria, peso específico e massa transportada. Em condições de baixa velocidade ou alta concentração, a polpa se comporta como uma sedimentária e para altas velocidades ou baixas concentrações, como uma não-sedimentária.



PARA C_v CONSTANTE

\bar{v}_{BAIXA}

$\bar{v}_{MÉDIA}$

\bar{v}_{ALTA}

PARA \bar{v} CONSTANTE

C_v_{ALTA}

$C_v_{MÉDIA}$

C_v_{BAIXA}

Figura 3.6: Comparação dos efeitos relativos de concentração e velocidade de transporte (Apud curso básico ECM S.A, 2004).

3.1.2 Determinação do tipo de polpa

A determinação do tipo de polpa é sempre o primeiro passo na análise de manuseio de uma polpa, seja qual for o seu tratamento: bombeamento, escoamento por gravidade, agitação, etc.

Podemos citar conforme defende ECM S.A (2004) os dois parâmetros que qualificam a polpa são sua velocidade de decantação (W_s) e sua viscosidade (μ_p). O cálculo da viscosidade é realizado utilizando-se a equação 3.2 e o cálculo da velocidade de sedimentação livre é feito considerando-se os procedimentos descritos a seguir.

- a) A partir da granulometria, determinam-se os diâmetros $d_{m\acute{a}x}$ (“top size”), o d_{mp} (médico ponderado), o d_{50} e o d_{repr} (diâmetro representativo), os diâmetros que representam essa polpa usualmente adotados são o d_{50} ou d_{repr} (diâmetro representativo);
- b) Calcula-se as velocidades de sedimentação para os diâmetros de partículas mencionadas acima, seguindo-se a seguinte sequência de análise:
 - 1) Determinar o número de Arquimedes (A_r) para classificar o regime de decantação livre, ou seja, definir o regime de transição.

$$A_r = \frac{\pi}{6} \frac{(\gamma_s - \gamma_l) (d_i/10^3)^3}{g\mu_l^2} \quad (3.5)$$

Onde:

$A_r \leq 3\pi$	Indica regime laminar
$3\pi < A_r < 10^5$	Indica regime transicional
$A_r \geq 10^5$	Indica regime turbulento

- 2) Dependendo do regime de escoamento determinado no item acima se escolhe uma das três equações para calcular o coeficiente de arrasto (C_d). O coeficiente, número ou módulo de Reynolds (abreviado como Re) é um número adimensional usado em mecânica dos fluidos para o cálculo do regime de escoamento de determinado fluido sobre uma superfície.

$$C_d = 24/Re \quad \text{Regime laminar} \quad (3.6)$$

$$C_d = (24/Re)(1+0,15Re^{0,687}) \quad \text{Regime transicional} \quad (3.7)$$

$$C_d = 44 \quad \text{Regime turbulento} \quad (3.8)$$

3) A partir deste ponto realizam-se cálculos iterativos para os valores de W_s e Re , correspondentes aos diâmetros das partículas: $d_{máx}$, d_{mp} , d_{50} e d_{repr} , aplicando-se as seguintes equações abaixo:

$$W_s = 2((g d_i) / 3 Cd) * (\gamma_s - \gamma_l / \gamma_l)^{1/2} \quad (3.9)$$

$$Re = (W_s d_i) / \nu_p = (W_s d_i \gamma_p) / \mu_p \quad (3.10)$$

Nota-se que o número de Reynolds deverá ser calculado em função da viscosidade da polpa. Os valores obtidos para W_s , Cd e Re , respectivamente, são válidos apenas para os casos de baixa concentração de sólidos, já que as equações teóricas foram desenvolvidas para a decantação desimpedida ou livre.

Para a computação das velocidades de sedimentação para médias e altas concentrações de sólidos, isto é, $C_v > 10\%$, aplica-se uma fórmula empírica de ajuste conforme a equação descrita abaixo:

$$W_s' = W_s (1 - C_v)^m \quad (3.11)$$

O valor de m muda do seguinte modo:

$$\text{Para, } Re < 0,5 \quad m = 4,65 \quad (3.12)$$

$$0,5 \leq Re \leq 1300 \quad m = 4,375 (Re)^{-0,0875} \quad (3.13)$$

$$Re > 1300 \quad m = 2,33 \quad (3.14)$$

Os valores calculados para W_s' representam as velocidades retardadas de decantação, devido à porcentagem de partículas presentes na polpa.

Nos projetos de manuseio de polpas com baixas concentrações de sólidos utiliza-se os valores de W_s e para polpas com médias ou altas concentrações de sólidos utiliza-se os valores de W_s' .

Porém, alguns fatores tais como a presença de reagentes, pH, etc. pode influenciar na seleção final da “velocidade projeto” de decantação.

Conforme visto, o número de Arquimedes tem valor adimensional e aponta o tipo de polpa (a não sedimentária correspondente ao regime laminar, a transicional correspondente ao regime transicional e a sedimentária correspondente ao regime turbulento). Por isso, recomenda-se uma análise cautelosa da granulometria para escolher um diâmetro (d_i) realmente representativo. Entretanto em casos de dúvidas a elaboração de ensaios de laboratório ajudará nas considerações relativas ao sistema de transporte.

3.2. Instalação típica de bombeamento

As instalações de bombeamento podem apresentar em sua forma, dependendo de seu objetivo e importância, variações as mais diversas. A figura 3.7 ilustra a montagem típica de uma bomba de polpa com sua caixa.

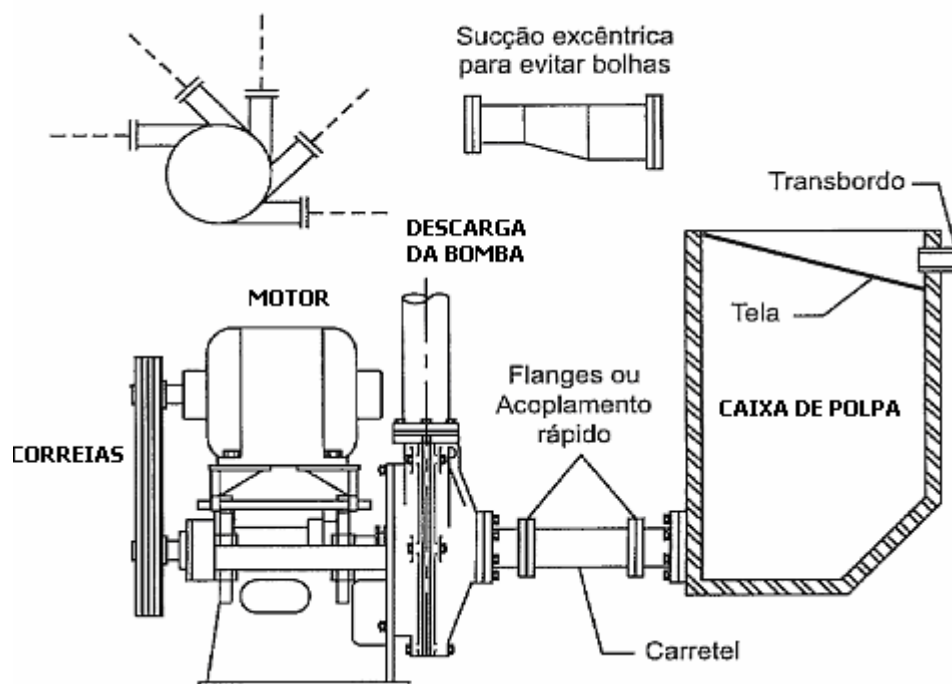


Figura 3.7: Montagem de bomba com sua caixa (CHAVES, 2002).

Na figura 3.7, nota-se que o motor está montado “em prateleira”, isto é, sobre o eixo do rotor e ligado a este por correias em V. O principal motivo para que esta montagem seja escolhida (para potências menores) é o espaço e, portanto, elevando o motor do chão ele será afastado de respingos ou inundações. Quando houver travamento do rotor, a correia patina ou até mesmo arrebenta, sem sobrecarregar o motor. Conforme o rotor da bomba vai sendo desgastado pela ação erosiva dos sólidos em suspensão, a sua

velocidade pode ser alterada mediante a troca das polias, isto é, a redução do diâmetro do rotor vai sendo compensada, dentro de certos limites, pelo aumento da rotação da bomba.

Para potências maiores, esta instalação deixa de ser adequada por causa do esforço aplicado ao eixo da bomba.

Na figura 3.7 nota-se que a bomba está unida à caixa por uma peça chamada “carretel” que é um pedaço de tubo flangeado nas duas extremidades. Quando é necessário abrir a bomba, os parafusos do flange que acoplam o carretel à sucção da bomba e os parafusos do flange que acoplam o carretel à saída da caixa são soltos, e o carretel é retirado gerando espaço necessário para que a carcaça bi-partida possa ser aberta e feita as manutenções necessárias. O carretel com sucção excêntrica é apropriado para polpas com bolhas de ar.

As bombas de polpa e suas caixas são na maioria das vezes montadas no pavimento inferior da usina dotado de canaletas de drenagem, de maneira que a polpa não transborde sobre as pessoas ou equipamentos. Os pisos devem ter inclinação satisfatória para permitir a retirada dos sólidos aglomerados com um jato d’água.

CHAVES (2002) defende a idéia que a polpa não é apenas uma “água mais pesada”. No cálculo dos parâmetros hidráulicos não se pode supor tratar-se apenas de um líquido semelhante à água, com densidade maior. Em consequência desta falsa idéia, são muito frequente erros graves de dimensionamento. Na prática industrial, no bombeamento de trechos curtos e para polpas com menos de 40% sólidos, há uma metodologia dedicada.

3.3. Classificação geral e detalhes construtivos das bombas

A diversidade dos tipos de bombas existentes é muito grande a ponto de tornar-se difícil agrupá-las sob uma classificação geral suficientemente abrangente. A classificação geral mais significativa é, contudo, aquela apresentada pelo “Hydraulic Institute” (HI, Associação de produtores de bombas e fornecedores da indústria de bomba na América do Norte), segundo o qual podem as bombas serem subdivididas em dois grandes grupos:

1. Turbobombas (bombas centrífugas ou hidrodinâmicas):

A principal classificação das turbobombas leva em consideração a trajetória desenvolvida pelo fluido no rotor. A figura 3.8 mostra exemplos de turbobombas.

- Centrífugas ou de fluxo radial
- Fluxo misto
- Axiais

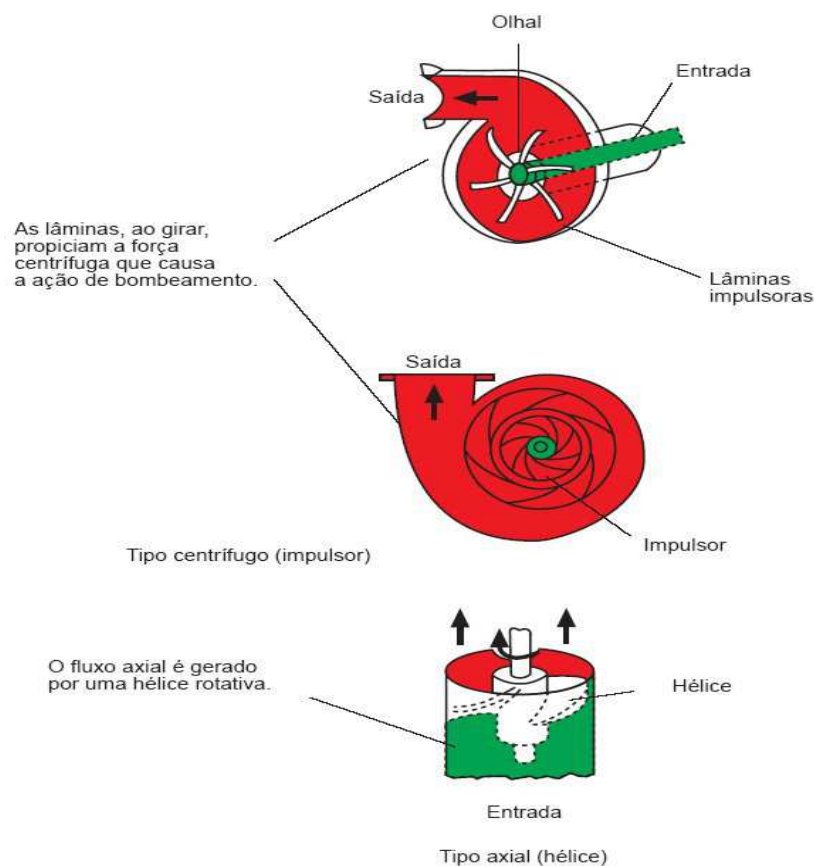


Figura 3.8: Características construtivas das turbobombas (BRASIL, 2011).

2. Bombas volumétricas (bombas de deslocamento positivo):

Neste presente trabalho não será abordado o tema bombas volumétricas e somente serão enfocadas as bombas centrífugas por serem mais usuais nos processos de mineração.

Segundo CARVALHO (1999) as turbobombas ou bombas hidrodinâmicas são aquelas que se caracterizam pela existência de um rotor dotado de palhetas acionado por uma fonte externa de energia e em contato com o fluido de material. A ação da força centrífuga e/ou a força de sustentação produzida pelo escoamento do fluido em torno da palheta provoca uma depressão à entrada do rotor que aspira fluido e uma sobrepressão à saída do mesmo, responsável pelo recalque do fluido.

Nas bombas hidrodinâmicas o fluido penetra axialmente no rotor, sendo sua trajetória bruscamente desviada para a direção radial conforme a figura 3.9.

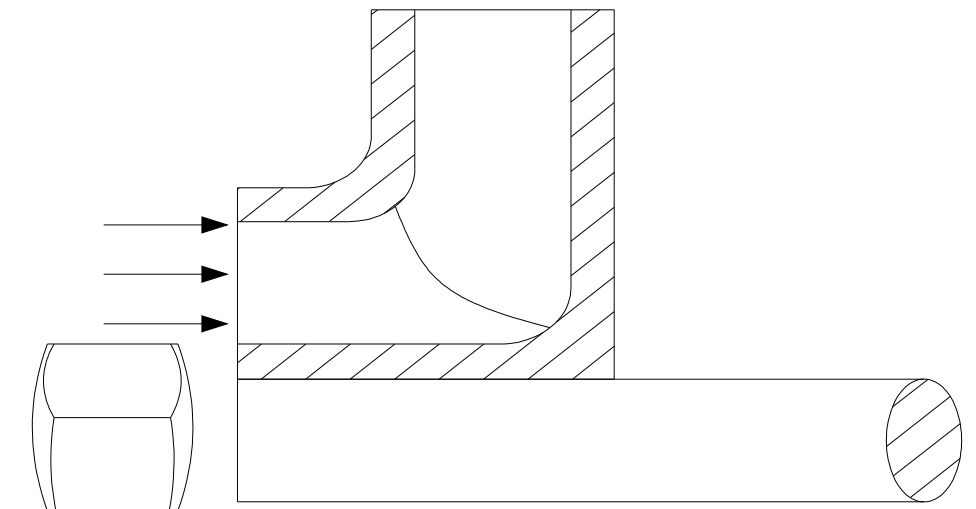
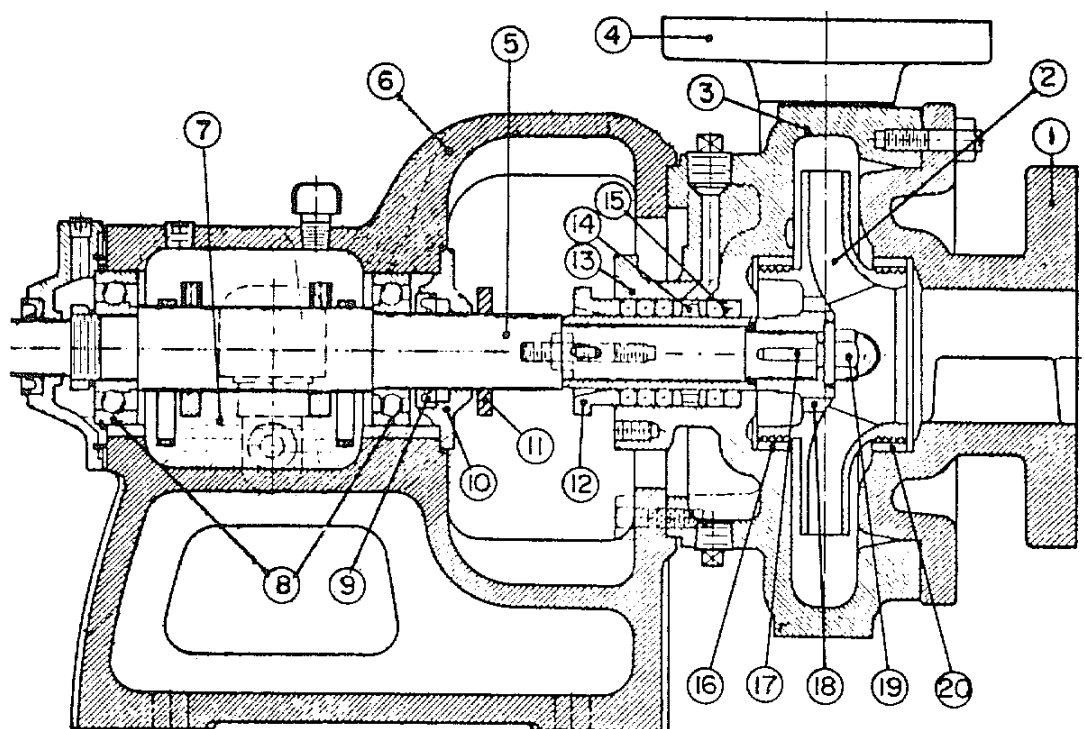


Figura 3.9: Bomba hidrodinâmica com rotor radial (CARVALHO, 1999).

Os órgãos construtivos básicos das turbobombas podem ser descritos como:

- rotor
- difusor
- eixo
- anéis de desgaste
- caixa de gaxetas e selo mecânico
- rolamentos
- acoplamento
- base da bomba

A figura 3.10 ilustra os órgãos constitutivos de uma turbobomba.



ITEM	NOME DA PEÇA
01	Flange de sucção
02	Rotor
03	Carcaça ou caixa espiral
04	Flange de descarga
05	Eixo
06	Cavalete
07	Caixa de óleo
08	Rolamentos
09	Retentor
10	Tampa da caixa de óleo
11	Defletor
12	Sobreposta ou aperta-gaxetas
13	Estojo de gaxetas
14	Cadeado hidráulico
15	Gaxetas
16	Anel de desgaste traseiro
17	Chaveta
18	Furos de compensação
19	Porca do rotor
20	Anel de desgaste dianteiro

Figura 3.10: Órgãos componentes de uma turbobomba (CARVALHO, 1999).

São detalhados a seguir segundo CARVALHO (1999) os órgãos básicos constitutivos de uma turbobomba.

- Rotor: peça móvel que energiza o fluido, criando uma depressão em seu centro para aspirá-lo e uma sobrepressão na periferia para recalçá-lo. É acionado através de um eixo que lhe transmite o movimento de rotação, graças a energia de uma fonte externa que é o motor de acionamento. Os rotores podem ser classificados em:

- radiais, diagonais e axiais: conforme a trajetória do fluido.
- de simples e de dupla sucção: conforme recolha o fluido por um lado ou pelos dois.

Outra importante classificação dos rotores, contudo, é aquela que os agrupa segundo o seu desenho mecânico:

- rotor fechado: usado normalmente no bombeamento de líquidos limpos. é inadequado para bombeamento de fluidos sujos porque, pela própria geometria, facilita o seu próprio entupimento;
- rotor semi-aberto: possui apenas um disco ou parede traseira onde se fixam as palhetas;
- rotor aberto: as palhetas são presas no próprio cubo do rotor. geralmente os rotores abertos são encontrados em bombas pequenas, de baixo custo, ou que recalcam líquidos abrasivos.



Figura 3.11: Rotor fechado, semi-aberto e aberto respectivamente (BRASIL, 2011).

Existem ainda muitos desenhos de rotores visando aplicações específicas e que, portanto, não se enquadram dentro desta classificação conforme a figura 3.12.

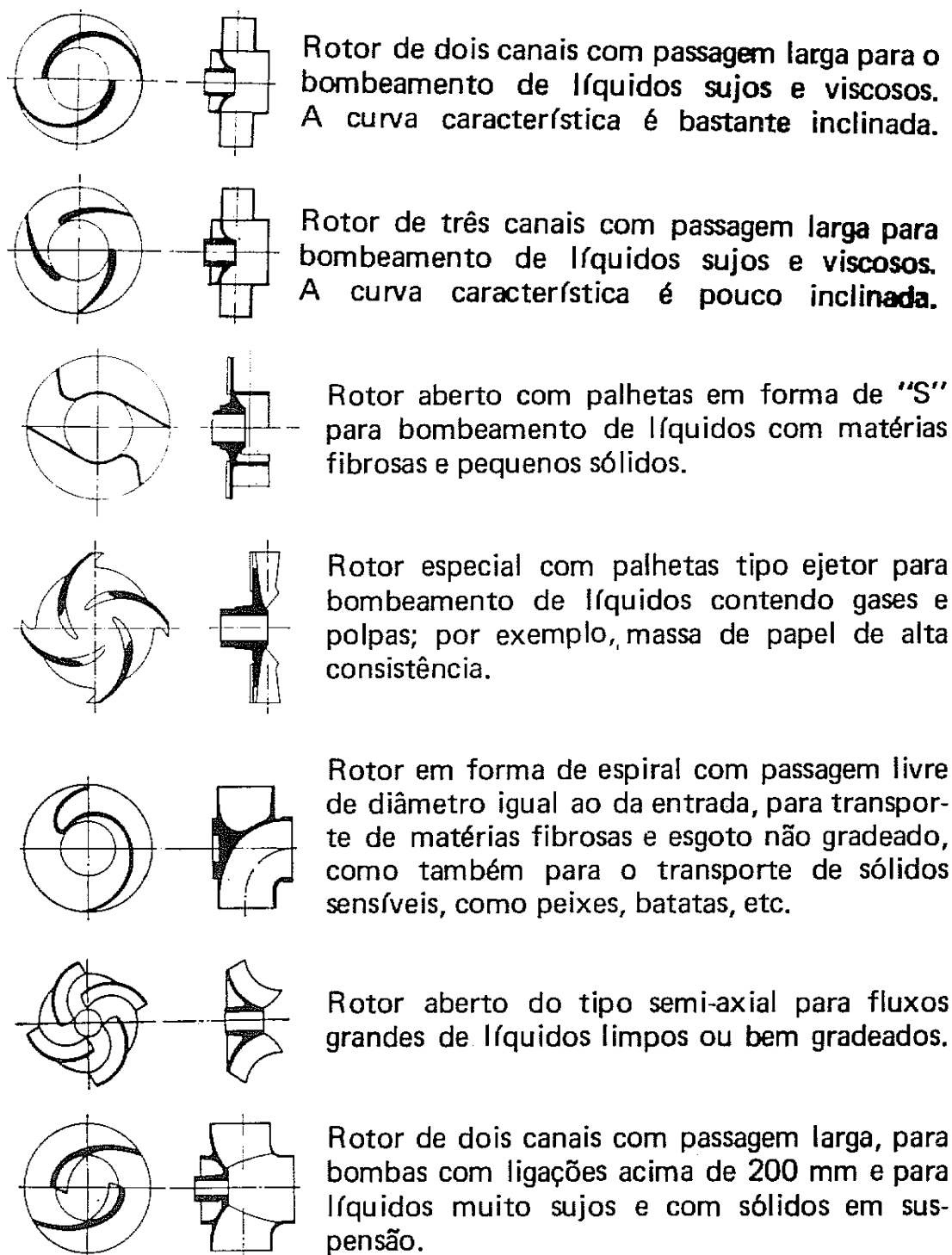


Figura 3.12: Variações construtivas dos rotores e suas respectivas aplicações (CARVALHO, 1999).

- Difusor: canal de sucção crescente a quem compete coletar o fluido expelido pelo rotor e encaminhá-lo à tubulação de recalque. Por ser de seção crescente (no sentido do escoamento), ele diminui a velocidade e aumenta a pressão do fluido.

- Eixo: ao eixo de uma bomba compete não só a tarefa de transmitir potência do motor ao rotor da bomba como também suportar o peso do rotor e suportar as cargas radiais e axiais impostas ao mesmo, conforme figura 3.13.

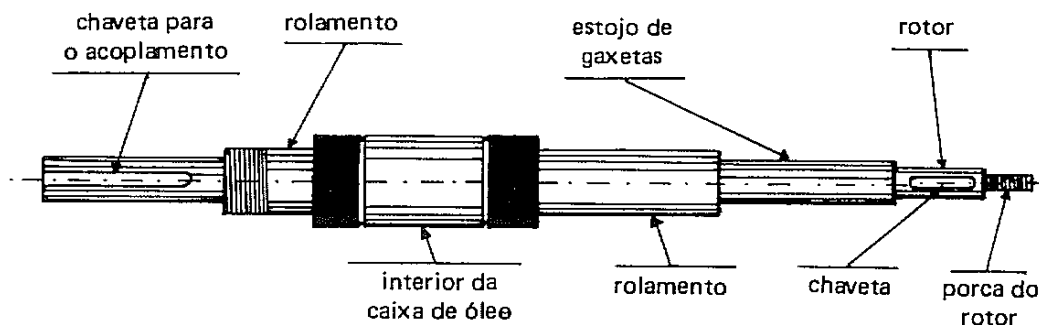


Figura 3.13: Eixo de uma bomba (CARVALHO, 1999).

- Anéis de desgaste: constituem uma junta de vedação econômica e fácil de renovar entre o rotor e a carcaça.
- Caixa de gaxetas: a caixa (ou estojo) de gaxetas é uma das partes mais importantes de uma turbobomba, a quem compete as funções de impedir vazamento do líquido no ponto ou região em que o eixo penetra na carcaça da bomba e evitar a entrada de ar para o interior da bomba, quando a pressão interna na caixa é inferior à pressão atmosférica externa. A caixa de gaxetas tem o formato de um cilindro no interior do qual alojam-se vários anéis de gaxetas e que ali são comprimidos por uma peça chamada sobreposta ou aperta-gaxetas até o ajuste desejado.
- Rolamentos: nas turbobombas tem a função de manter o eixo e o rotor em alinhamento com as partes estacionárias, impedindo o seu movimento na direção radial ou na direção axial.
- Acoplamentos: com exceção das bombas tipo monobloco, nas quais o rotor está montado numa extensão do eixo do motor, os outros tipos estão ligados ao motor através de acoplamentos. Eles podem ser rígidos ou flexíveis.
- Base da bomba: normalmente, a bomba e seu acionador vêm da fábrica montados sobre uma estrutura de vigas (cavalete). No local de instalação deve-se construir uma fundação suficiente para fixar esta estrutura ao solo e absorver as vibrações provocadas pelo funcionamento da bomba.

3.4. Bomba centrífuga de polpa e seus principais componentes

A figura 3.14 mostra uma bomba centrífuga de eixo horizontal para bombeamento de polpas. A figura 3.15 também mostra uma bomba de polpa de metal duro para serviços pesados.



Figura 3.14: Bomba centrífuga de polpa (WEIR, 2002).



Figura 3.15: Bomba de polpa HM Metal Duro(Metso, 2011).

Na figura 3.16 são descritos detalhes do projeto das bombas WEIR série AH, que são bombas com revestimentos internos para polpas abrasivas e corrosivas e logo a seguir são detalhados seus componentes.

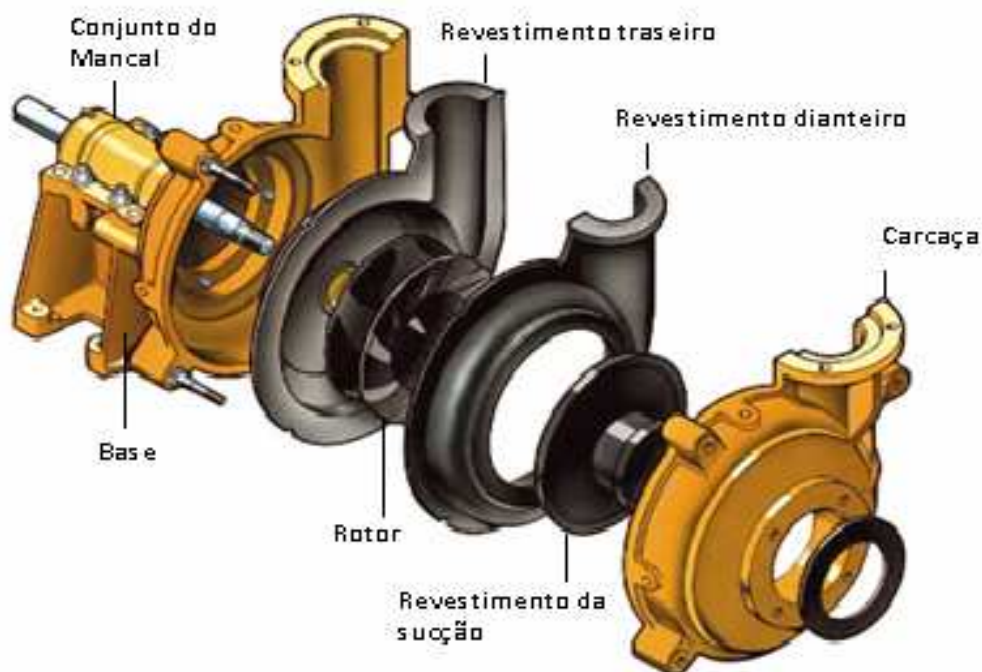


Figura 3.16: Bomba centrífuga para polpa abrasiva série AH (WEIR, 2006).

Conjunto do mancal: contempla eixos de grandes diâmetros e pouco comprimento em balanço, o que minimiza deflexões e contribui para o aumento da vida útil dos mancais. São necessários somente quatro parafusos para manter o conjunto fixado à base. A tabela 3.1 ilustra a potência absorvida para dois tipos de mancais. A figura 3.17 mostra os dois tipos de mancais.

Tabela 3.1: Valores de potência absorvida para mancais standard e de alta capacidade (LEITE, 2009).

MANCAL PADRÃO		MANCAL PARA ALTA CAPACIDADE	
Mancal	Potência Absorvida (KW)	Mancal	Potência Absorvida (KW)
C	30	CC	55
D	60	DD	110
E	120	EE	225
F	260	FF	425
G	600	GG	900

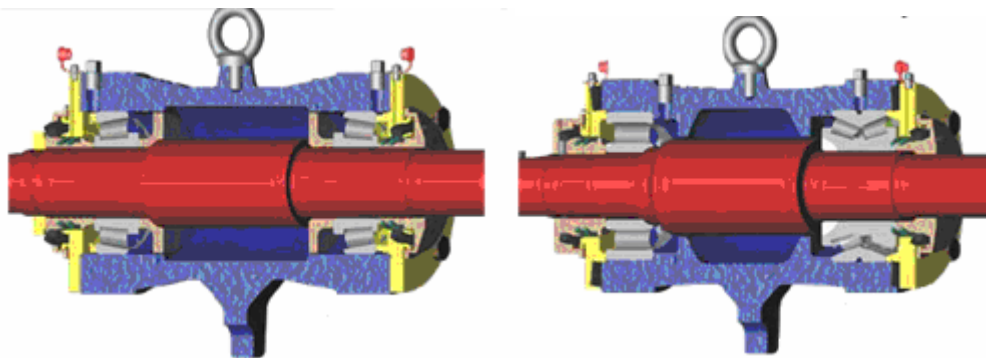


Figura 3.17: Mancais padrão (esquerda) e de alta capacidade (direita) (LEITE, 2009).

Base: robusta, extra-pesada para suportar o conjunto do eixo e rolamentos. Existe um mecanismo de ajuste externo do rotor, de modo a ajustar o conjunto para se alcançar a melhor eficiência de bombeamento e/ou menor desgaste.

Rotor: aletas externas nas partes frontal e traseira permitem reduzir a recirculação entre os revestimentos (menor desgaste) e tornam mais eficiente o sistema de selagem. Rotores metálicos e em borracha/elastômeros são perfeitamente intercambiáveis. Os rotores são fixados no eixo através de rosca fundida, não necessitando de insertos, chavetas ou parafusos. Nas figuras 3.18 e 3.19 pode-se ver exemplos de rotores utilizados para bombeamento de polpas. Os rotores podem ser classificados de acordo com a aplicação: standard (padrão), alta eficiência, para bombas de draga, bombas verticais e de espuma.



Figura 3.18: Rotores standard (esquerda) e de alta eficiência (direita) (LEITE, 2009).



Figura 3.19: Rotores para bombas de espuma (esquerda) e verticais (direita) (LEITE, 2009).

Revestimentos: facilmente substituíveis através de prisioneiros. Os revestimentos metálicos são perfeitamente intercambiáveis com os de borracha/elastômeros conforme ilustra a figura 3.20.

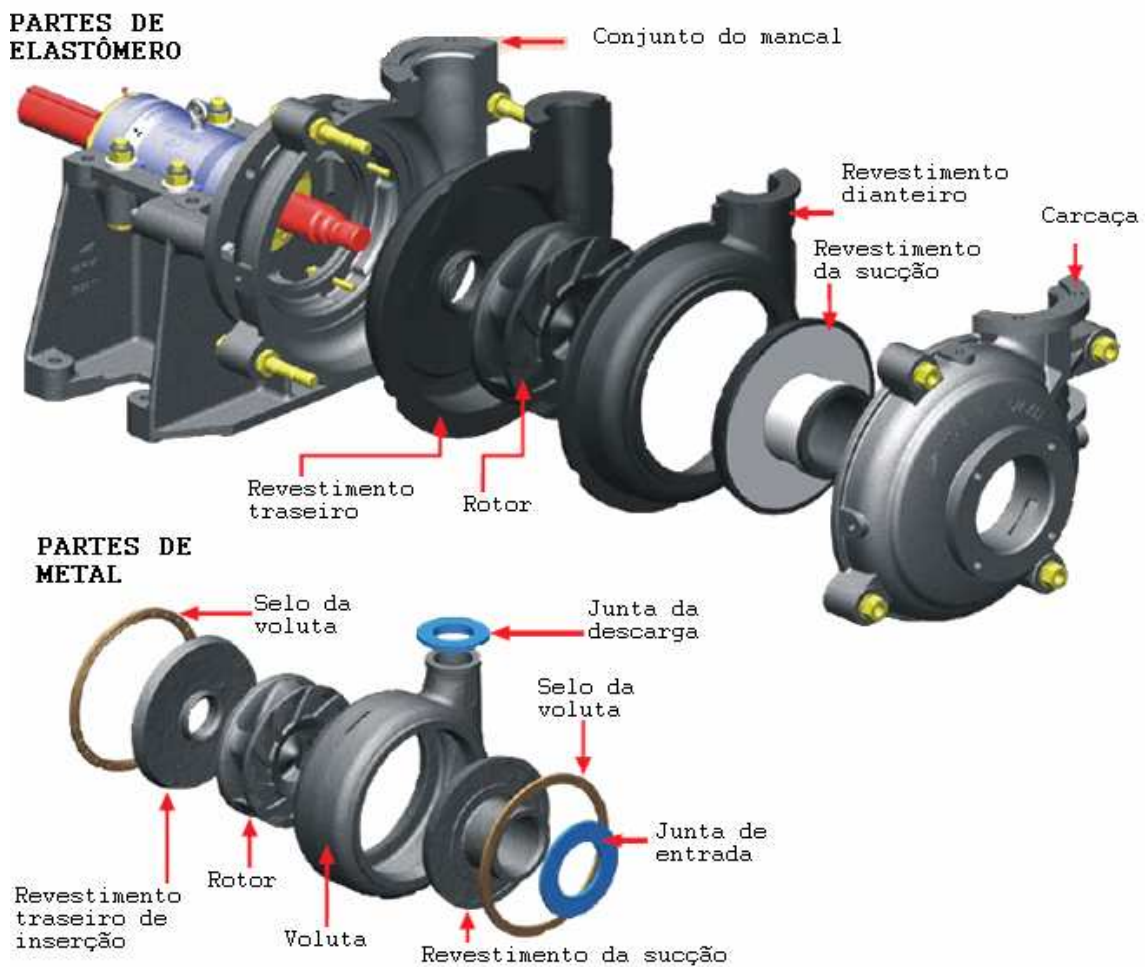


Figura 3.20: Intercambiabilidade entre os revestimentos (WEIR, 2002).

Revestimento da sucção: o revestimento leva ao aumento de vida útil por reduzir o desgaste, além de permitir fácil manutenção através das faces de contato inclinadas, o que garante um alinhamento preciso durante a montagem e facilita a desmontagem.

Carcaça: as carcaças podem ser projetadas como carcaças sólidas ou carcaças bipartidas. A carcaça sólida implica que toda a carcaça, inclusive o bocal de descarga, compõe uma peça única, fundida ou usinada. Numa carcaça fundida, duas ou mais partes são firmadas juntas. Quando as partes da carcaça são divididas no plano horizontal, a carcaça é descrita como bipartida horizontalmente (ou bipartida axialmente). Quando a divisão é no plano vertical perpendicular ao eixo de rotação, a carcaça é descrita como bipartida verticalmente, ou carcaça bipartida radialmente. As carcaças das bombas de polpa são usualmente bipartidas radialmente de maneira a permitir um fácil acesso para os serviços de manutenção tais como desobstrução, limpeza, trocas de rotor ou revestimento e são fabricadas em ferro fundido cinzento ou nodular, desenvolvida com reforços externos para suportar com segurança altas pressões de trabalho.

A voluta é tipo um funil encurvado que aumenta a área no ponto de descarga, como mostrado na figura 3.21.

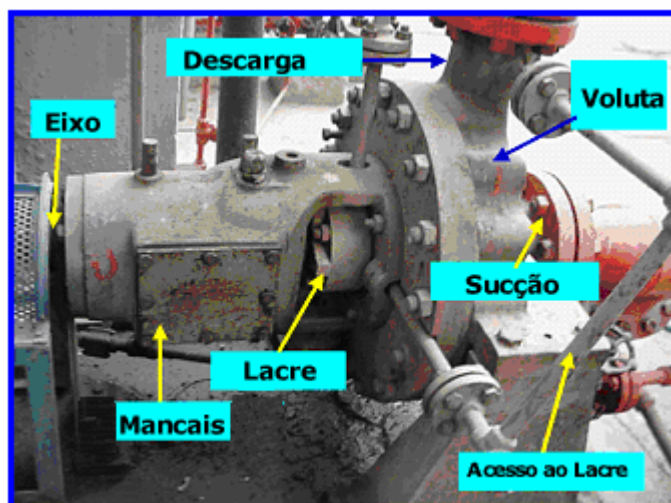


Figura 3.21: Corte de uma bomba mostrando a carcaça em voluta (www.ufrnet.br).

Como a área da seção transversal aumenta, a voluta reduz a velocidade do líquido e aumenta a sua pressão. Um dos principais propósitos de uma carcaça em voluta é ajudar a equilibrar a pressão hidráulica no eixo da bomba. Porém, isto acontece melhor quando se opera à capacidade recomendada pelo fabricante. Bombas do tipo em voluta

funcionando a uma capacidade mais baixa que o fabricante recomenda, pode imprimir uma tensão lateral no eixo da bomba, aumentar o desgaste e provocar gotejamento nos lacres, mancais, e no próprio eixo. Carcaças em dupla voluta são usadas quando as estocadas radiais ficam significantes a vazões reduzidas.

As bombas com carcaças em metal duro não possibilitam a intercambiabilidade entre os materiais. Como exemplo as bombas fabricadas pela WEIR do tipo G, GH, D, AHU e MMC.



Figura 3.22: Bomba com carcaça em metal duro (WEIR, 2002).

Podemos citar conforme defende CHAVES (2002) as seguintes diferenças entre as bombas de polpa e água:

1. As bombas de polpa têm o rotor com menos aletas e sua curva é menos acentuada que das bombas de água. Isso se deve às exigências do bombeamento de partículas sólidas: devido à abrasão recomenda-se o uso de aletas mais robustas e com perfil mais brando; a possibilidade de existirem partículas grosseiras faz com que as aletas sejam em menor número, deixando espaços maiores entre elas. Eventualmente, o rotor pode ser aberto para permitir a passagem livre destas partículas maiores.
2. As partes em contato com a polpa são revestidas de material resistente ao desgaste. Os dois materiais mais tradicionais são Ni-hard, ferro fundido ligado ao níquel e a

borracha natural. O critério básico de escolha entre os dois é que a borracha pode ser “cortada” por partículas mais grosseiras ou angulosas presentes no material a ser bombeado o que obriga à rejeição da mesma neste caso.

3. A carcaça da bomba de polpa é bi-partida e pode ser aberta, de modo a permitir o desentupimento, a limpeza, manutenção, troca de rotor ou de revestimento com máxima rapidez e facilidade. Isso traz como desvantagem a limitação da pressão que é possível de ser obter no bombeamento, limitada à resistência mecânica dos parafusos que fecham a carcaça.
4. As relações diâmetro do rotor/largura da carcaça das bombas de polpa são limitadas, pois rotores grandes implicam em velocidades periféricas muito altas e conseqüentemente, em elevado desgaste do rotor.

Em consequência dos fatores acima citados, CHAVES (2002) cita que a eficiência das bombas de polpa é muito menor que a das bombas de água de dimensões semelhantes, bem como a pressão alcançada ser sempre mais baixa.

As bombas de polpa, via de regra, trabalham afogadas, ou seja, quando o eixo da bomba situa-se abaixo do nível do reservatório (sucção negativa) conforme ilustrado na figura 3.23b.

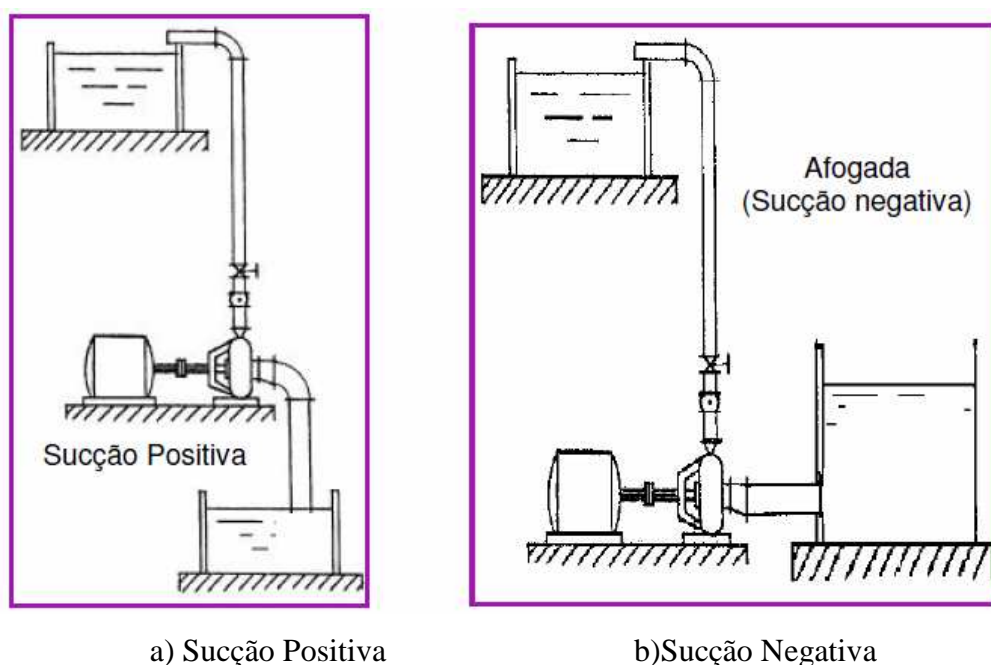


Figura 3.23: Posição do eixo da bomba em relação ao nível do fluido (ROCHA, 2010).

Ao contrário do bombeamento de água limpa, não se deve desconsiderar a possibilidade de ocorrência do fenômeno da cavitação. Mesmo estando a bomba afogada pode ocorrer

cavitação, dependendo do nível de polpa no reservatório. Os cuidados devem ser redobrados, verificando-se sempre o NPSH (Net positive suction head). Mais a frente estes assuntos serão abordados mais detalhadamente.

A eficiente vedação do eixo é um fator importante para as bombas de polpa.

Selagem hidráulica: dentro da carcaça existe uma polpa abrasiva sob pressão. Esta polpa quer sair por todas as saídas possíveis, não apenas pela saída do recalque, forçando assim o pequeno espaço anular em torno do eixo e o orifício por onde ele entra na bomba. A solução encontrada é usar um selo hidráulico: água sob pressão injetada entre o eixo e a carcaça, impedindo a saída de água e sólidos. Neste tipo de selagem ocorre a diluição da polpa.

Selagem centrífuga: nos casos em que não se pode ter diluição da polpa e a pressão dentro da bomba não é muito elevada pode-se utilizar uma variação da selagem hidráulica, que é o selo centrífugo, onde o rotor tem na sua face posterior aletas que empurram a polpa para dentro da bomba, impedindo que ela entre em contato com o eixo. A figura 3.24 ilustra a diferença entre os selos hidráulicos e mecânicos.

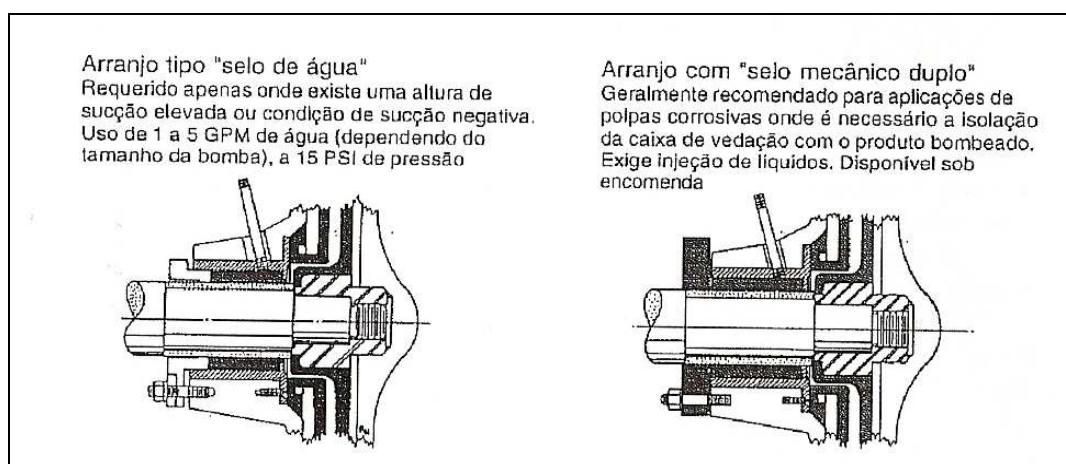


Figura 3.24: Diferentes tipos de selos (CHAVES, 2002).

A figura 3.25 esquematiza um arranjo típico para água de selagem (essa água de selagem deverá ser nova) podendo estar em circuito fechado (torre de resfriamento) ou em circuito aberto (alimentação através da rede de água de selagem e posterior recuperação em espessador de lammas).

Conforme WEIR (2002), a pressão da água de selagem deverá ser superior a pressão de descarga da bomba variando entre 0,35 – 0,5 kgf/cm². Essa pressão pode ser calculada de acordo a equação 3.15:

$$P_{selagem} = \left(\frac{AMT(água) * \gamma(polpa)}{10} + 0,5 \right) \quad (3.15)$$

Onde:

$P_{selagem}$ = Pressão de selagem (kgf/cm²);

$AMT(água)$ = Altura Manométrica da água (m.c.a);

$\gamma(polpa)$ = Densidade da polpa (t/m³).

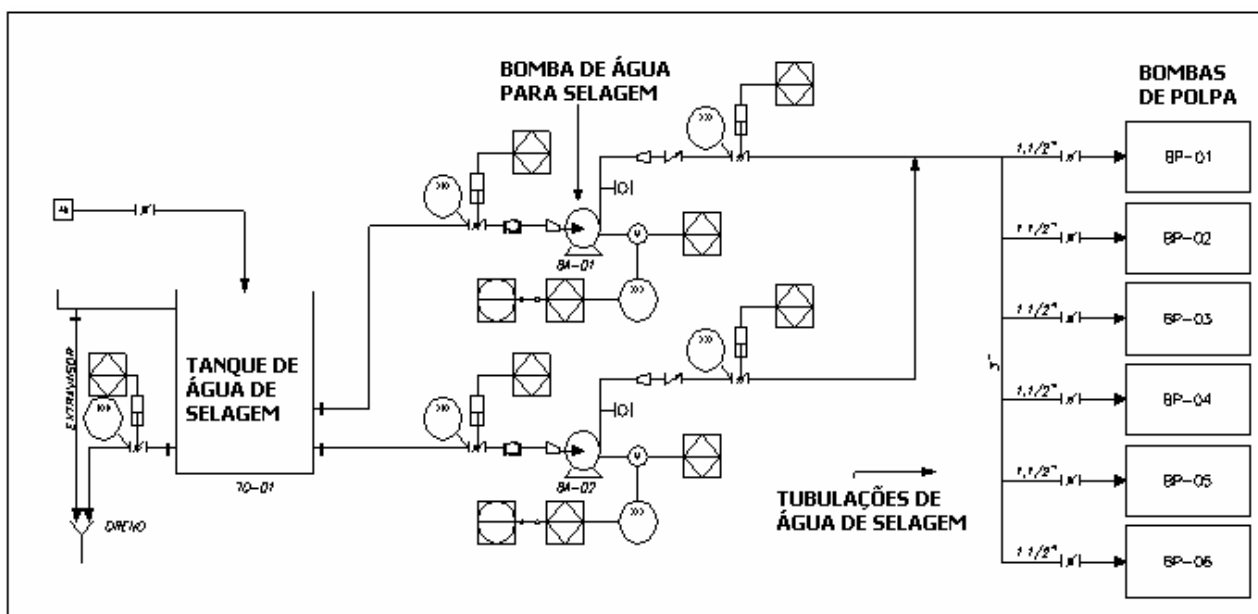


Figura 3.25: Arranjo típico para água de selagem (PINHEIRO, 2011).

A vazão de selagem deve ser suficiente para proporcionar a selagem, refrigeração, limpeza e lubrificação. Esse valor dependerá do tipo de montagem da selagem escolhida e do tamanho do conjunto de mancal, podendo ser calculada conforme a equação 3.16.

$$Q_s = 1,5 * D * C * \pi \quad (3.16)$$

Onde:

Q_s = Vazão da água de selagem (l/s);

D = Diâmetro médio do anel (m), isto é, o diâmetro externo da luva.

C = Folga radial entre a luva do eixo e o anel restritor (mm).

Na prática a vazão de água de selagem é fornecida pelo fabricante das bombas. A tabela 3.2 mostra os valores de vazão de acordo com o tamanho do mancal e tipo de anel restritor.

Tabela 3.2: Valores de vazão de selagem para bombas de polpa (WEIR, 2002).

Tamanho do Mancal	Vazão de Água de Selagem (L / min)		
	Anel Restritor Metálico	Anel Restritor em PTFE (não metálico) Ryton	Anel Lanterna e Anel de encosto
A	9	4	0,8
B	15	6	1
C, P	21	7	1,5
D, Q	33	9	2
E, R	42	12	4
F	60	16	6
ST, S, T	100	26	9
TU	120	34	11

As bombas de polpa fabricadas pela Weir são projetadas de modo que se tenha uma intercambiabilidade de sistemas de vedação do eixo conforme mostrado na figura 3.26.

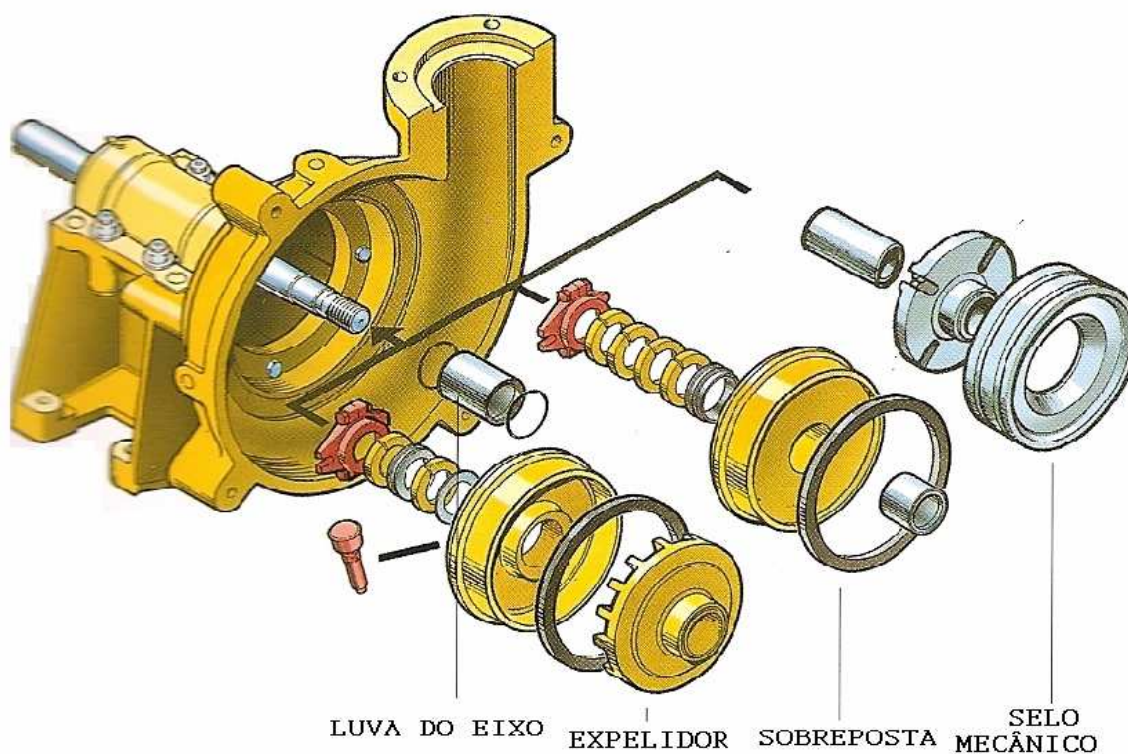


Figura 3.26: Vedação do eixo (WEIR, 2002).

Luva do eixo: são projetadas para fácil remoção, fabricadas em aço endurecido ou aço revestido com cerâmica, com vedações por anéis de borracha (O' rings) que protegem o eixo de contaminantes abrasivos ou corrosivos.

Expelidor: utilizado, quando possível, para processos que não permitem diluição da polpa ou para instalações com escassez de água.

Selo Mecânico: disponível para várias aplicações, podendo ser simples ou duplos.

3.5. Seleção de materiais para fabricação das bombas e revestimentos

A seleção do tipo de material que compõe a bomba dependerá de vários fatores. De acordo com a WEIR (2006), fabricante de bombas de polpas, pode-se citar:

- tipo de (polpa) fluido;
- tipo de bomba;
- velocidade da bomba;
- modelo da bomba.

Os dados básicos necessários para seleção do tipo de material são:

- tamanho da partícula;
- características das partículas;
- propriedades do líquido;
- d_{50} – abertura em que 50% do material é passante.

Os materiais utilizados na fabricação dos revestimentos e rotores podem ser divididos em dois grupos:

- elastômeros;
- metal.

A escolha do tipo de material dependerá da velocidade periférica que o rotor atingirá. A velocidade periférica pode ser calculada através da equação 3.17.

$$V_p = (d_r \cdot \text{RPM} \cdot \pi) / 60 \quad (3.17)$$

Onde,

V_p = Velocidade periférica no rotor (m/s)

d_r = Diâmetro do rotor (m)

RPM = Rotação da bomba (rpm).

A borracha natural tem as seguintes características:

- excelente resistência a erosão, mas limitada a partículas de no máximo 5mm;
- velocidade periférica limitada ao máximo de 25m/s; compostos especiais podem chegar a 32m/s;
- não aplicável para óleos, solventes e ácidos fortes;
- não indicada para temperaturas superiores a 70 graus;
- não aplicável para materiais angulares.

O poliuretano tem as seguintes características:

- indicado para revestimento e rotor quando a velocidade periférica for superior a 28m/s;
- boa resistência a erosão e ao impacto direto;
- menor resistência a erosão de partículas finas;
- não utilizável a temperaturas superiores a 70 graus.

Os elastômeros sintéticos (ex: Neoprene, Clorobutyl, Hypalon, Viton, etc.) são normalmente usados em revestimentos e rotores quando as características corrosivas e as demais indicações são para a utilização de elastômeros. Eles possuem as seguintes características:

- menor resistência a erosão que a borracha natural;
- maior resistência química que a borracha natural;
- geralmente podem operar a temperaturas mais elevadas que a borracha natural.

Os metais resistentes a abrasão e/ou corrosão podem ser usados nos revestimentos e rotores onde as condições não permitem a utilização de elastômeros. Estas condições são:

- velocidade periférica superior a 32m/s;
- partículas angulosas;
- temperaturas elevadas.

3.6. Projeto da bomba: cálculo e escolha

Vários fatores importantes devem ser analisados no dimensionamento de um sistema de polpa pressurizada:

- a. impedir a sedimentação/entupimentos de sólidos na tubulação;
- b. otimizar o consumo de energia;
- c. atender às exigências processuais (vazão, pressão residual, etc.);
- d. tornar mínimo o desgaste de componentes (internos das bombas, tubulações, etc.).

Fundamentalmente, a especificação de uma bomba para uma instalação de bombeamento é função do conhecimento de duas importantes grandezas:

- a vazão a ser recalçada (Q);
- altura manométrica da instalação (H_{man} ou H).

A figura 3.27 mostra uma idéia global das várias fases que procedem a escolha da bomba.

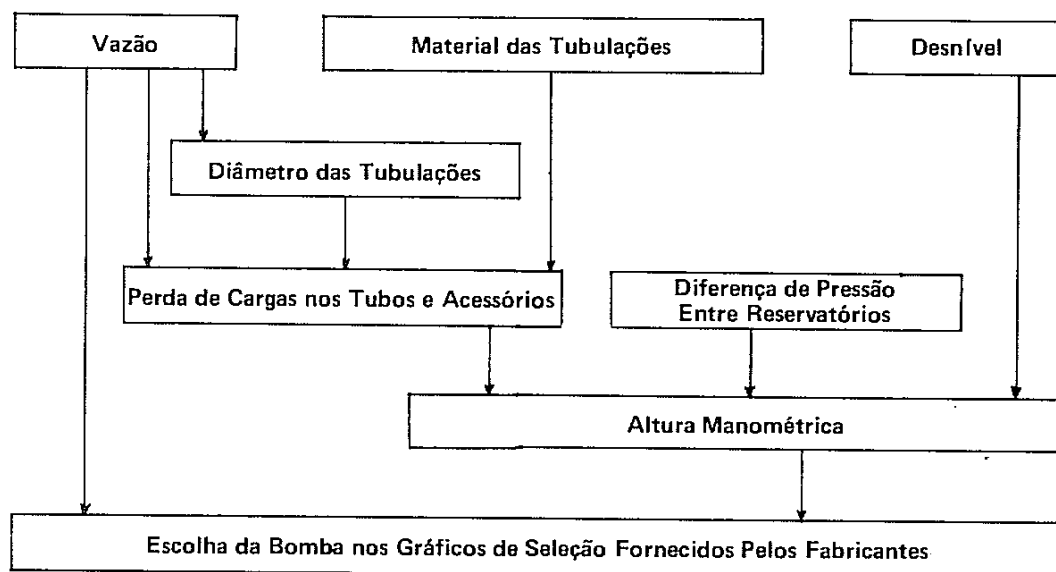


Figura 3.27: Sequência de operações para cálculo e escolha de uma bomba (CARVALHO, 1999).

O primeiro passo no dimensionamento de sistema de manuseio de polpa é a determinação da velocidade real de transporte, a velocidade “limite” (velocidade crítica) e o diâmetro da tubulação.

3.6.1 Velocidade de transporte

Caracteristicamente a velocidade ótima de transporte para sistemas de alta responsabilidade é determinada por ensaio em planta piloto ou em “Loop” de teste posicionado antes do sistema de transporte, caso o sistema já exista.

Para CHAVES (2002) a velocidade de bombeamento de uma polpa heterogênea deve acatar duas exigências desiguais e independentes:

- 1- a velocidade deve ser suficientemente grande para produzir a turbulência necessária para manter os sólidos em suspensão;
- 2- a velocidade deve ser a menor possível para reduzir o atrito com as paredes do tubo e conseqüentemente, reduzir a perda de carga.

Com as polpas homogêneas, a velocidade pode ser tão baixa quanto conveniente. Para bombeamentos delicados do ponto de vista operacional ou econômico, a velocidade ideal deve ser determinada experimentalmente.

Em polpas heterogêneas o leito forma-se em pleno regime turbulento devido as características próprias dos sólidos. Essa velocidade de deposição (velocidade “limite” de escoamento) é, portanto a velocidade crítica de escoamento.

Em projetos de linhas de polpa, deve-se adotar uma velocidade igual a $V_L + 0,3$ a $0,5$ m/s. Este valor é suficientemente baixo para manter os sólidos em suspensão.

Existem muitas equações que estimam com aceitável aproximação os valores das velocidades críticas. Para as linhas pressurizadas dentro das instalações industriais tem-se adotado a equação modificada de DURAND (1952), para definição da velocidade “limite” de escoamento:

$$V_L = F_L (2 g d_i (\gamma_s / \gamma_l - 1))^{1/2} (C_m / 0,45)^{1/3} \quad (3.18)$$

Onde:

V_L = velocidade limite de assentamento (m/s);

F_L = fator dependente do tamanho da partícula e da concentração volumétrica;

g = aceleração da gravidade (m/s);

d_i = diâmetro interno do tubo (m);

γ_s = gravidade específica (densidade) dos sólidos;

γ_l = gravidade específica (densidade) do meio de transporte.

Para utilização dessa equação deve-se atentar que a % sólidos é ≤ 45 . Para os casos em que % sólidos é > 45 não se deve considerar o último termo da equação, ou seja, $(C_m/0,45)^{1/3}$.

O fator F_L pode ser obtido através dos gráficos mostrados nas figuras 3.28, 3.29 ou 3.30 como função do diâmetro das partículas e concentração volumétricas.

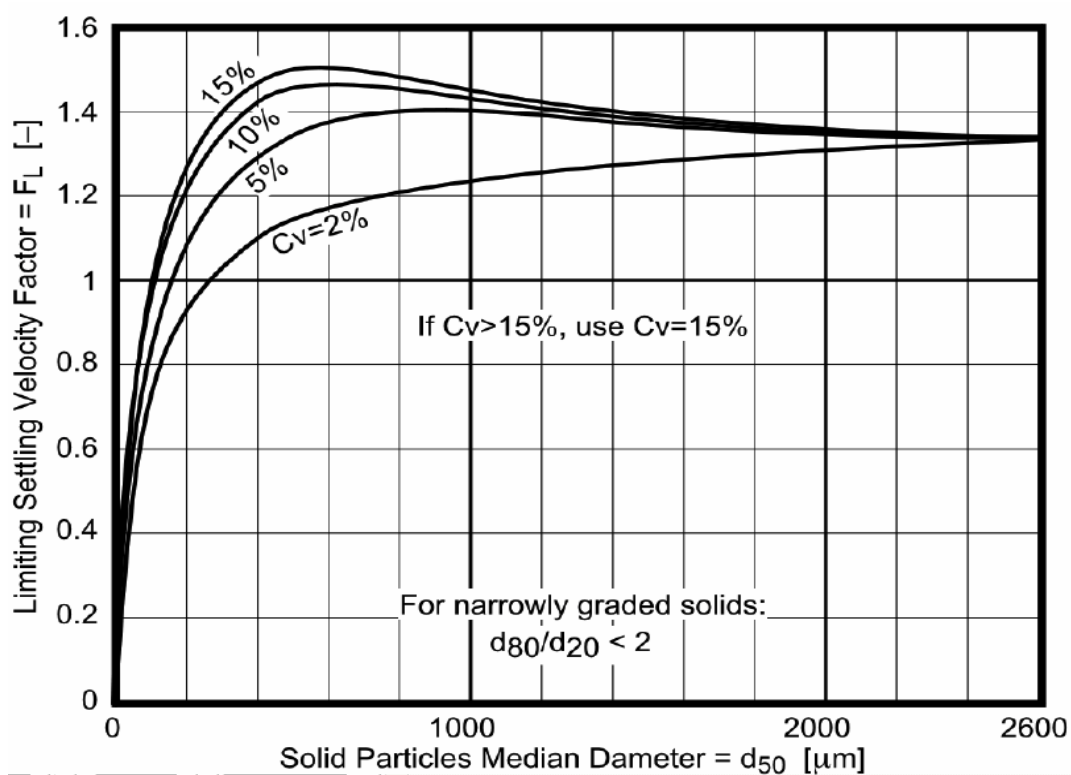


Figura 3.28: Gráfico com valores de F_L para $d_{80}/d_{20} < 2$ (WEIR, 2002).

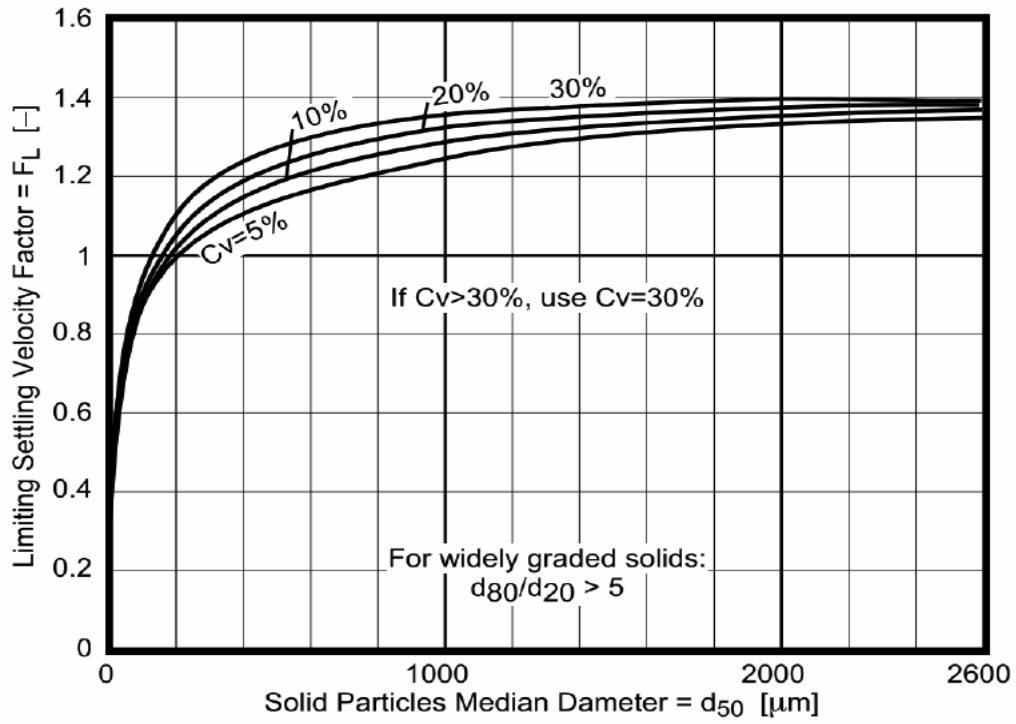


Figura 3.29: Gráfico com valores de F_L para $d_{80}/d_{20} > 5$ (WEIR, 2002).

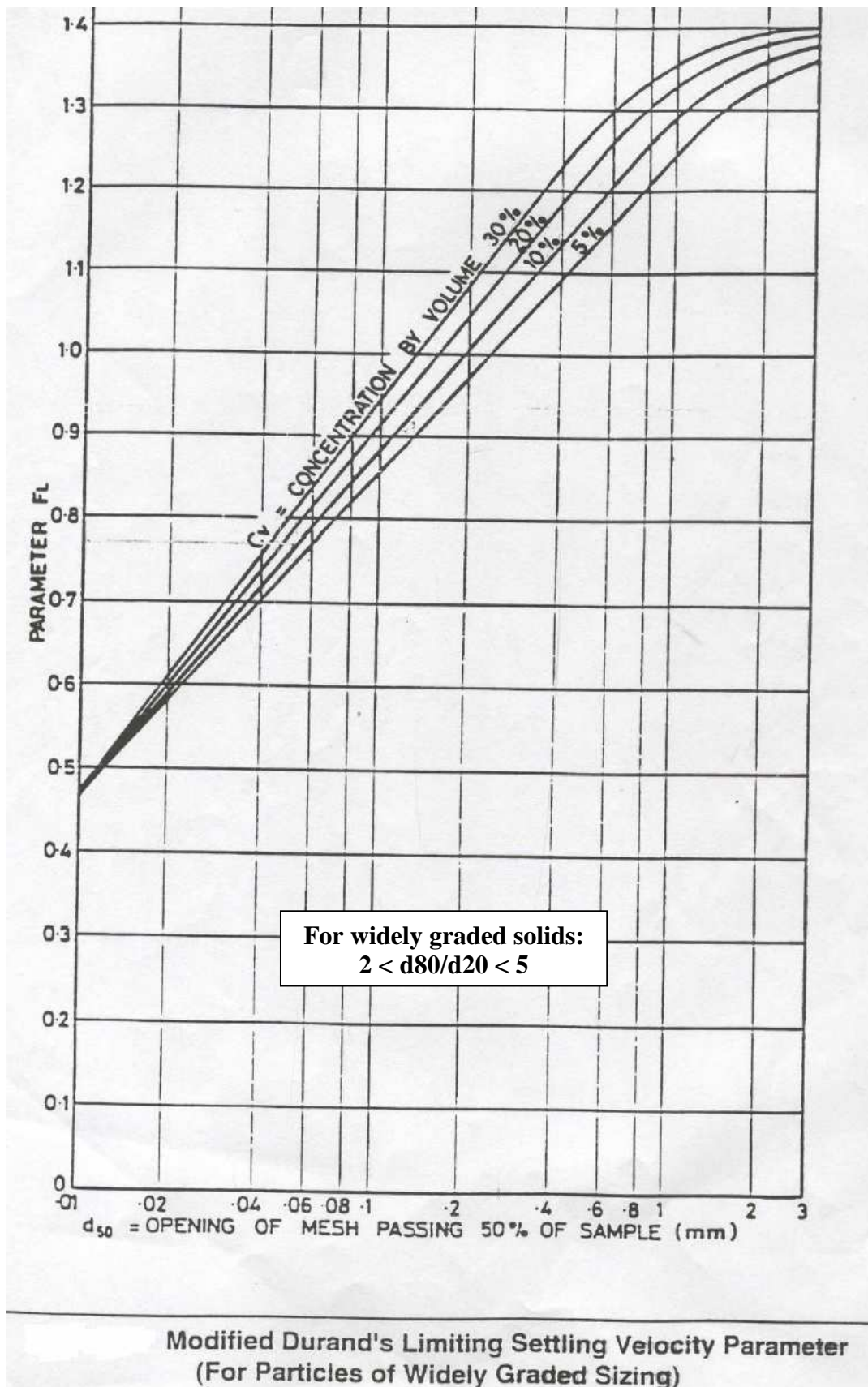


Figura 3.30: Gráfico com valores de FL para $2 < d_{80}/d_{20} < 5$ (WEIR, 2002).

A velocidade de transporte é calculada através da equação da continuidade:

$$Q = V_t * A \quad (3.19)$$

$$V_t = (4Q/\pi d_i^2) \quad (3.20)$$

O cálculo do diâmetro da tubulação é feito através da seguinte relação $V_t \geq V_L$. Dessa relação são definidos os diâmetros teóricos da tubulação para trabalhar sem riscos de sedimentação e entupimentos.

A escolha do diâmetro real da tubulação deve ser feita considerando a disponibilidade de tubulações comerciais. Deve-se sempre escolher um diâmetro menor do que o diâmetro teórico calculado. Assim a velocidade de transporte da polpa será maior do que a velocidade de sedimentação das partículas.

Depois da definição do diâmetro da tubulação de transporte da polpa, a próxima etapa é a determinação da perda de carga do sistema. Existem vários métodos adotados para definir o valor da perda de carga unitária. Pode-se calcular a perda de carga utilizando-se a equação 3.19 de Darcy-Weisbach e o diagrama de Moody.

$$h = f((L_e V_t^2)/(2gD)) \quad (3.21)$$

f = fator de atrito que é definido em função do número de Reynolds (Re) e do coeficiente de rugosidade da tubulação (ε/D) (ver anexo V).

O número de Reynolds é calculado a partir do cálculo da viscosidade da polpa e o fator de atrito é calculado a partir da viscosidade e do coeficiente de rugosidade.

3.7. Cavitação

A cavitação ocorre quando a pressão na entrada do rotor é inferior à pressão de vapor do líquido bombeado. Bolhas de vapor se formam nas áreas de baixa pressão e são novamente transformadas em líquido ao atingirem regiões de maiores pressões. De acordo com MOORE & MÁRIO (2008) a formação e colapso destas bolhas têm os seguintes efeitos sobre o desempenho da bomba:

- a) queda na altura e eficiência;
- b) ruídos e vibração resultando frequentemente em falhas dos rolamentos e eixo;
- c) erosão excessiva do rotor;
- d) ataque químico;
- e) diminuição da vazão, podendo chegar a zero.

Segundo MACINTYRE (1980), 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 desempenhadas 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.

Quando uma parte da bomba fica muito danificada por causa da ocorrência da cavitação, pode-se preencher os locais corroídos com solda elétrica adequada ao material, esmerilhando posteriormente, ou aplicando uma ou mais camadas de revestimento.

A cavitação não ocorre somente no rotor, ela pode revelar-se também nas pás diretrizes do difusor quando a bomba opera fora da descarga normal.

3.8. NPSH (Altura positiva de sucção)

MACINTYRE (1980) define que a disponibilidade de energia com que o líquido penetra na boca de entrada da bomba e que permitirá ao líquido atingir o bordo da pá do rotor chama-se, em publicações em inglês, “Net Positive Suction Head” (NPSH). O NPSH também é conhecido como a quantidade de energia do líquido na linha de centro da bomba ou altura positiva de sucção. Deve ser definido como NPSH disponível ou NPSH requerido. NPSH requerido (NPSHr) é a energia necessária para uma bomba poder operar satisfatoriamente, ou seja, com a sucção completamente preenchida de líquido com energia suficiente para vencer o atrito e as perdas de carga na conexão da sucção. Portanto, numa bomba centrífuga, o NPSHr é a quantidade de energia requerida para vencer as perdas por atrito desde a sucção até as palhetas do rotor e para desenvolver um fluxo com velocidade adequada para dentro delas. O NPSHr é uma característica da bomba. Varia com o projeto da bomba, seu tamanho e condições de operação. O seu valor é determinado por teste ou computação e é fornecido pelo fabricante da bomba. NPSH disponível (NPSHd) é a energia que o líquido possui na entrada de sucção da bomba (qualquer que seja o tipo da bomba), além da energia devida à sua pressão de vapor. NPSHd é uma característica do sistema e pode ser calculado ou obtido através de testes. O NPSH disponível para uma instalação pode ser calculado pela equação:

$$\text{NPSHd} = \frac{\text{Hatm} - \text{Hvap}}{\text{Sm}} + \text{Zs} - \text{Hfs} \quad (3.22)$$

Onde:

Hvap = Pressão de vapor do líquido à temperatura em que está sendo bombeado.

Hatm = Pressão atmosférica em metros de água.

Sm = Densidade da polpa.

Zs = Altura geométrica.

Hfs = Perdas por atrito no tubo de sucção e conexões.

Deve-se sempre lembrar que a bomba de polpa não é auto-aspirante, portanto quando a sucção é negativa é preciso um sistema para escorvar a bomba na partida. Não é adequado o uso de uma válvula de pé com polpa.

3.9. Curvas características da bomba e do sistema

Conforme menciona CHAVES (2002), uma bomba centrífuga, em seu regime constante tem sua vazão (Q) diminuída na medida em que aumenta a altura manométrica (H_{man}), conforme mostra a figura 3.31 no diagrama $H_{\text{man}} \times Q$. Ao mesmo tempo cresce a energia (N) consumida, conforme mostra o diagrama $N \times Q$ da figura 3.31. Nota-se que a eficiência mecânica (η) da bomba cresce com o aumento da vazão, passa por um máximo e depois decresce como se pode ver no diagrama $\eta \times Q$ da figura 3.31.

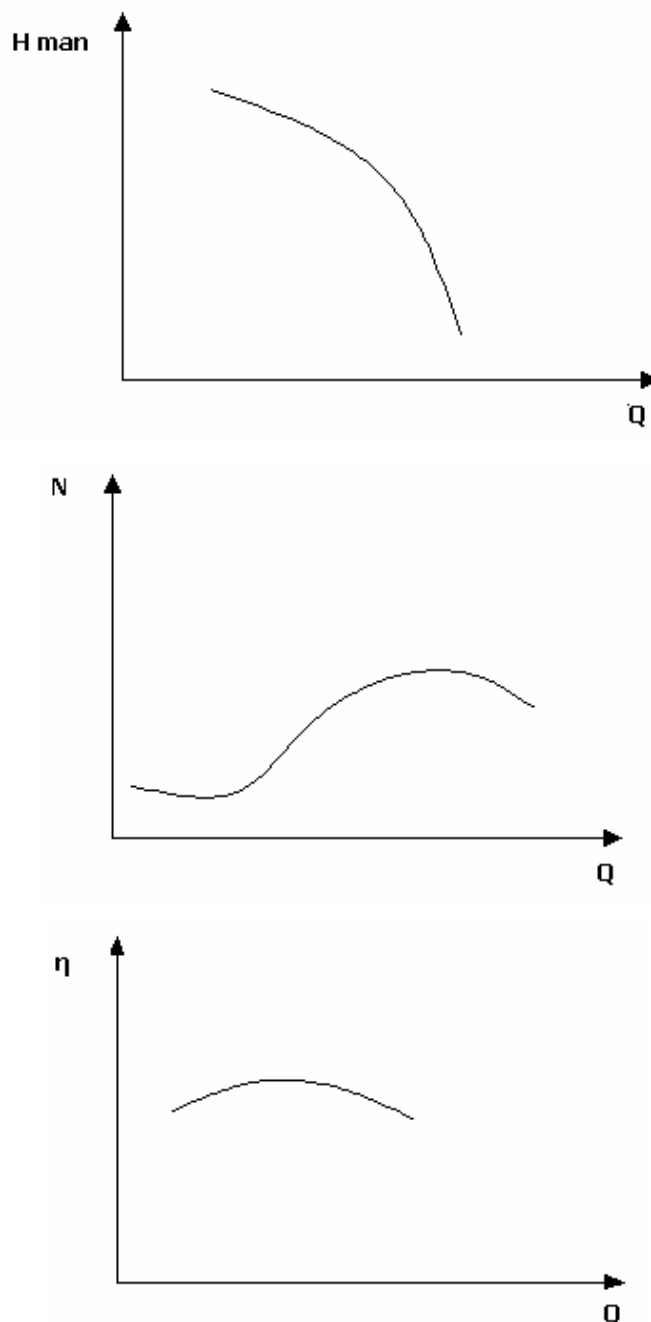


Figura 3.31: Curvas para bombas (CHAVES, 2002).

Pode-se chamar a curva $H_{\text{man}} \times Q$ de curva de desempenho da bomba. Uma mesma bomba, para diferentes rotações, oferece uma família de curvas, conforme a figura 3.32.

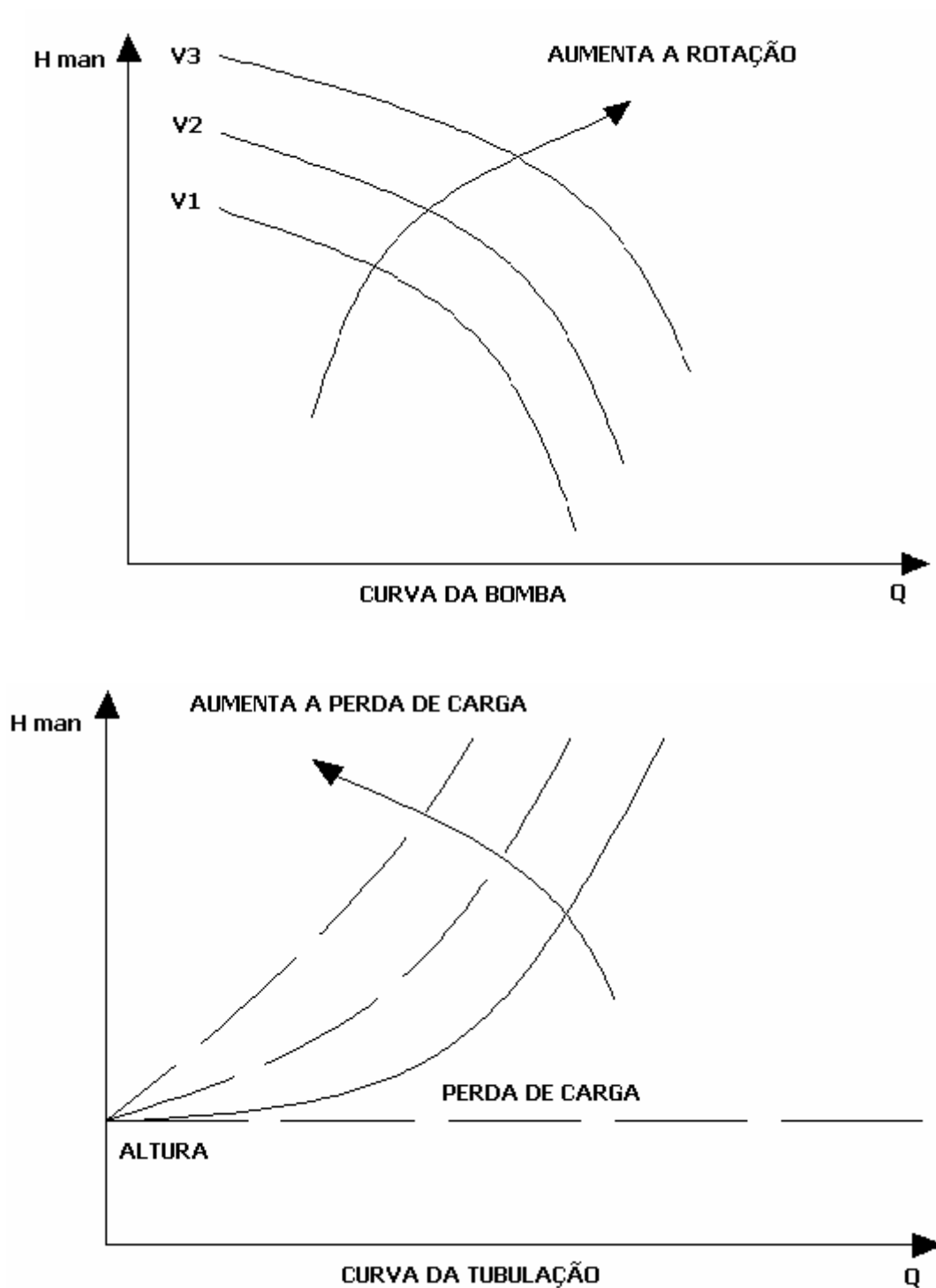


Figura 3.32: Curvas da bomba e da tubulação (CHAVES, 2002).

Em uma tubulação, com o aumento da vazão de polpa, aumenta a resistência (perda de carga) ao escoamento. Esta perda de carga é chamada de distribuída. As peças que compõe a tubulação tais como curvas, expansões, estrangulamentos e registros, acarretam perda de carga localizada, de valor expressivo, chamado de perda de carga singular ou localizada. Estas perdas são dimensionalmente, equivalentes a uma pressão e podem ser expressas em unidades de pressão, em metros de coluna de água ou em metros de coluna de polpa. A perda de carga também é aumentada com o aumento da rugosidade do material.

Adicionando-se as perdas distribuídas e localizadas a altura geométrica que o escoamento tem que vencer (diferença de nível entre os reservatórios de sucção e recalque) tem-se a altura manométrica total H_{man} . Esta é a pressão que a bomba tem que vencer quando o fluido escoar de um reservatório até outro. Conforme aumenta o comprimento da tubulação, as perdas singulares, a rugosidade do tubo, a altura geométrica, ou diminui o diâmetro da tubulação tem-se o aumento de H_{man} , e pode ser construído o que se chama de curva característica da tubulação, conforme figura 3.32.

Quando se faz a sobreposição no mesmo diagrama da curva da bomba e a curva da tubulação, obtém-se a curva do sistema, conforme ilustra a figura 3.33. Nota-se que modificando o comprimento da linha ou seu diâmetro, a curva se desloca conforme mostra a figura 3.33. O cruzamento das curvas da tubulação e da bomba resulta num ponto que é chamado de ponto de regime ou ponto de funcionamento.

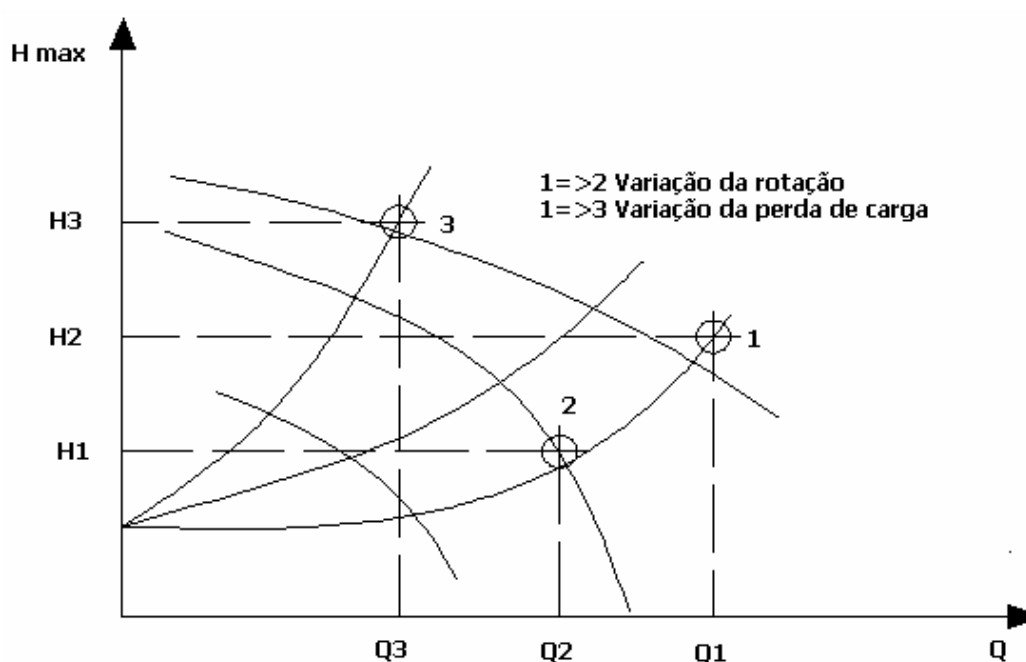


Figura 3.33: Curva característica do sistema (CHAVES, 2002).

3.10. Eficiência das bombas com polpas

A bomba centrífuga é uma máquina que transforma energia mecânica em cinética, parte da energia primária (fornecida geralmente por um motor elétrico) é utilizada para vencer a resistência do sistema de transmissão (acoplamentos-rolamentos-selagem).

A eficiência hidráulica ou eficiência de bombeamento é a relação entre a energia absorvida pelo rotor e a efetivamente transferida ao fluido em forma de pressão ou de coluna de líquido. É uma característica particular de cada bomba. A eficiência é expressa em percentual e é mostrada na curva característica da bomba (ver anexo III).

As curvas características se referem sempre à água limpa. Os procedimentos de medição são regulados por normas internacionais. Alguns fatores que afetam a eficiência de uma bomba centrífuga são:

- geometria do rotor e voluta;
- folga entre os componentes;
- velocidade do fluido;
- recirculação desde a periferia até o olho do rotor;
- recirculação centrífuga.

Os sólidos em suspensão afetam a eficiência por:

- energia absorvida por choque entre partículas sólidas e entre estas e as paredes da bomba;
- deslizamento entre as partículas e o líquido;
- formação de vórtices e turbilhamento.

A porcentagem de sólidos, a densidade do sólido, o tamanho, a forma do sólido e a distribuição granulométrica são características da polpa que afetam a eficiência da bomba em comparação a mesma bomba operando com água limpa.

Devido ao comportamento de fluidos não-newtoniano das polpas, CAVE *apud* CHAVES (2002) desenvolveu um ábaco (ver figura 3.34) para prever o desempenho de bombas de polpa, em função da granulometria dos sólidos (expressa pelo d_{50}), da sua densidade real e da diluição da polpa expressa em porcentagem de sólidos em peso.

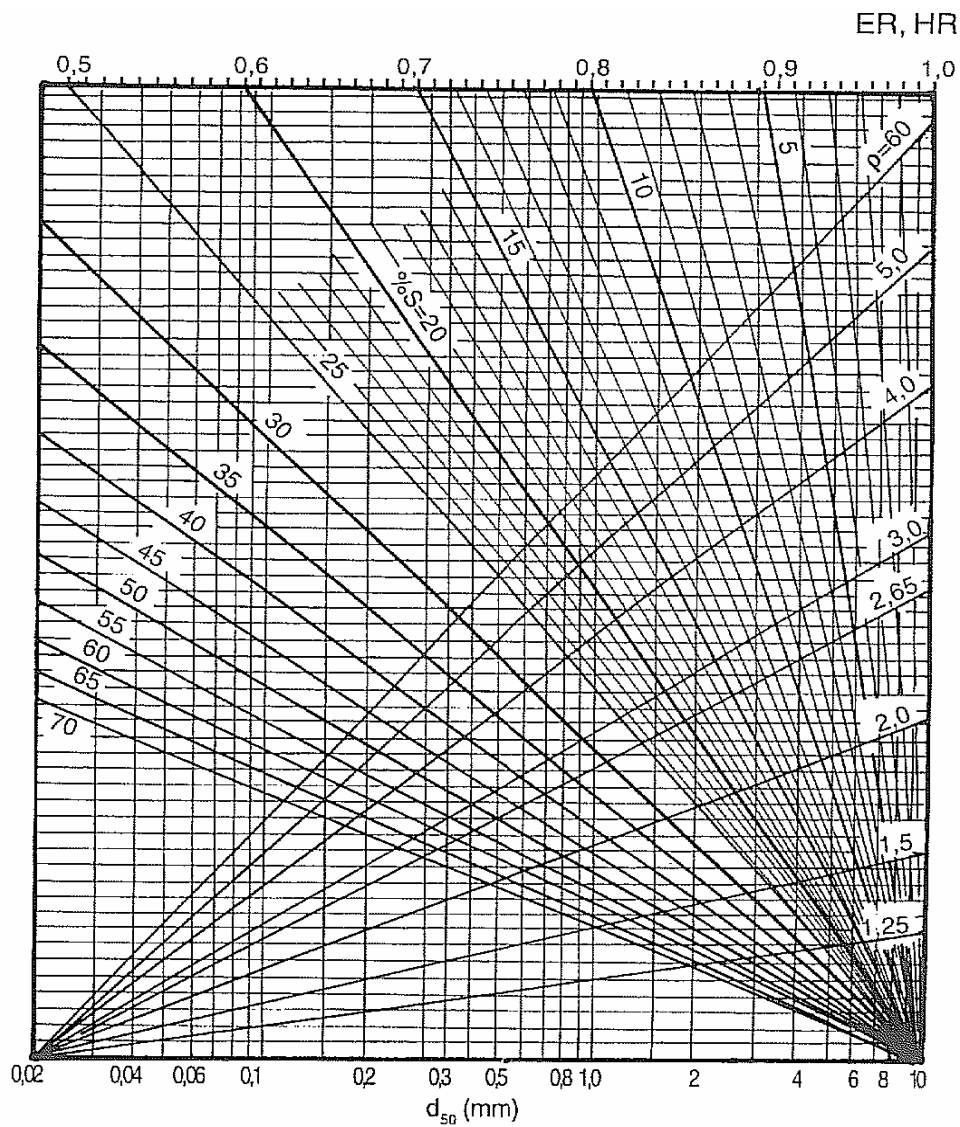


Figura 3.34: Ábaco de CAVE (Apud CHAVES, 2002).

A razão entre a altura da coluna de polpa e da coluna de água obtidas pela mesma bomba em condições idênticas é:

$$HR = \frac{\text{altura da coluna de polpa}}{\text{altura da coluna de água}}$$

Esta razão é afetada principalmente pelo tamanho das partículas, pela densidade dos sólidos e pela diluição da polpa conforme mostrado no ábaco.

Analogamente, a razão entre a eficiência do bombeamento de polpa e a do bombeamento de água é expresso por:

$$ER = \frac{\text{eficiência do bombeamento de polpa}}{\text{eficiência do bombeamento de água}}$$

Na prática os valores encontrados de ER são levemente superiores aos de HR. Como a diferença é insignificante e sempre no sentido de valores mais conservadores de ER, adota-se $ER = HR$ e utiliza-se o diagrama de Cave para calcular tanto as alturas como as eficiências no bombeamento de polpas.

4. CONCLUSÃO

Com este trabalho concluímos que escolher uma bomba de polpa centrífuga para projetos de mineração vai além dos conhecimentos básicos. É extremamente importante conhecer as principais variáveis relatadas neste estudo que influenciam o dimensionamento das bombas. Sendo assim, os profissionais envolvidos com projetos, estudantes de graduação e outros poderão de forma mais segura avaliar as propriedades específicas da polpa para pré-selecionar a bomba mais adequada, evitando assim problemas relacionados principalmente a custos de manutenção e disponibilidade operacional da rota de processamento de minério, equilibrando desta forma os custos de energia e custos operacionais tornando o processo o mais rentável e eficiente possível.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BISCO, A. P. R., **A influencia de algumas variáveis sobre a reologia de polpas minerais**. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais. Curso de Pós- graduação em Engenharia Metalúrgica e de Minas. Belo Horizonte, 2009. 98p.

BRASIL, Alex, Nogueira. **Capítulo 4 – Bombas Centrífugas**. Disponível em: <http://www.alexbrasil.com.br/_upload/5eee9bdc04201d679f4f477939cda669.pdf>. Acesso em 05 de janeiro 2011.

CARVALHO, D.F. **Instalações Elevatórias: Bombas**. 6.ed. Belo Horizonte: FUMARC, 1999. 355p.

CHAVES, A.P. et al; **Teoria e Prática do Tratamento de Minérios**. Volume 1 2.ed. São Paulo, Brasil: Signus Editora , 2002.

DURAND, R. **The hydraulic transportation of coal and solid materials in pipes**. London Colloquium of the National Coal Board, 1952.

ECM S.A Projetos Industriais; **Sistema de manuseio de Polpa. Curso Básico**. Belo Horizonte, 33 páginas, 2004.

G. R. MOORE. , MÁRIO B. F. **Bombas Centrífugas de Polpa**. Brasil- WEIR MINERALS, 34 paginas, 2008.

MACINTYRE, A.J. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. Rio de Janeiro, Editora Guanabara Dois S.A, 1980.

METSO, **Mineração e Construção. Bombeamento**. Disponível em: <<http://www.metso.com/br/miningandconstruction/mineracaoconstrucao.nsf/WebWID/WTB-091020-22576-A5821?OpenDocument>>. Acesso em 15 de março 2011.

PINHEIRO, D.A., **Instrumentação para água de selagem**. Disponível em: <http://www.ietec.com.br/site/techoje/categoria/impressao_artigo/852>. Acesso em 08 de janeiro 2011.

POSSA, M. V., LIMA, J. R. B.de, **Comportamento Reológico de Polpas Minerais**. CETEM/MCT, Rio de Janeiro – Brasil, 2000.

POSSA, M. V., **Reologia no Tratamento de Minério**. Comunicação Técnica elaborada na 4ª Edição do Livro de Tratamento de Minérios. CETEM/MCT. Rio de Janeiro- Brasil, 2004. Cap.13 535-570 pp.

ROCHA, S.D.F; **Notas de Aula do Curso de Especialização em Recursos Minerais – DEMIN: ERM 245 – Manuseio e Transporte de Sólidos e Polpas**. Belo Horizonte, Brasil: Universidade Federal de Minas Gerais, 2010.

VALADÃO, G.E.S; ARAUJO, A.C, Organizadores. **Introdução ao tratamento de minérios**. Belo Horizonte: Editora UFMG, 2007.

LEITE. I. **Curso bombas**. Belo Horizonte, ECM. Janeiro 2009. WEIR

WEIR. **Slurry Pumping Manual. A Technical Application Guide for user of Centrifugal Slurry Pumps and Slurry Pumping Systems**. First Edition, January 2002.

WEIR. **Dimensionamento e Seleção de Bombas de Polpa. Curso Bombeamento**. Rev.1, Belo Horizonte, ECM. 2006.

6. ANEXOS

- I. WEIR Brasil
- II. Exemplos de seleção de bombas de polpa método WEIR
- III. Exemplo de curvas características de bombas de polpa
- IV. Exemplos de bombas instaladas
- V. Diagrama para calcular o fator de atrito de Darcy
- VI. Exemplo de fluxograma de processo com bombas de polpas instaladas.

ANEXO I



Unidade Vila Guilherme - São Paulo - SP

WEIR DO BRASIL LTDA.

A Weir do Brasil é resultado da fusão entre as empresas Warman Hero e Envirotech, ocorrida no final de 1999, logo após a aquisição da Warman Internacional pelo Grupo Weir.

No Brasil são duas unidades fabris, ambas localizadas na cidade de São Paulo. Na unidade da Vila Guilherme estão concentradas a administração, a engenharia e a fabricação de bombas e hidrociclones. Na unidade do Jaguaré são fabricados os revestimentos de borracha e as válvulas. A Weir ainda conta com 04 centros de serviços localizados nas regiões sudeste e norte do país próximos aos importantes centros de produção mineral.

A Weir do Brasil é certificada pela ISO 9001 e oferece ao mercado soluções de engenharia, com produtos de alta tecnologia e desenvolvimentos constantes no centro de engenharia do Grupo Weir para os mais exigentes mercados.

A Weir oferece a mais completa linha de bombas para operações leves e pesadas, hidrociclones, válvulas e revestimentos de borracha, peças de reposição e assistência técnica especializada para os mercados de: Mineração, Siderurgia, Metalurgia, Energia, Óleo e Gás, Químico e Petroquímico, Saneamento, Irrigação, Tratamento de Água e Indústrias em geral.



WEIR GROUP PLC

Fundado em 1871, o Grupo Weir possui atualmente mais de 8.000 funcionários e um faturamento anual superior a US\$ 1,0 bilhão.

Dispõe de uma ampla linha de produtos, incluindo plantas de dessalinização, tratamento de água, válvulas, equipamentos para manuseio de cargas e transporte de GLP entre outros.

Localizada em Glasgow - Escócia, a Weir Pumps é a maior empresa do grupo, capaz de fabricar e testar bombas para vazões de até 60.000 m³/h.

A Weir realizou uma série de aquisições para reforçar e desenvolver suas atividades, possuindo hoje marcas conceituadas como Warman, ASH, Floway, Hazleton, Lewis e Hero.

O Grupo Weir tem um papel de liderança no mercado internacional, atuando em diversos segmentos onde o domínio da mais alta tecnologia se faz necessário.



Weir Pumps - Glasgow - Escócia

ANEXO II

COMO SELECIONAR UMA BOMBA PARA POLPA WARMAN

NOMENCLATURA DE BOMBEAMENTO DE POLPA UTILIZADO PELA WARMAN

GRAVIDADE ESPECÍFICA (DENSIDADE) DA POLPA

$$S_m = SL + \frac{C_v}{100} (S - SL)$$

$$S_m = \frac{SL}{1 - [C_w/100 * (S - SL)/S]}$$

CONCENTRAÇÃO DE SÓLIDOS

$$C_v = \frac{(S_m - SL)}{(S - SL)} \times 100 \quad (\%)$$

$$C_w = \frac{C_v \times S}{S_m} \quad (\%)$$

$$C_w = \frac{C}{S_m \times 10} \quad (\%)$$

VAZÃO DA POLPA

$$Q = \frac{M \times 1000}{3,6 \times C} \quad (l/s)$$

VELOCIDADE MÉDIA DE FLUXO

$$V = \frac{1273 \times Q}{d^2} \quad (m/s)$$

POTÊNCIA DA BOMBA

$$P = \frac{Q \times H_m \times S_m}{102 \times \eta_m} \quad (KW)$$

$$= \frac{Q \times H_m \times S_m}{102 \times \eta_w} \quad (KW) \quad (\text{quando HR} = \text{ER})$$

1º Exemplo:

Calcular uma bomba para polpa de minério e o diâmetro da tubulação, para as condições:

Q = Vazão = 600 litros/segundo

Concentração por peso = Cw = 50%

d₅₀ = 0,15 mm

Altura geométrica = 5 m

Comprimento da tubulação = 700 m

Peso específico sólido = S = 2,65

Peso específico líquido = S_L = 1 (água)

1 - Primeiramente vamos completar os dados, de maneira que tenhamos todos inicialmente, o que nos facilitará a solução

1.1 – Peso Específico da Polpa = Sm

$$Sm = S_L + \frac{Cw}{100} (S - S_L) \quad (A)$$

$$Sm = \frac{S_L}{1 - [Cw/100 * (S - S_L)/S]} \quad (B)$$

Como conhecemos Cw = 50%, usaremos a fórmula

$$Sm = \frac{1}{1 - \frac{50}{100} \times \frac{(2,65 - 1)}{2,65}} = 1,45 \quad (B)$$

1.2 – Concentração por volume = Cv

$$Cv = \frac{(Sm - S_L)}{(S - S_L)} \times 100 (\%) \quad (C)$$

$$C_w = \frac{C_v \times S}{S_m} \quad (\%) \quad (D)$$

Poderemos usar ambas as fórmulas C e D

$$C_v = \frac{1,45 - 1}{2,65 - 1} \times 100 = 27\%$$

$$C_v = \frac{C_w \times S_m}{S} = \frac{50 \times 1,45}{2,65} = 27\%$$

2 – Vamos calcular agora o diâmetro da tubulação. O processo é por tentativa.

Escolhamos um tubo com diâmetro interno de 400 mm.

Para este tubo a velocidade média de fluxo, ou de polpa é dado por:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{1273 \times Q}{d^2}$$

A = área da secção da tubulação- m²

Q = vazão em l/s

d = diâmetro interno do tubo em mm

$$V = \frac{1273 \times 600}{400^2} = 4,77 \text{ m/s}$$

Calculemos a velocidade de assentamento, ou seja:

$$V_L = F_L \sqrt{\frac{2gD \cdot (S - S_L)}{S_L}}$$

Onde:

V_L = velocidade de assentamento em m/s

F_L = fator que depende do tamanho e concentração dos sólidos

g = aceleração da gravidade – m/s²

D = diâmetro interno do tubo em m

S = peso específico dos sólidos

S_L = peso específico do líquido

Pelo gráfico 3.3, vamos obter o F_L , ou seja:

Com $C_v = 27\%$ e $d_{50} = 0,15$ mm.

Temos então: $F_L = 1,02$

$$V_L = 1,02 \sqrt{2 \times 9,8 \times 0,4 \times \frac{(2,65 - 1)}{1}}$$

$$V_L = 3,67 \text{ m/s}$$

Como $V > V_L$, os sólidos estarão em suspensão ($\pm 30\%$ acima); o tubo de 400 mm é satisfatório.

3 – Vamos calcular a perda de carga na tubulação de 400 mm:

Pelo diagrama do anexo V, com $d = 400$ mm, $V = 4,77$ m/s, tubo aço comercial, determinamos o fator de atrito de Darcy:

$$f = 0,014$$

Com esse valor, podemos entrar na fórmula:

$$H_f = f \cdot \frac{L V^2}{D 2g}$$

Onde:

F = fator de atrito de Darcy

L = comprimento do tubo em m

D = diâmetro interno do tubo em m

V = velocidade na tubulação em m/s

Essa velocidade, depende da vazão, e da área da seção transversal do tubo, pois:

$$V = \frac{1273 \times Q}{d^2}$$

Para a $Q = 600 \text{ l/s}$, temos $V = 4,77 \text{ m/s}$

Temos então:

$$H_f = 0,014 \times \frac{700 \times (4,77)^2}{0,4 \times 2 \times 9,8} = 28,4 \text{ m}$$

Ou seja, para $Q = 600 \text{ l/s} \rightarrow H_f = 28,4 \text{ m}$

mas por outro lado, temos:

$$H_f = f \cdot \frac{L V^2}{D \cdot 2g} \quad : \quad H_f = f \cdot \frac{L Q^2}{D A^2 \cdot 2g}$$
$$V = \frac{Q}{A}$$

Mas para uma mesma tubulação, mesmo comprimento e diâmetro, podemos considerar:

$$K = \frac{L}{D A^2 \cdot 2g}$$

$$\therefore H_f = f \cdot K \cdot Q^2$$

Aplicando a fórmula anterior, para duas vazões, temos:

$$H_{f1} = f_1 \cdot K \cdot Q_1^2$$

$$H_{f2} = f_2 \cdot K \cdot Q_2^2$$

Considerando $f_1 = f_2 = f$ (por aproximação)

$$\therefore \frac{H_{f1}}{H_{f2}} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2}$$

Com esta fórmula, poderemos calcular as perdas de cargas para várias vazões, e então traçar a curva do sistema.

No nosso problema temos:

$$Q = 600 \text{ l/s} \quad \rightarrow \quad H_f = 28,4 \text{ m}$$

$$Q = 450 \text{ l/s}$$

$$H_{f2} = H_{f1} \times \frac{Q_2^2}{Q_1^2} = 28,4 \cdot \frac{(450)^2}{(600)^2} = 15,98 \text{ m}$$

$$Q = 300 \text{ l/s}$$

$$H_{f3} = 28,4 \cdot \frac{(300)^2}{(600)^2} = 7,1 \text{ m}$$

Resumindo, considerando a altura geométrica que é de 5 m, temos altura manométrica total, ou seja:

$$Q = 600 \text{ l/s} - H_f = 28,40 \text{ m} \quad \text{HMT} = 33,40 \text{ mcl}$$

$$Q = 450 \text{ l/s} - H_f = 15,98 \text{ m} \quad \text{HMT} = 20,98 \text{ mcl}$$

$$Q = 300 \text{ l/s} - H_f = 7,10 \text{ m} \quad \text{HMT} = 12,10 \text{ mcl}$$

Com esses 3 pontos podemos traçar a curva do sistema, na curva da bomba, Q x H, escolhida.

4 – Façamos a escolha preliminar da bomba, com $Q = 600 \text{ l/s}$ e

$$\text{HMT} = 33,40 \text{ m.}$$

A bomba é uma 16/14 TU-AH.

Então vamos a curva da bomba no anexo III.

Primeiramente, tracemos a curva do sistema, com os valores encontrados no parágrafo 3.

Em seguida usando a fórmula da velocidade, vamos determinar, para a velocidade de assentamento V_L , qual vazão é correspondida, para o mesmo tubo de 400 mm.

$$V = \frac{1273 \times Q}{d^2} \quad \therefore \quad Q = \frac{V \times d^2}{1273}$$

$$V = V_L = 3,67 \text{ m/s}$$

$$d = 400 \text{ mm}$$

$$Q = \frac{3,67 \times 400^2}{1273} = 461,3 \text{ l/s}$$

Marque esse valor, no eixo Q, da curva da bomba, e trace uma vertical, que irá cortar a curva do sistema em um ponto, vazões menores a esta darão velocidades

menores que a de assentamento, e conseqüentemente não poderemos usá-las. Para melhor clareza, tracemos por este ponto uma linha horizontal, até encontrar o eixo das H; esta é a altura mínima para polpa.

Isto é claro, alturas menores, vazões menores e assentamento das partículas.

Podemos então traçar a curva do sistema de polpa.

A aproximação no traçado da curva do Sistema de Polpa, não é correta, mas dá valores razoáveis na prática.

Pelo ponto 600 x 33,40 , tracemos uma curva, paralela a curva de 400 RPM.

Nas bombas para polpa, o diâmetro do rotor é fixo, e o que varia com a altura é a rotação da bomba.

5 – Agora, faremos a correção, que faz com que a prática se aproxime do teórico.

Temos que compreender que as curvas são feitas para água, e não para polpa, que podem variar em peso específico, concentração, tamanho, etc.

Chamamos de:

HR = razão de altura

ER = razão de eficiência

Podemos considerar $HR = ER$

Pelo gráfico 3.4 , com :

$d_{50} = 0,15 \text{ mm}$

$S = 2,65$

$C_w = 50\%$

Temos : $HR = ER = 0,85$, mas :

$$HR = \frac{H_m}{H_w} \quad \text{ou} \quad ER = \frac{E_m}{E_w}$$

Onde:

$H_m =$ altura manométrica total - polpa

$H_w =$ altura manométrica total - água

$E_m =$ eficiência para polpa

$E_w =$ eficiência para água

Então:

$H_m = 33,4$

$H_w = \frac{H_m}{HR} = \frac{33,4}{0,85} = 39,29 \text{ mca}$

Com $Q = 600 \text{ l/s}$ e $39,29 \text{ mca}$, podemos entrar na curva da bomba (água) e determinar qual a RPM; no nosso caso é 450 RPM . Com essa rotação, com polpa, dará uma altura de $33,4 \text{ m}$, a 600 l/s .

Para $39,29 \text{ mca}$, 600 l/s , a eficiência para água é 78% .

Então:

$ER = \frac{E_m}{E_w}$

$E_m = ER \times E_w = 0,85 \times 78 = 66\%$

ou seja, a eficiência para bombear polpa, é de 66% .

6 – Calculemos agora a potência, para podermos escolher os motores:

$P = \frac{Q \times H_m \times S_m}{102 \times E_m}$ em Kw

Onde:

$Q =$ vazão em l/s

$H_m =$ altura manométrica total (polpa) - m

$S_m =$ peso específico - polpa

$E_m =$ eficiência - polpa

$P = \frac{600 \times 33,4 \times 1,45}{102 \times 0,66} = 432 \text{ Kw}$

Usaremos motor (25% acima da potência calculada) ou seja : = 550 Kw .

7 – Vamos calcular a velocidade periférica no rotor.

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi \times dr \times RPM}{60} = \frac{3,14 \times 1,067 \times 450}{60} \\ &= 25,12 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Onde:

dr = diâmetro do rotor em m

RPM = rotação da bomba

Usaremos um rotor de Alto Cromo, pois a velocidade periférica é maior que 25 m/s; que é muito grande para um rotor de borracha.

8 – Bomba Escolhida

WARMAN	- 16/14 TU-AH
Revestimento	- borracha
Rotor	- NI-HARD
RPM bomba	- 450 RPM
Motor recomendado	- 550 Kw

2º Exemplo

No exemplo anterior, não foi mencionado se a bomba estava afogada ou não; agora analisaremos o caso em que temos a sucção negativa. Chamamos de:

H_s = altura geométrica de sucção

H_{fs} = perda de carga na sucção

H_{vap} = pressão de vapor do líquido à temperatura em que está sendo bombeado

H_{atm} = pressão atmosférica no local em que a bomba será instalada

Vamos supor que tenhamos os seguintes valores:

H_s = 0,50 m

H_{fs} = 0,10 m (cálculo como no exemplo 01)

Temperatura de bombeamento = 35° C

Altitude da instalação - nível do mar = 0 m

Adota-se:

H_{atm} = 10,33 m

H_{vap} = 0,5 m

Sabemos que o NPSH disponível é dado por:

$$NPSH_{disp.} = \frac{H_{atm} - H_{vap}}{S_m} \pm H_s - H_{fs}$$

S_m = 1,45

Então:

$$NPSH_{disp.} = \frac{10,33 - 0,5}{1,45} - 0,50 - 0,10$$

$NPSH_{disp.} = 6,17$ m

Adota-se $NPSH_{req.} = 6$ m

$$\bullet \bullet \bullet \quad NPSH_{disp} > NPSH_{req}$$

Caso contrário deveríamos mudar a instalação ou escolher outra bomba, para termos sempre:

$$NPSH_{disp} > NPSH_{req}$$

IMPORTANTE

O tubo de sucção deve ser o mais curto possível e inclinado pelo menos a 30° da horizontal e deve Ter o diâmetro pelo menos igual ao diâmetro do bocal de sucção da bomba (preferencialmente um pouco maior).

Estas características facilitam maior velocidade de alimentação e expulsão do ar na partida.

A inclinação do fundo do tanque e tubo assegura que os sólidos movimentam rapidamente para dentro da bomba.

O tubo de sucção deve ser provido de uma junta de expansão, afim de facilitar a retirada do corpo dianteiro para substituição das partes desgastadas da bomba e também compensar pequenos desalinhamentos axial e angular.

Velocidade de Assentamento (VL) x Velocidade de Bombeamento

- Velocidade até 0,70VL (significa grande quantidade de sólidos depositados no tubo). Redução da vazão devido ao parcial ou completo bloqueio do tubo.

Zona não recomendada para bombeamento.

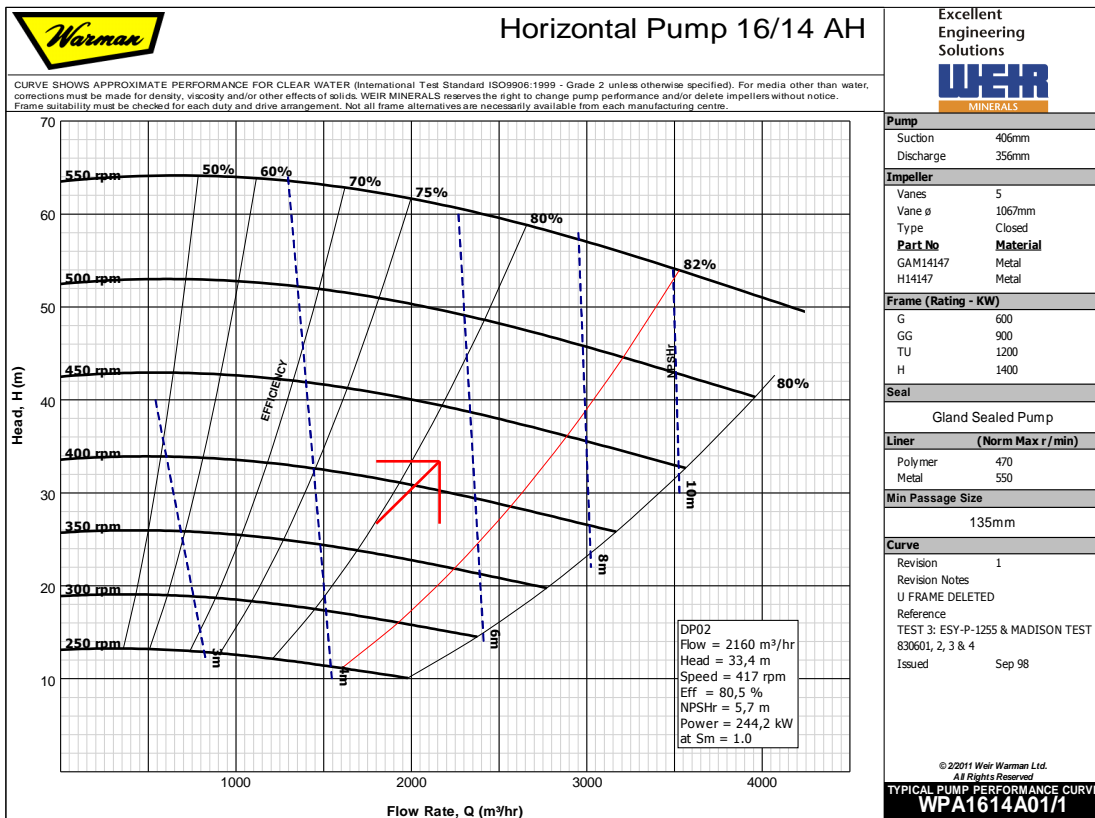
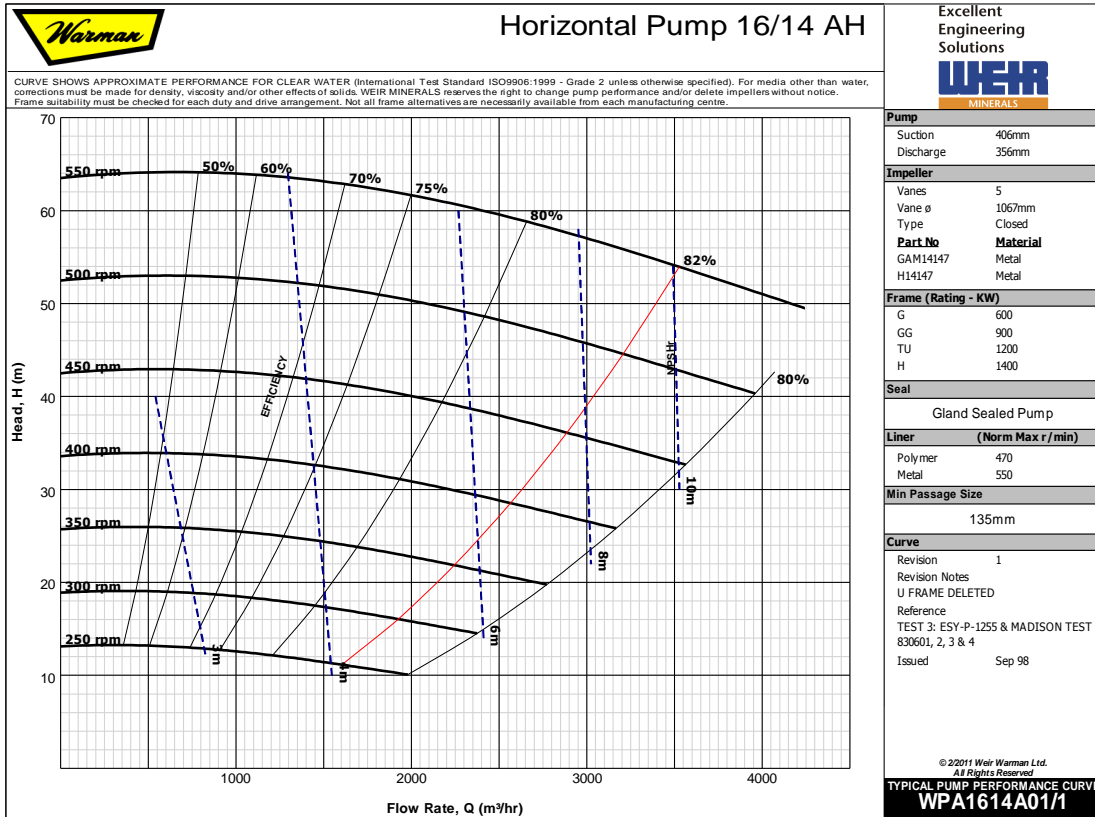
- Velocidades entre 0,7VL e VL (significa alguns sólidos depositados no tubo). Embora seja uma zona perigosa de operação, é possível o bombeamento.

- Velocidade entre VL e 1,30 VL (significa nenhum sólido depositado no tubo). Esta é a zona preferencial para bombeamento.

- Velocidades acima de 1,30 VL (significa nenhum sólido depositado no tubo). Esta zona não é recomendada por ser anti-econômica (alto desgaste no sistema).

ANEXO III

EXEMPLOS DE CURVAS DE BOMBAS DE POLPA



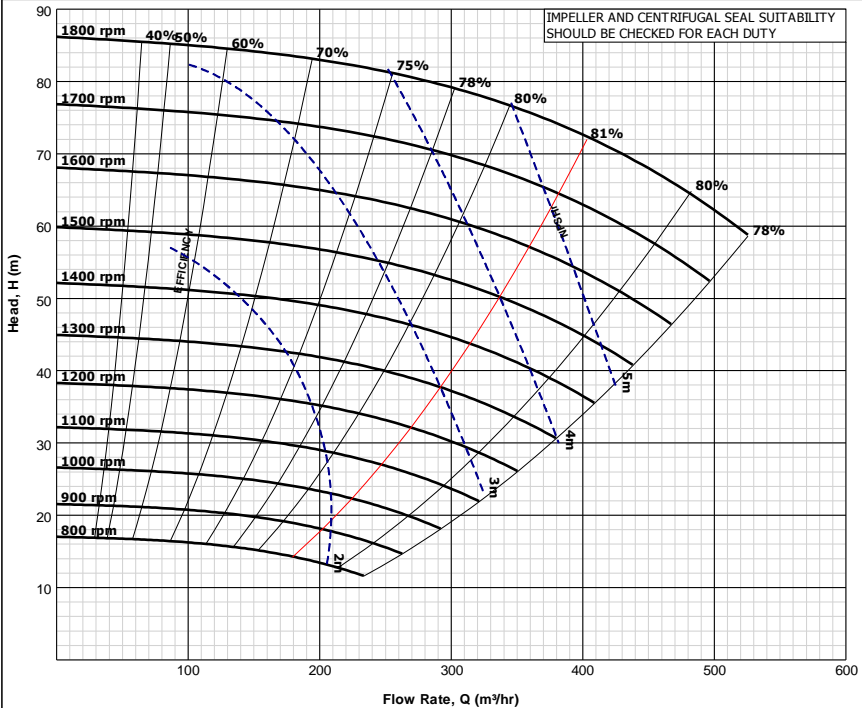


Horizontal Pump 6/4 AH

Excellent Engineering Solutions



CURVE SHOWS APPROXIMATE PERFORMANCE FOR CLEAR WATER (International Test Standard ISO9906:1999 - Grade 2 unless otherwise specified). For media other than water, corrections must be made for density, viscosity and/or other effects of solids. WEIR MINERALS reserves the right to change pump performance and/or delete impellers without notice. Frame suitability must be checked for each duty and drive arrangement. Not all frame alternatives are necessarily available from each manufacturing centre.



Pump	
Suction	152mm
Discharge	102mm
Impeller	
Vanes	6
Vane ø	400mm
Type	Closed
Part No	Material
E4058HE1	Metal
Frame (Rating - KW)	
D	60
DD	110
E	120
Q	150
EE	225
R	300
Seal	
Gland Sealed Pump	
Liner (Norm Max r/min)	
Polymer	1435
Metal	1800
Min Passage Size	
32mm	
Curve	
Revision	1
Revision Notes	
IMP PART NO WAS	MK119728D
Reference	TEST 146
Issued	Jun 92

© 2011 Weir Warmax Ltd. All Rights Reserved
TYPICAL PUMP PERFORMANCE CURVE
WPA64A06/1

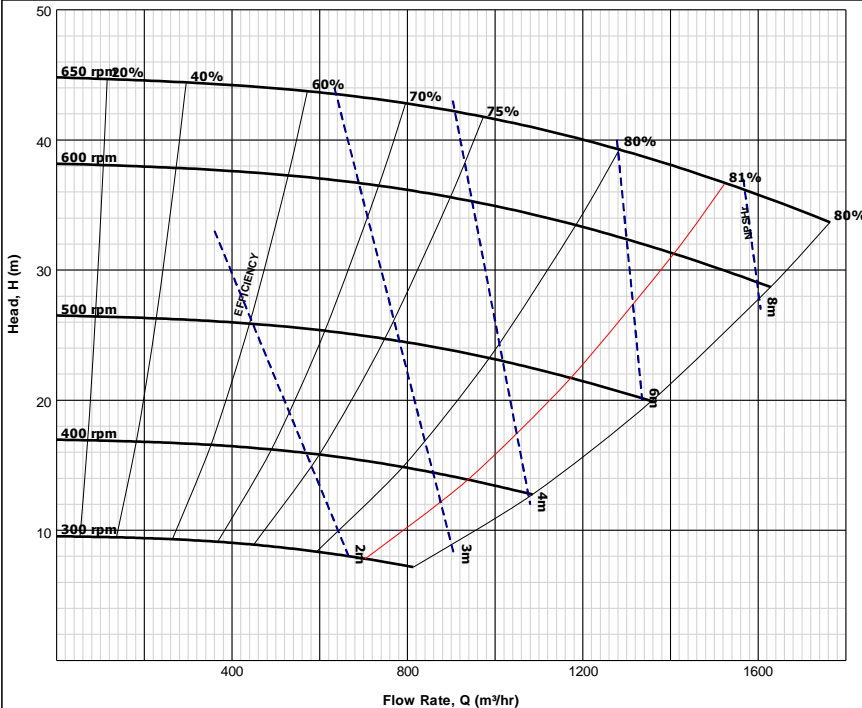


Horizontal Pump 12/10 AH

Excellent Engineering Solutions



CURVE SHOWS APPROXIMATE PERFORMANCE FOR CLEAR WATER (International Test Standard ISO9906:1999 - Grade 2 unless otherwise specified). For media other than water, corrections must be made for density, viscosity and/or other effects of solids. WEIR MINERALS reserves the right to change pump performance and/or delete impellers without notice. Frame suitability must be checked for each duty and drive arrangement. Not all frame alternatives are necessarily available from each manufacturing centre.



Pump	
Suction	305mm
Discharge	254mm
Impeller	
Vanes	5
Vane ø	762mm
Type	Closed
Part No	Material
G10147	Polymer
FAM10147	Polymer
Frame (Rating - KW)	
F	260
FF	425
FFX	425
STX	560
ST	560
G	600
GG	900
T	1200
Seal	
Gland Sealed Pump	
Liner (Norm Max r/min)	
Metal	650
Polymer	650
Min Passage Size	
86mm	
Curve	
Revision	1
Revision Notes	
SPHERE & GENERAL NOTES REVISED	
Reference	
TEST 26; A4-P-952 TO 956	
Issued	Jun 85

© 2011 Weir Warmax Ltd. All Rights Reserved
TYPICAL PUMP PERFORMANCE CURVE
WPA1210A03A/1

ANEXO IV

EXEMPLOS DE BOMBAS DE POLPA INSTALADAS



ASH PUMP 22x20 SRH pumps.

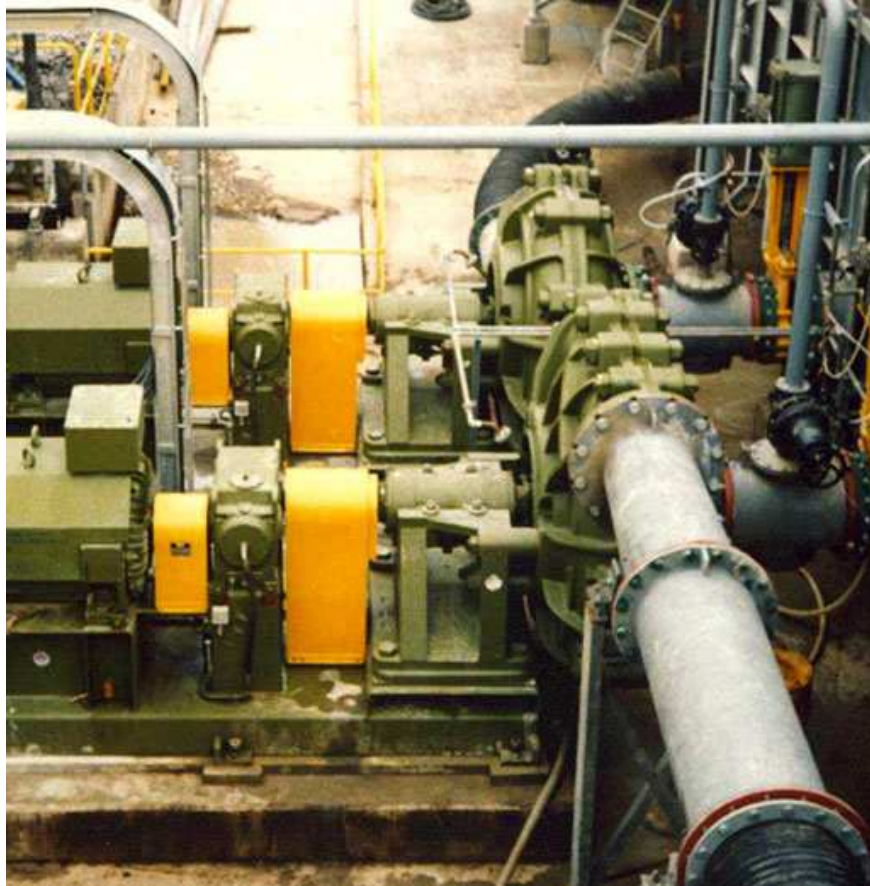
Two trains of 3 stages (one train shown). Tailings application.

Rubber lined casings and impellers.

Duty: $Q=3600-5000 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_m=24-31 \text{ m}$ per stage, $S_m=1.2-1.3$.

Drives: 750 kW motors with gear reducers and Variable Frequency Speed Controllers.

**FONTE: WEIR SLURRY PUMPING MANUAL
2002 WARMAN INTERNATIONAL LTD**



WARMAN 20/18 TU-AH pumps.

One pump per processing circuit. Mill discharge application.
Rubber lined casings, hard-metal impellers and throat bushes.
Duty: $Q=3200 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_m=32.5 \text{ m}$, $C_w=62\%$.
Drives: 600 kW motors and gear reducers.

**FONTE: WEIR SLURRY PUMPING MANUAL
2002 WARMAN INTERNATIONAL LTD**



ASH PUMP 350 MCH pump.
Ball Mill discharge application.
Rubber lined casing, hard-metal impeller.
Duty $Q=1590 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_m=14 \text{ m}$, $C_w=75\%$.
Drive: 225 kW, 1200 r/min motor and V-belts.

**FONTE: WEIR SLURRY PUMPING MANUAL
2002 WARMAN INTERNATIONAL LTD**



WARMAN 550 U-SHD pumps with high pressure gland seals.

Two sets of 2 stages. Oilsands application

Hard-metal lined casings and impellers.

Duty: $Q=5680 \text{ m}^3/\text{h}$, 54.8 m per stage, $S_m=1.65$, handling particles up to 100 mm.

Drives: 1800 kW motors and gear reducers.

**FONTE: WEIR SLURRY PUMPING MANUAL
2002 WARMAN INTERNATIONAL LTD**

ANEXO V

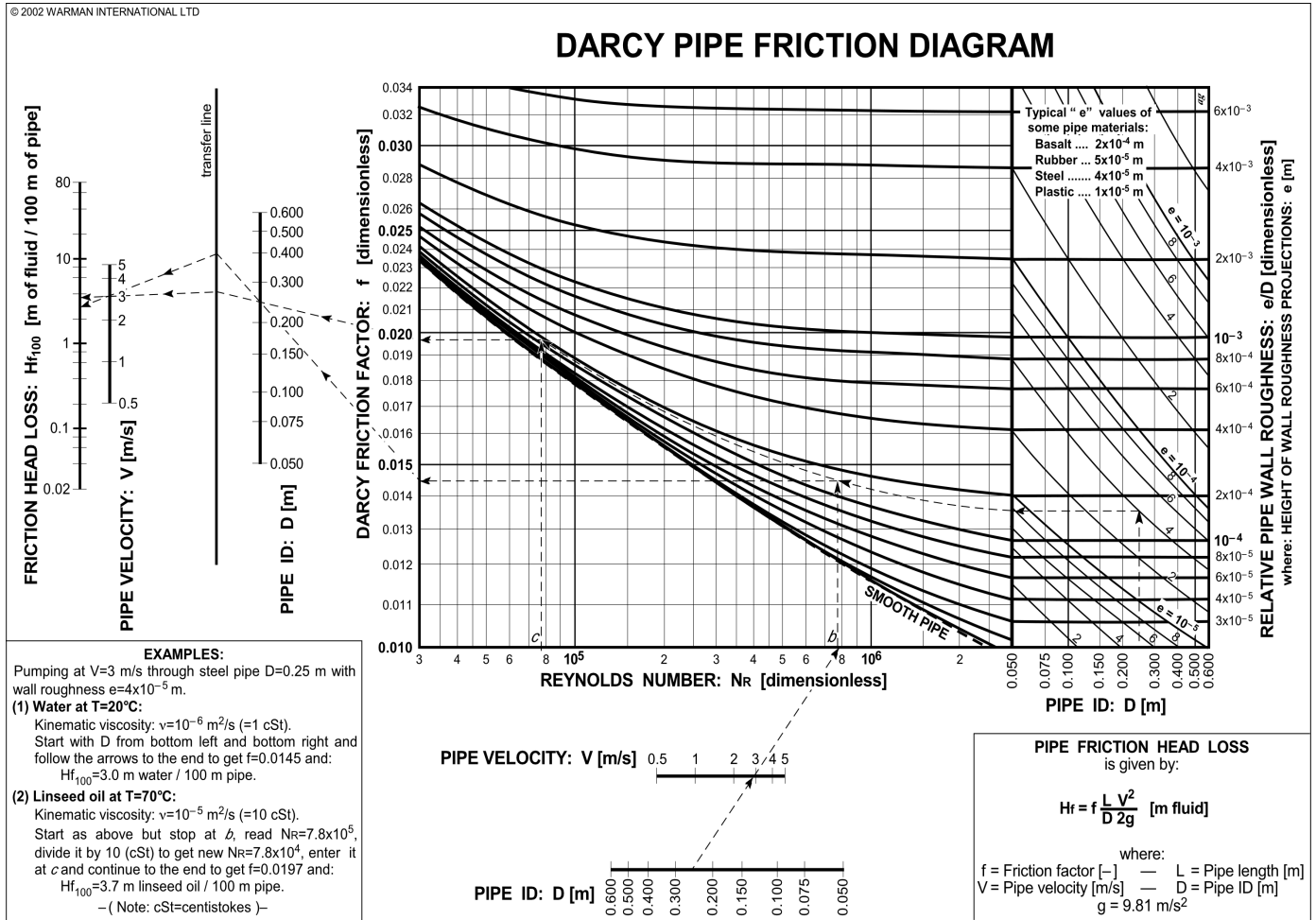
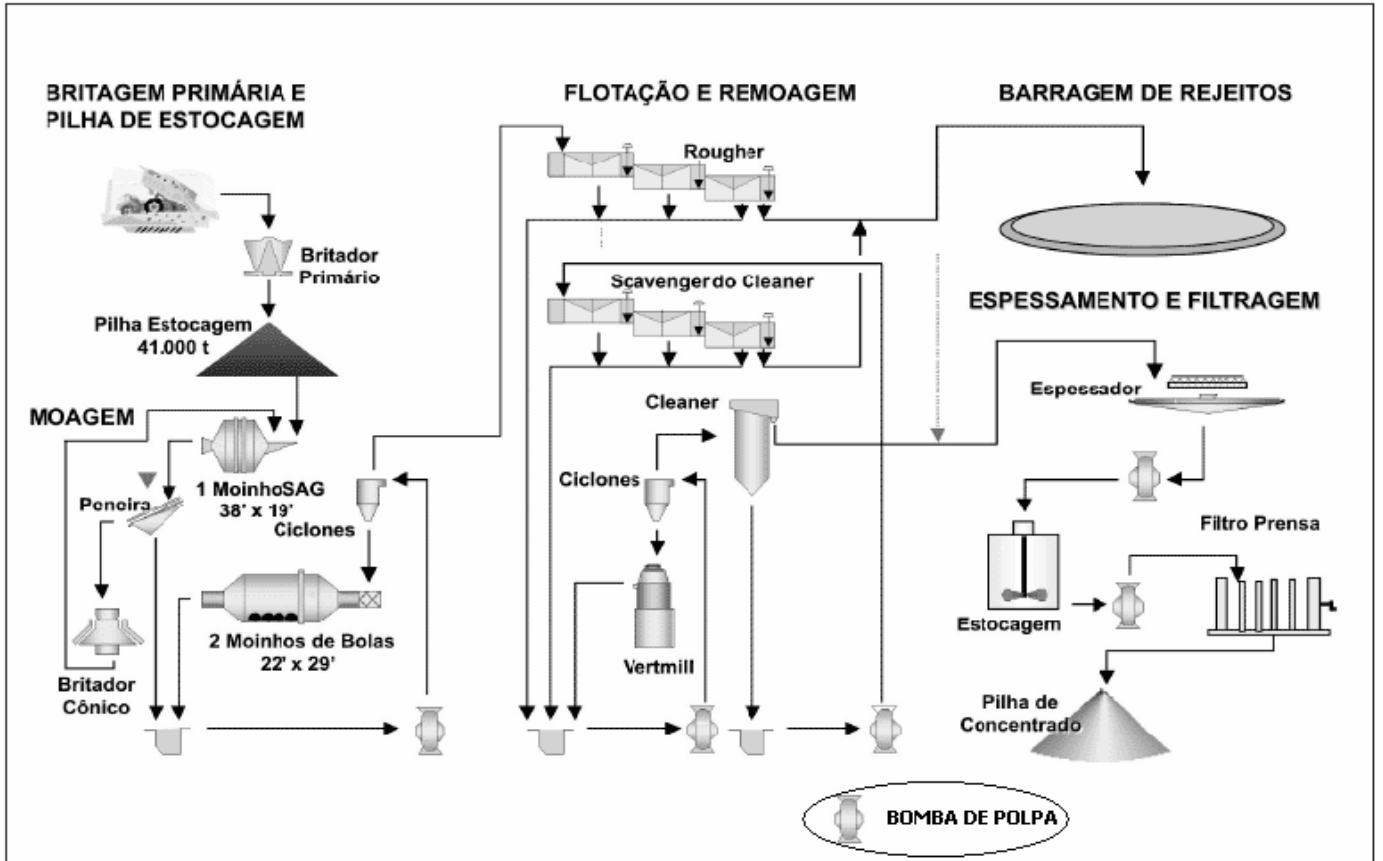


Diagrama para calcular o fator de atrito de Darcy

FONTE: WEIR SLURRY PUMPING MANUAL
 2002 WARMAN INTERNATIONAL LTD

ANEXO VI

EXEMPLO DE FLUXOGRAMA DE PROCESSO COM BOMBAS DE POLPA INSTALADAS



Fluxograma da usina do Sossego.