



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

SELEÇÃO DE BOMBA CENTRÍFUGA VERTICAL PARA OPERAÇÃO EM UM SISTEMA DE TRANSFERÊNCIA DE ENXOFRE LÍQUIDO

Gustavo Alves Pinto Mosqueira Gomes

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Reinaldo de Falco

Rio de Janeiro

Agosto de 2013

**SELEÇÃO DE BOMBA CENTRÍFUGA VERTICAL PARA OPERAÇÃO EM
UM SISTEMA DE TRANSFERÊNCIA DE ENXOFRE LÍQUIDO**

Gustavo Alves Pinto Mosqueira Gomes

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Reinaldo de Falco, M.Sc

Prof. Thiago Gamboa Ritto, D.Sc.

Prof. Gustavo César Rachid Bodstein, PhD.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL
AGOSTO DE 2013

Gomes, Gustavo Alves Pinto Mosqueira

Seleção de Bomba Centrífuga Vertical para Operação em um Sistema de Transferência de Enxofre Líquido/ Gustavo Alves Pinto Mosqueira Gomes. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

V, 97 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Reinaldo de Falco

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 95.

1. Introdução. 2. Objetivos. 3. Conceitos gerais relacionados às bombas. 4. Estudo de Caso. 5. Conclusão.

I. De Falco, Reinaldo. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Seleção de Bomba Centrífuga Vertical para Operação em um Sistema de Transferência de Enxofre Líquido

Agradecimentos

Aos meus pais, por todo suporte e incentivo à minha formação.

À Ananda Ávila, minha namorada, pelo seu companheirismo e apoio principalmente nos momentos difíceis.

À Viviane Rocha, Engenheira Mecânica, pelo auxílio na escolha do tema e ajuda com o estudo realizado.

Ao Professor Reinaldo de Falco, não só pela supervisão, como também pelos conselhos fundamentais para que o trabalho realizado fosse bem sucedido.

Aos Professores Thiago Ritto e Gustavo Bodstein por terem aceitado o convite para fazer parte da banca examinadora.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Seleção de Bomba Centrífuga Vertical para Operação em um Sistema de Transferência de Enxofre Líquido

Gustavo Alves Pinto Mosqueira Gomes

Agosto/2013

Orientador: Reinaldo de Falco

Curso: Engenharia Mecânica

Devido ao aumento da preocupação com o meio ambiente, medidas vêm sendo tomadas com o objetivo de reduzir a poluição atmosférica gerada na queima de combustíveis. Nesse cenário, se encontra a determinação de diminuir o teor de enxofre no diesel produzido nas refinarias brasileiras. Essa medida visa diminuir a poluição por compostos sulfurados gerada na utilização desse combustível.

A recuperação do enxofre do diesel é, portanto cada vez maior nas refinarias, visando atender a essa demanda ambiental. O enxofre líquido é recuperado na URE – Unidade de Recuperação de Enxofre e depois, destinado a indústrias de fertilizantes, papel e celulose, cosméticos e medicamentos.

Neste trabalho, foi selecionada uma bomba para escoar o enxofre líquido recuperado em uma dessas unidades. Para possibilitar essa seleção, foi realizado um estudo detalhado do sistema em que essa bomba se aplica. A partir de dados calculados, a seleção da bomba foi realizada e aspectos específicos foram abordados. Por fim, foi analisada ainda a troca térmica realizada nessa bomba, uma vez que a sua temperatura de operação é elevada.

Palavras-chave: Bomba, Enxofre Líquido, Curvas Características, Usinagem do Impelidor, Camisa de Vapor.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

VERTICAL CENTRIFUGAL PUMP SELECTION FOR OPERATION IN A TRANSFER SYSTEM OF MOLTEN SULFUR

Gustavo Alves Pinto Mosqueira Gomes

August/2013

Advisor: Reinaldo de Falco

Course: Mechanical Engineering

Because of the increase of the concern about the environment, steps are being taken in order to reduce air pollution generated from burning fuels. In this scenario, it is important to reduce the sulfur content in diesel produced in Brazilian refineries. This action aims to decrease pollution by sulfur compounds generated in the use of this fuel. Therefore, the recovery of sulfur from diesel is increasing in refineries in order to reduce air pollution. The molten sulfur is recovered in SRU - Sulfur Recovery Unit, after that this liquid is led to different industries.

In this assignment, a pump was selected to pump the molten sulfur recovered in one of these units. To facilitate this selection, a detailed study of the system in which this pump operates was performed. From the calculated data, the selection of the pump was made and specific aspects were analyzed. Finally, the heat transfer in this pump was studied since its operation temperature is high.

Keywords: Pump, Molten Sulfur, Characteristic Curves, Impeller Machining, Steam Jacket

Sumário

1	Introdução.....	1
2	Objetivo.....	4
3	Conceitos gerais relacionados às bombas	5
3.1.	Noções fundamentais de mecânica dos fluidos	5
3.1.1.	Propriedades dos fluidos	5
3.1.1.1.	Massa específica (ρ).....	5
3.1.1.2.	Densidade relativa (d)	5
3.1.1.3.	Peso específico (γ).....	6
3.1.1.4.	Pressão de vapor (P_v).....	6
3.1.2.	Escoamento em tubulações	7
3.1.2.1.	Número de Reynolds	7
3.1.2.2.	Classificação do escoamento.....	8
3.1.2.3.	Teorema de Bernoulli.....	9
3.1.2.4.	Perda de carga (h_f).....	10
3.2.	Classificação das bombas	17
3.3.	Características das bombas	18
3.3.1.	Turbobombas ou dinâmicas	18
3.3.1.1.	Bombas centrífugas	18
3.3.2.	Volumétricas ou de deslocamento positivo	19
3.4.	Curvas características das bombas	20
3.5.	Fatores que modificam as curvas características.....	22
3.5.1.	Efeito da mudança de rotação	23
3.5.2.	Efeito da variação do diâmetro do impelidor.....	24
3.5.3.	Efeito da natureza do líquido	25
3.6.	Características do sistema.....	28
3.6.1.	Altura manométrica do sistema	28
3.6.2.	Determinação da curva do sistema	32
3.7.	Determinação do ponto de operação	34
3.8.	Cavitação	34
3.8.1.	Equacionamento da cavitação.....	36
3.8.1.1.	NPSH disponível.....	36
3.8.1.2.	NPSH requerido	37
3.8.2.	Crítérios de avaliação das condições de cavitação	38
4	Estudo de Caso	39

4.1.	Análise do Sistema	39
4.1.1.	Dados de entrada do sistema.....	39
4.1.1.1.	Condições de sucção e descarga.....	39
4.1.1.2.	Condições de operação	41
4.1.1.3.	Dados da tubulação:	41
4.1.2.	Cálculo da altura manométrica total do sistema	42
4.1.2.1.	Primeiro método.....	42
4.1.2.2.	Segundo método.....	45
4.1.3.	Determinação da curva do sistema	52
4.1.4.	Cálculo do NPSH disponível.....	54
4.1.5.	Determinação da Curva NPSH disp x Vazão	55
4.2.	Seleção da bomba	56
4.2.1.	Bomba do fabricante A	57
4.2.1.1.	Determinação do diâmetro do impelidor.....	57
4.2.1.2.	Curvas características corrigidas	61
4.2.1.3.	Correção da curva de NPSH requerido x Vazão	64
4.2.1.4.	Operação da bomba com água	66
4.2.2.	Bomba do fabricante B	70
4.2.2.1.	Determinação do diâmetro do impelidor.....	70
4.2.2.2.	Curvas características corrigidas	71
4.2.2.3.	Correção da curva de NPSH requerido x Vazão	73
4.2.2.4.	Operação da bomba com água	75
4.2.3.	Análise comparativa das bombas selecionadas.....	79
4.2.3.1.	Eficiência da bomba (η)	79
4.2.3.2.	Ponto de operação em relação ao <i>shutoff</i>	80
4.2.3.3.	Verificação de Cavitação	81
4.2.3.4.	Custo de aquisição da bomba e tradição do fabricante	81
4.2.4.	Seleção Final.....	82
4.2.5.	Aspectos construtivos	82
4.2.5.1.	Seleção de materiais	82
4.2.5.2.	Camisa de vapor	86
5	Conclusão	94
	Referências Bibliográficas.....	95
	Anexo I.....	96
	Anexo II.....	97

1 Introdução

Nos últimos anos, a Petrobras vem discutindo com os órgãos ambientais mudanças mais restritivas em relação à qualidade nas especificações dos combustíveis, principalmente do diesel e da gasolina, buscando reduzir o grau de emissão de agentes poluentes na atmosfera. Como resultado desse cenário, uma resolução do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) determinou que os veículos movidos a óleo diesel devam lançar menos partículas nocivas ao meio ambiente na atmosfera. Dessa forma, para atender a essa determinação, a Petrobras terá que oferecer o chamado diesel S50 (com teor de enxofre de 50 ppm). [1]

Com o objetivo de satisfazer essa necessidade, a Petrobras instituiu o programa corporativo de investimento para remoção de enxofre do diesel, denominado Carteira de Diesel, a ser aplicado em algumas refinarias. Uma dessas refinarias é a Refinaria Presidente Bernardes (RPBC) (Figura 1.1) cujas unidades estão voltadas para maximizar a produção de diesel, em detrimento, principalmente, da produção de óleos combustíveis. Por esse motivo, ela está incluída nesse programa de investimento.



Figura 1.1 - Vista aérea da Refinaria Presidente Bernardes (RPBC)

Para a remoção do enxofre durante o processo de produção do diesel, utiliza-se de Unidades de Recuperação de Enxofre (URE). A partir do empreendimento Carteira de Diesel que visa atender a produção do diesel S50, foi observada a necessidade de

aumentar a capacidade instalada voltada para remoção de enxofre na RPBC. Com isso, foi demonstrada a importância da construção de uma nova URE. Essa nova unidade tem como objetivo atender as cargas provenientes da nova unidade de Hidrotratamento (HDT) prevista nesse empreendimento (Figura 1.2).

O processo de Hidrotratamento (HDT) consiste na hidrogenação de ligações carbono-enxofre (dessulfurização), carbono-nitrogênio (desnitrogenação), carbono-oxigênio (desoxigenação), carbono-metais e carbonos insaturados (saturação de olefinas), em presença de catalisadores sob alta temperatura e alta pressão de hidrogênio. [1]

As principais reações envolvidas nesse processo são:

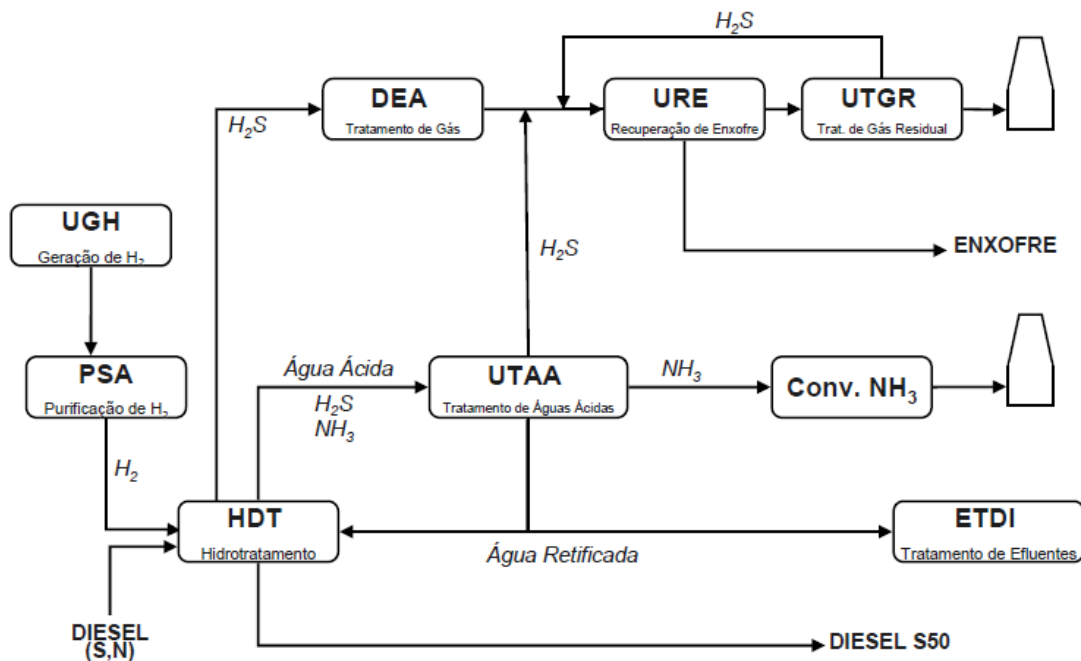
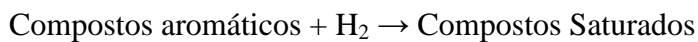
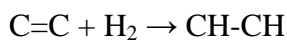
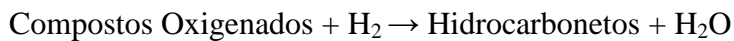
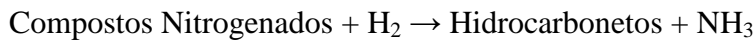
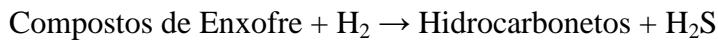
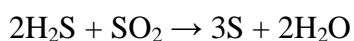
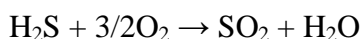


Figura 1.2 – Diagrama de blocos simplificados da Carteira de Diesel [1]

Já a finalidade do processo de recuperação de enxofre é converter em enxofre o gás sulfídrico (H₂S) gerado nos processos anteriores apontados na Figura 1.2. A separação do enxofre é realizada através da queima parcial do H₂S através do processo Claus.

Queima-se aproximadamente 1/3 do H₂S e reage-se o restante com o SO₂ formado na queima de acordo com as seguintes reações:



A bomba e o respectivo sistema que serão estudados nesse trabalho estão relacionados diretamente a essa nova Unidade de Recuperação de Enxofre que será edificada. Essa nova construção é a resposta à necessidade de uma tecnologia para reduzir a poluição por compostos sulfurados.

A partir da Figura 1.2, também é possível observar a Unidade de Tratamento de Gás Residual (UTGR). Essa unidade é responsável por hidrogenar o gás residual do processo Claus, convertendo assim compostos contendo enxofre, tais como SO₂, COS, CS₂ e vapor de enxofre em H₂S. O H₂S retorna então para a URE, visando maximizar a recuperação de enxofre.

O processo de recuperação de enxofre é responsável pela redução de cerca de 95% a 98% em massa do enxofre nas correntes gasosas da refinaria. O enxofre líquido resultante desse processo é comercializado, sendo vendido para indústrias de fertilizantes, papel e celulose, cosméticos e medicamentos. [1]

2 Objetivo

O estudo que será realizado nesse trabalho tem como objetivo principal selecionar uma bomba centrífuga que atenda às necessidades do projeto para realizar o escoamento de enxofre líquido de um tanque para outro.

Primeiramente, será realizada neste trabalho uma análise detalhada do sistema em que a bomba irá operar. Esse sistema faz parte de uma Unidade de Recuperação de Enxofre (URE) da Refinaria Presidente Bernardes – Cubatão (RPBC), localizada no Pólo Petroquímico de Cubatão, Estado de São Paulo. A partir de dados referentes ao sistema de bombeamento e a requisitada operação, previamente fornecidos, serão calculados parâmetros fundamentais para a seleção adequada da bomba.

Após essa etapa focada no sistema, serão analisadas características de duas bombas selecionadas com base nesse estudo preliminar. Dessa forma, a partir de análises comparativas será escolhido ao final do trabalho o modelo que melhor atender às necessidades impostas. Além disso, após a seleção da bomba, será analisada a composição dos materiais das principais peças dessa máquina de fluxo. Ao final do trabalho, serão apresentadas ainda a função da camisa de vapor presente nessa bomba e a análise da troca térmica realizada durante o escoamento do enxofre líquido.

3 Conceitos gerais relacionados às bombas

Neste capítulo serão abordadas inicialmente noções fundamentais de mecânica dos fluidos importantes para realização deste trabalho. Depois, serão expostos conceitos de bombas, apresentando a classificação dos seus principais tipos e as características dos grupos principais. Além disso, serão mostrados também os cálculos necessários para o estudo não só de bombas, como também do seu respectivo sistema, sendo possível assim, obter as suas respectivas curvas. As equações referenciadas nos itens a seguir têm como fonte a referência [2].

3.1. Noções fundamentais de mecânica dos fluidos

3.1.1. Propriedades dos fluidos

3.1.1.1. Massa específica (ρ)

A massa específica de uma substância é definida como a quantidade de massa que ocupa uma unidade de volume. A unidade que será utilizada nesse trabalho para essa propriedade é kg/m^3 .

3.1.1.2. Densidade relativa (d)

A densidade relativa é a razão entre a massa específica de uma determinada substância e a massa específica de uma substância em uma condição padrão. Para o cálculo da densidade relativa de líquidos e sólidos, a substância utilizada é a água.

A densidade relativa será calculada tendo como referência a água a 15°C (59°F). Nessas condições, sua massa específica é de $999,1026 \text{ kg/m}^3$ que, para fins de engenharia, pode ser aproximada para 1000 kg/m^3 .

A densidade relativa é calculada então pela seguinte relação:

$$d = \frac{\rho}{\rho_{\text{água}(15^\circ\text{C})}} \quad (3.1)$$

Essa propriedade é adimensional, pois é uma razão entre massas específicas.

3.1.1.3. Peso específico (γ)

O peso específico do fluido é definido como a razão entre o peso de uma substância e a unidade de volume. Essa propriedade pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (3.2)$$

onde:

ρ – massa específica [kg/m^3];

g – aceleração gravitacional [m/s^2].

Dessa forma, a partir das unidades apontadas para os componentes da equação, a unidade do peso específico é N/m^3 .

3.1.1.4. Pressão de vapor (P_v)

Para uma determinada temperatura abaixo da temperatura crítica, a pressão na qual coexistem as fases líquida e vapor é a pressão de vapor.

Além disso, a pressão de vapor varia proporcionalmente à variação da temperatura do fluido (Figura 3.1). Dessa forma, quanto maior o aumento de temperatura, maior será a pressão de vapor correspondente.

No caso de produtos derivados de petróleo, a pressão de vapor é função de sua composição. Portanto, o valor da pressão de vapor nesse caso deve ser obtido a partir de dados experimentais.

Quando a pressão em um líquido é reduzida a níveis iguais ou inferiores a pressão de vapor, o líquido passa abruptamente para a fase vapor. Esse fenômeno é conhecido como cavitação e será abordado mais detalhadamente na seção 3.8.

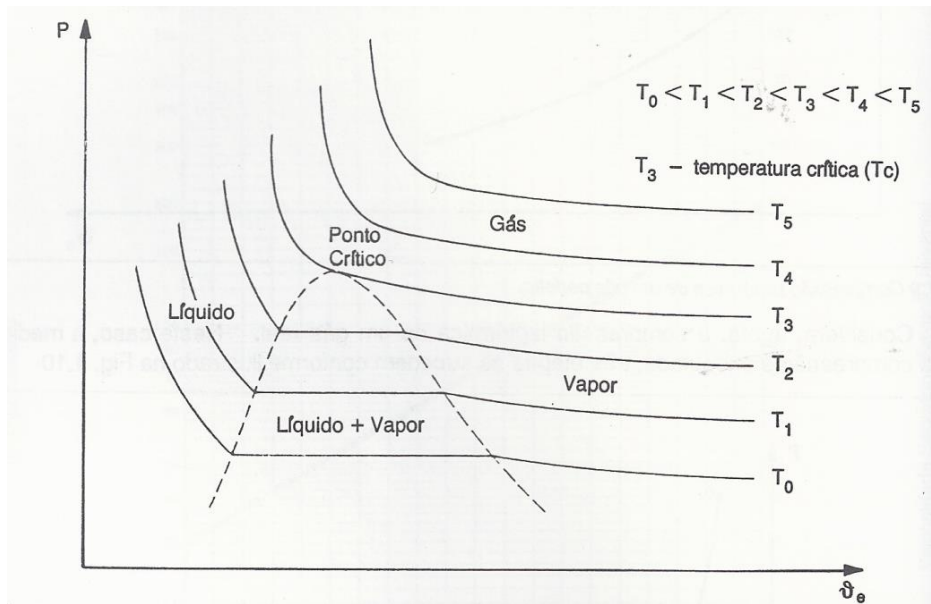


Figura 3.1 - Variação da pressão de vapor com a temperatura [2]

3.1.2. Escoamento em tubulações

3.1.2.1. Número de Reynolds

O número de Reynolds é a relação entre força de inércia e a força devido à viscosidade do fluido. Esse número é adimensional e pode ser calculado pela equação 3.3.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (3.3)$$

onde:

ρ – massa específica da substância [kg/m³];

V – velocidade do escoamento [m/s];

D – diâmetro da tubulação [m];

μ – viscosidade absoluta do fluido [Pa.s].

3.1.2.2. Classificação do escoamento

Escoamento laminar

Nesse escoamento as extremidades dos vetores velocidades das partículas numa dada seção do escoamento formam uma superfície parabólica e as linhas de fluido são paralelas à tubulação (Figura 3.2). Além disso, a velocidade máxima se verifica no centro do tubo, já junto às paredes, a velocidade das partículas é praticamente nula.



Figura 3.2 - Escoamento laminar – distribuição de velocidade na seção transversal de um tubo [2]

Nesse tipo de escoamento, o número de Reynolds se comporta da seguinte forma:

$Re < 2000$ – Regime laminar

Escoamento turbulento

O escoamento turbulento é verificado quando há irregularidade no caminho, valor e orientação da velocidade das partículas. Esse escoamento promove uma distribuição mais uniforme de velocidades, conforme mostrado na Figura 3.3.



Figura 3.3 - Escoamento turbulento – distribuição de velocidade na seção transversal de um tubo [2]

Já o escoamento turbulento, é verificado em número de Reynolds maiores.

$Re > 4000$ – Regime turbulento

Observação: Para $2000 < Re < 4000$, o regime tanto pode ser laminar quanto turbulento (faixa crítica).

3.1.2.3. Teorema de Bernoulli

O teorema de Bernoulli relaciona as variações de pressão com as de velocidade e elevação ao longo da linha de corrente. Esse teorema pode ser representado pela seguinte equação:

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{\gamma} + g.z = \textit{constante} \quad (3.4)$$

A equação acima também pode ser também representada da seguinte forma.

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2.g} + Z = \textit{constante} \quad (3.5)$$

No entanto, para utilização dessas expressões, devem ser respeitadas as condições apontadas abaixo.

1. Escoamento em regime permanente
2. Escoamento incompressível
3. Escoamento sem atrito
4. Escoamento ao longo de uma linha de corrente

O teorema de Bernoulli pode ser adaptado aos líquidos reais, passando assim a considerar as perdas de carga (h_f). Dessa forma, a equação passa a ser representada pela expressão 3.6.

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2.g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2.g} + h_f \quad (3.6)$$

Nessa equação a perda de carga (h_f) representa a energia perdida por unidade de peso pelo fluido ao se deslocar do ponto 1 ao ponto 2.

3.1.2.4. Perda de carga (h_f)

A perda de carga representa a energia por unidade de peso perdida no trecho de tubulação em estudo. O valor dessa perda é obtido, a partir da soma entre a perda de carga normal (h_{fn}) e a perda localizada (h_{fL}).

$$h_f = h_{fn} + h_{fL} \quad (3.7)$$

A perda de carga normal ocorre nos trechos retos da tubulação, já a localizada é verificada em acessórios/acidentes, como válvulas e joelhos.

- **Perda de carga normal (h_{fn})**

A perda de carga normal mencionada pode ser obtida pela fórmula de Darcy-Weisbach:

$$h_{fn}[m] = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (3.8)$$

onde:

f – coeficiente de atrito;

L – comprimento do tubo [m];

D – diâmetro da tubulação [m];

V – velocidade do escoamento [m/s];

g – aceleração da gravidade [m/s^2].

No regime laminar, o coeficiente de atrito presente na equação 3.8 pode ser determinado pela seguinte fórmula:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.9)$$

Já para o escoamento turbulento, o fator f pode ser determinado pelo *Ábaco de Moody* (Figura 3.4). A partir da rugosidade relativa (ϵ/D), que é a relação entre a rugosidade da

tubulação e o seu diâmetro, e o número de Reynolds (Re), verifica-se o coeficiente de atrito (f) correspondente.

Em escoamentos completamente turbulentos, as linhas correspondentes à rugosidade relativa (ϵ/D) tornam-se horizontais nesse diagrama. Nesse caso, o fator f se mostra independente do número de Reynolds. Pode-se utilizar, portanto o gráfico representado na Figura 3.5 em que é necessário apenas entrar na abcissa com o diâmetro da tubulação, seguindo verticalmente até o respectivo material da tubulação para a obtenção do fator f .

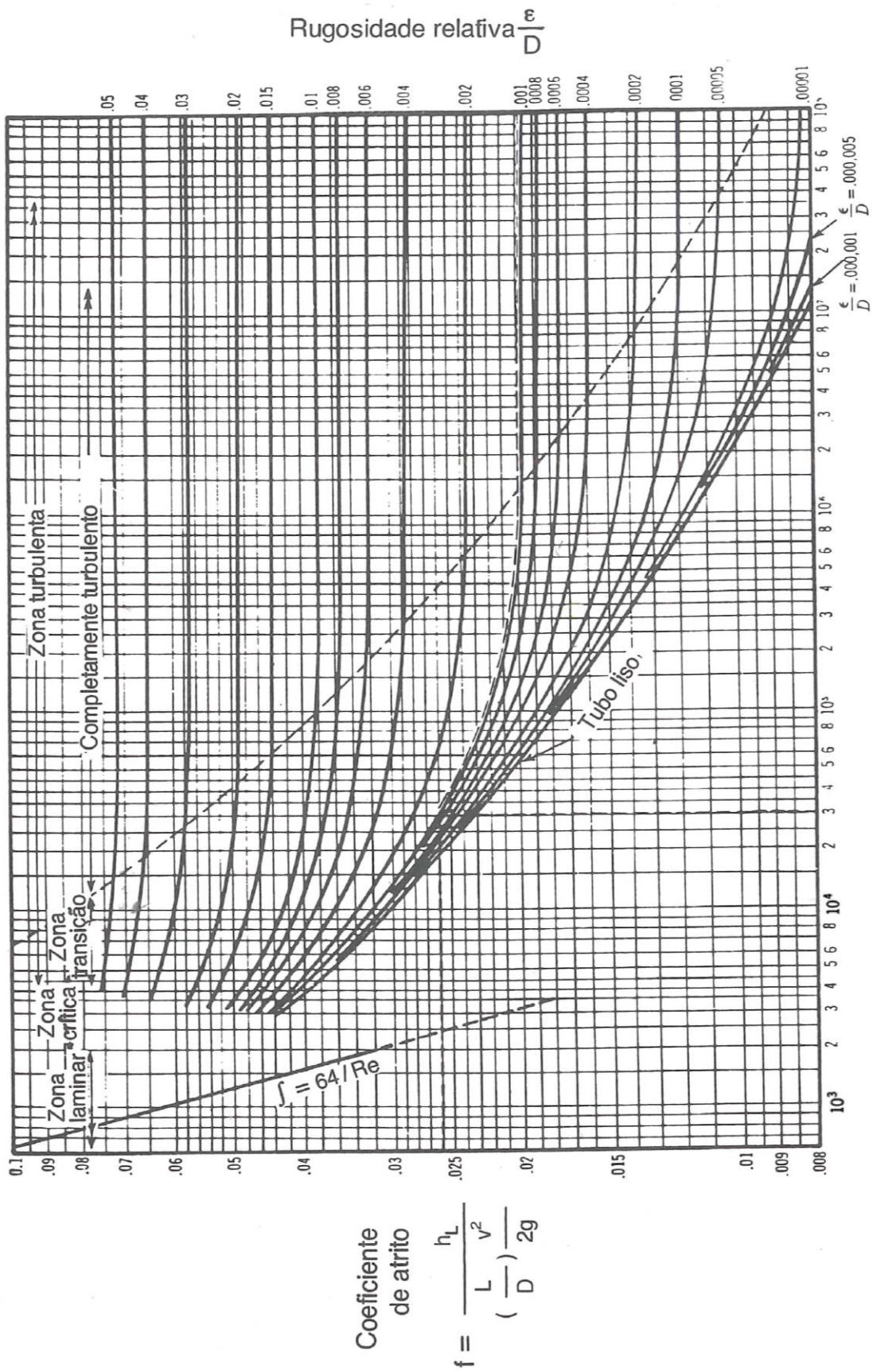


Figura 3.4 - Ábaco de Moody

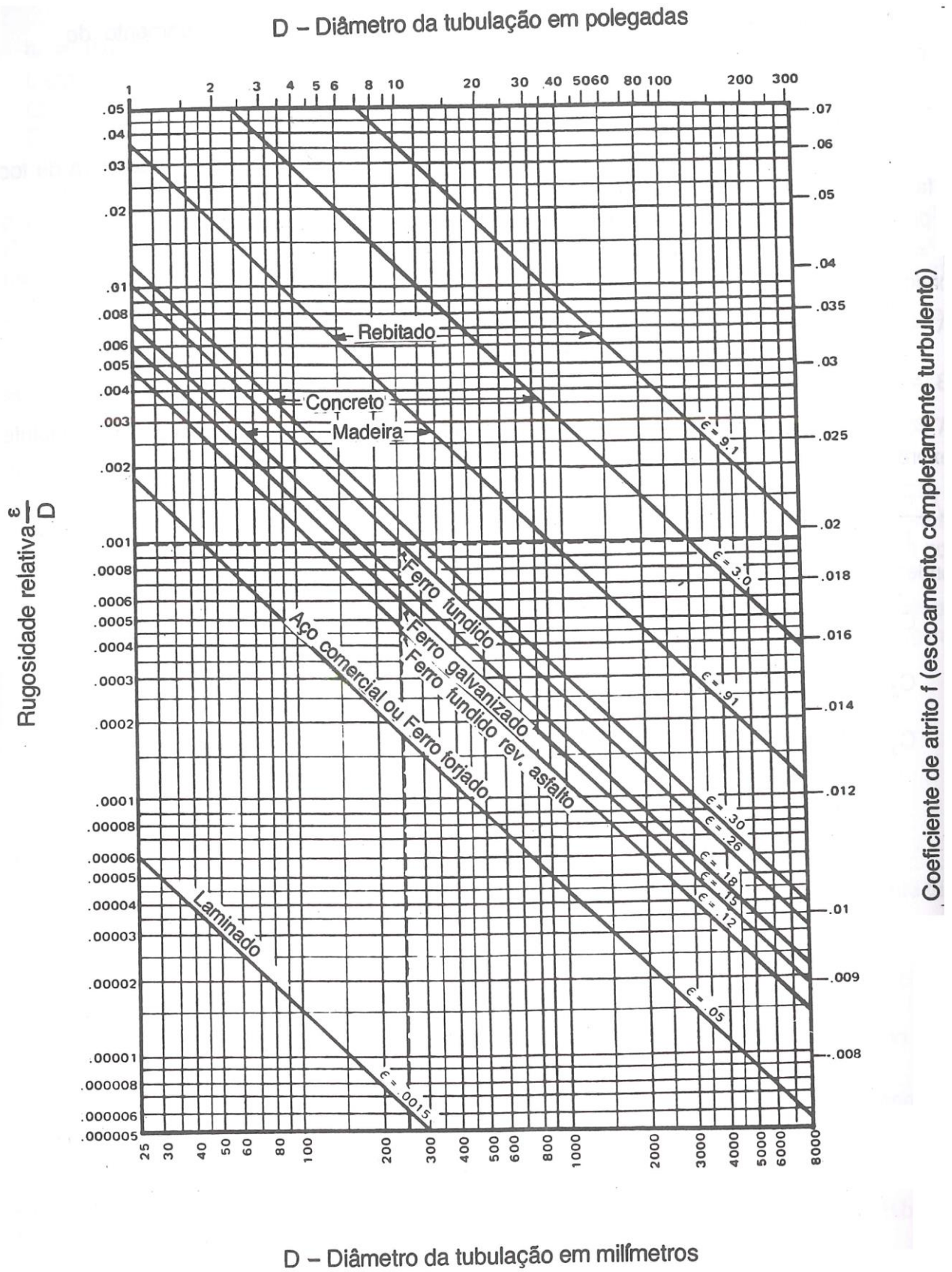


Figura 3.5 - Rugosidade relativa e coeficiente de atrito para escoamento completamente turbulento [2]

- **Perdas de carga localizadas (h_{FL})**

Além da perda de carga ocorrida ao longo do tubo, há também as perdas de carga localizadas causadas por distúrbios locais do fluxo ao passar por acidentes.

Essa parcela da perda de carga pode ser determinada pelo método do comprimento equivalente que consiste em fixar um valor de comprimento reto de tubulação correspondente a perda de carga causada por um determinado acidente.

Os valores de comprimento equivalente são tabelados de acordo com o diâmetro nominal da tubulação e com o acidente/acessório em questão. As tabelas abaixo apresentam os valores mencionados (Tabela 3.1) (Tabela 3.2) (Tabela 3.3) (Tabela 3.4).

Tabela 3.1 - Comprimentos equivalentes para diferentes entradas e saídas. [2]

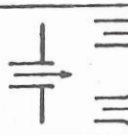
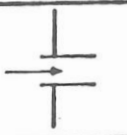


Diâmetro Nominal (Polegada)	Saídas $K = 1,0$	Entradas		
		$K = ,78$	$K = ,5$	$K = ,24$
				
1/2	2 (0,61)	1,5 (0,46)	1 (0,30)	0,5 (0,15)
3/4	3 (0,91)	2,5 (0,76)	1,5 (0,46)	0,75 (0,23)
1	4 (1,22)	3 (0,91)	2 (0,61)	1 (0,30)
1 1/2	7 (2,13)	5,5 (1,68)	3,5 (1,07)	1,75 (0,53)
2	9 (2,74)	7 (2,13)	4,5 (1,37)	2,25 (0,69)
3	15 (4,57)	12 (3,66)	7,5 (2,29)	3,75 (1,14)
4	20 (6,10)	16 (4,88)	10 (3,05)	5 (1,52)
6	36 (10,98)	29 (8,84)	18 (5,49)	9 (2,74)
8	48 (14,63)	38 (11,59)	24 (7,32)	12 (3,66)
10	62 (18,90)	49 (14,94)	31 (9,45)	15 (4,57)
12	78 (23,78)	60 (18,29)	39 (11,89)	19 (5,79)
14	88 (26,83)	70 (21,34)	44 (13,41)	22 (6,71)
16	100 (30,49)	78 (23,78)	50 (15,24)	25 (7,62)
18	120 (36,59)	95 (28,96)	60 (18,29)	30 (9,15)
20	136 (41,46)	107 (32,62)	68 (20,73)	34 (10,37)
24	170 (51,83)	135 (41,16)	85 (25,91)	42 (12,80)

Tabela 3.2 - Comprimento equivalente para joelhos, curvas e T's [2]







Diâmetro nominal (in.)	Joelho (3) 90° 		Curvas (3) 90° 			T 
	Raio curto R = 1D	Raio longo R = 1,5D	R = 5D	R = 10D	Fluxo pelo ramal	Fluxo direto
1 1/2	4.5 (1,37)	3 (0,91)	2.5 (0,76)	4 (1,22)	8 (2,44)	3 (0,91)
2	5.25 (1,60)	3.5 (1,07)	3 (0,91)	5 (1,52)	11 (3,35)	3.5 (1,07)
2 1/2	6 (1,83)	4 (1,22)	3.5 (1,07)	6 (1,83)	13 (3,96)	4 (1,22)
3	7.5 (2,29)	5 (1,52)	4 (1,22)	7.5 (2,29)	16 (4,88)	5 (1,52)
4	10.5 (3,20)	7 (2,13)	5.5 (1,68)	10 (3,05)	20 (6,10)	7 (2,13)
6	15 (4,57)	10 (3,05)	8.5 (2,59)	15 (4,57)	30 (9,15)	10 (3,05)
8	21 (6,40)	14 (4,27)	11 (3,35)	20 (6,10)	40 (12,20)	14 (4,27)
10	24 (7,32)	16 (4,88)	14 (4,27)	25 (7,62)	50 (15,24)	16 (4,88)
12	32 (9,76)	21 (6,40)	16 (4,88)	30 (9,15)	60 (18,29)	21 (6,40)
14	33 (10,06)	22 (6,71)	19 (5,79)	33 (10,06)	65 (19,82)	22 (6,71)
16	39 (11,89)	26 (7,93)	21 (6,40)	38 (11,59)	75 (22,87)	26 (7,93)
18	44 (13,41)	29 (8,84)	24 (7,32)	42 (12,80)	86 (26,22)	29 (8,84)
20	48 (14,63)	32 (9,76)	27 (8,23)	50 (15,24)	100 (30,49)	32 (9,76)
22	53 (16,16)	36 (10,98)	30 (9,15)	55 (16,77)	110 (33,54)	36 (10,98)
24	57 (17,38)	38 (11,59)	32 (9,76)	60 (18,29)	120 (36,59)	38 (11,59)
30	75 (22,87)	50 (15,24)	40 (12,20)	75 (22,87)	155 (47,26)	50 (15,24)
36	90 (27,44)	60 (18,29)	50 (15,24)	90 (27,44)	180 (54,88)	60 (18,29)
42	105 (32,01)	70 (21,34)	56 (17,07)	101 (30,79)	210 (64,02)	70 (21,34)
48	120 (36,59)	80 (24,39)	62 (18,90)	120 (36,59)	250 (76,22)	80 (24,39)
52	135 (41,16)	90 (27,44)	72 (21,95)	130 (39,63)	260 (79,27)	90 (27,44)

Tabela 3.3 - Comprimento equivalente reduções e ampliações de diâmetro [2]

Diâmetros Nominais (Polegada)			
d ₁	d ₂		
3/4	1/2	,6 (0,18)	,5 (0,15)
1	1/2	1,2 (0,37)	,7 (0,21)
	3/4	,6 (0,18)	,6 (0,18)
1 1/2	3/4	1,6 (0,49)	1,0 (0,30)
	1	1,2 (0,37)	,9 (0,27)
2	1	2,2 (0,67)	1,3 (0,40)
	1 1/2	1,3 (0,40)	1,3 (0,40)
3	1 1/2	3,8 (1,16)	2,4 (0,73)
	2	2,7 (0,82)	2,3 (0,70)
4	2	5 (1,52)	3,2 (0,98)
	3	3 (0,91)	3 (0,91)
6	3	8 (2,44)	5 (1,52)
	4	4 (1,22)	4 (1,22)
8	4	12 (3,66)	7 (2,13)
	6	7 (2,13)	7 (2,13)
10	4	15 (4,57)	8 (2,44)
	6	14 (4,27)	9,5 (2,90)
	8	6 (1,83)	6 (1,83)
12	6	19 (5,79)	12 (3,66)
	8	14 (4,27)	12 (3,66)
	10	6,5 (1,98)	6,5 (1,98)



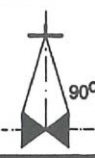
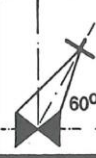
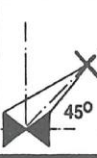
Diâmetros Nominais (Polegada)			
d ₁	d ₂		
14	6	22 (6,71)	14 (4,27)
	8	22 (6,71)	14 (4,27)
	10	15 (4,57)	13 (3,96)
	12	6 (1,83)	6 (1,83)
16	8	27 (8,23)	17 (5,18)
	10	23 (7,01)	17 (5,18)
	12	15 (4,57)	15 (4,57)
	14	7 (2,13)	7 (2,13)
18	10	30 (9,15)	19 (5,79)
	12	23 (7,01)	19 (5,79)
	14	15 (4,57)	15 (4,57)
	16	4 (1,22)	4 (1,22)
20	12	30 (9,15)	23 (7,01)
	14	21 (6,40)	19 (5,79)
	16	13 (3,96)	13 (3,96)
	18	5 (1,52)	5 (1,52)
24	16	30 (9,15)	25 (7,62)
	18	25 (7,62)	25 (7,62)
	20	12 (3,66)	12 (3,66)

Tabela 3.4 - Comprimento equivalente para válvulas [2]

Diâmetro Nominal (Polegada)	Válvulas gaveta (abertura total)	Válvulas globo (2) (abertura total)			Válvula de retenção		Válvulas de esfera ou macho (abertura total)	Válvula de três vias (Área de abertura 80% da área tubo)		Válvula borboleta (abertura total)	Diâmetro Nominal (Polegada)
		 90°	 60°	 45°	Portinhola	Levantamento		Fluxo direto	Fluxo pelo ramal		
1 1/2"	1.75 (0,53)	46 (14,02)	23 (7,01)	18 (5,49)	17 (5,18)	20 (6,10)	2.5 (0,76)	6 (1,83)	20 (6,10)	6 (1,83)	1 1/2"
2"	2.25 (0,69)	60 (18,29)	30 (9,15)	24 (6,52)	22 (6,71)	25 (7,62)	3.5 (1,07)	7.5 (2,29)	24 (7,32)	8 (2,36)	2"
2 1/2"	2.75 (0,84)	70 (21,34)	38 (11,59)	30 (9,15)	27 (8,23)	30 (9,15)	4 (1,22)	9 (2,74)	30 (9,15)	10 (3,05)	2 1/2"
3"	3.5 (1,07)	90 (27,44)	45 (13,72)	38 (11,59)	35 (10,67)	38 (11,59)	5 (1,52)	12 (3,66)	36 (10,98)	12 (3,66)	3"
4"	4.5 (1,37)	120 (36,59)	60 (18,29)	48 (14,63)	45 (13,72)	50 (15,24)	6.5 (1,98)	15 (4,57)	48 (14,63)	15 (4,57)	4"
6"	6.5 (1,98)	175 (53,35)	88 (26,83)	72 (21,95)	65 (19,82)	75 (22,87)	10 (3,05)	22 (6,71)	70 (21,34)	23 (7,01)	6"
8"	9 (2,74)	230 (70,12)	120 (36,59)	95 (28,96)	90 (27,44)	100 (30,49)	13 (3,96)	30 (9,15)	95 (28,96)	27 (8,23)	8"
10"	12 (3,66)	280 (85,37)	150 (45,73)	130 (39,63)	120 (36,59)	130 (39,63)	16 (4,88)	38 (11,59)	120 (36,59)	35 (10,67)	10"
12"	14 (4,27)	320 (97,56)	170 (51,83)	145 (44,21)	140 (42,68)	150 (45,73)	19 (5,79)			40 (12,20)	12"
14"	15 (4,57)	380 (115,85)	190 (57,93)	160 (48,78)	150 (45,73)	170 (51,83)	20 (6,10)			45 (13,72)	14"
16"	17 (5,18)	420 (128,05)	220 (67,07)	180 (54,88)	170 (51,83)	190 (57,93)	22 (6,71)			50 (15,24)	16"
18"	18 (5,49)	480 (146,34)	250 (76,22)	205 (62,50)	180 (54,88)	210 (64,02)	24 (7,32)			58 (17,68)	18"
20"	20 (6,10)	530 (161,59)	290 (88,41)	240 (73,17)	200 (60,98)	240 (73,17)	27 (8,23)			64 (19,51)	20"
22"	25 (7,62)	580 (176,83)	300 (91,46)	255 (77,74)	240 (73,17)	260 (79,27)	30 (9,15)			70 (21,34)	22"
24"	32 (9,76)	630 (192,07)	330 (100,61)	270 (82,32)	250 (76,22)	290 (88,41)	33 (10,06)			78 (23,78)	24"
										100 (30,49)	30"
										125 (38,11)	36"
										145 (44,21)	42"
										165 (50,30)	48"
										175 (53,35)	52"

Com a obtenção dos comprimentos equivalentes de todos os acessórios (n) de uma tubulação, a perda de carga é simplesmente calculada pelas equações 3.10 e 3.11. Primeiramente, é realizada a soma do comprimento reto da tubulação com os comprimentos equivalentes de todos os acessórios. Depois, utiliza-se desse comprimento total para o cálculo da perda de carga envolvendo todos os acessórios e a tubulação.

$$L_{total} = L_{reto} + \sum_{i=1}^n L_i \tag{3.10}$$

$$h_f = f \cdot \frac{L_{total}}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \tag{3.11}$$

3.2. Classificação das bombas

No esquema apresentado abaixo (Figura 3.6), os principais tipos de bomba estão classificados pela forma com que é feita a transformação do trabalho em energia hidráulica e pelo recurso utilizado para cedê-la ao líquido, aumentando sua pressão e/ou sua velocidade.

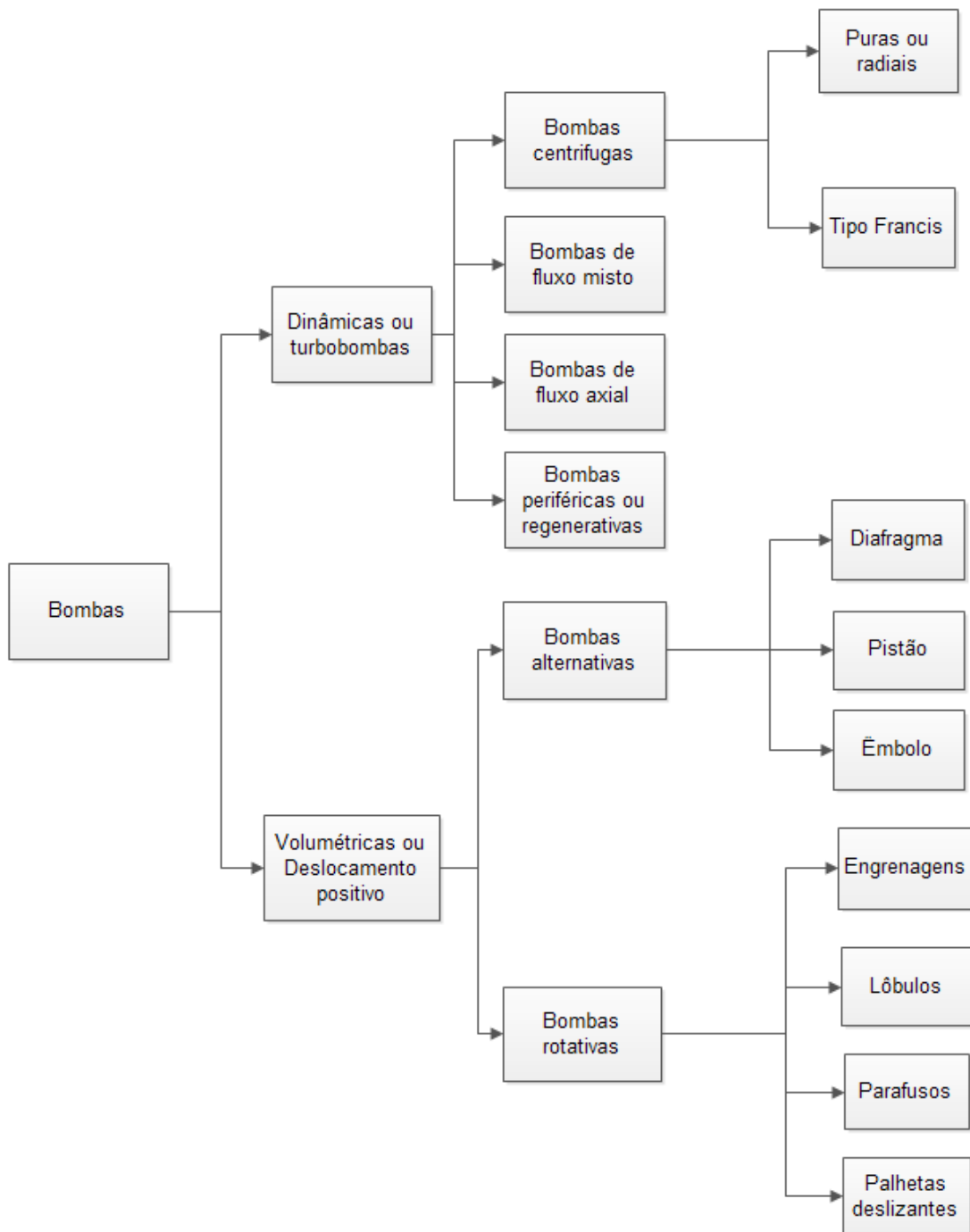


Figura 3.6 - Esquema – Classificação das bombas

3.3. Características das bombas

Nessa seção serão abordadas as características dos dois principais tipos de bombas, as dinâmicas e as volumétricas. Serão apresentadas também características mais específicas das bombas centrífugas, uma vez que a bomba que será aplicada nesse trabalho é desse tipo.

3.3.1. Turbobombas ou dinâmicas

As turbobombas também chamadas de bombas dinâmicas são caracterizadas por possuírem um órgão rotatório dotado de pás, chamado rotor (impelidor) que exerce sobre o líquido forças que resultam na aceleração da massa líquida. A distinção entre os diversos tipos de turbobombas é feita em função da forma como o impelidor cede energia ao fluido bem como pela orientação do líquido ao sair do impelidor.

3.3.1.1. Bombas centrífugas

As bombas centrífugas são aquelas em que a energia fornecida ao líquido é primordialmente do tipo cinética, sendo posteriormente convertida em grande parte em energia de pressão. Essa conversão ocorre devido ao aumento progressivo de área na carcaça que pode ser obtido de duas formas:

- Utilizando carcaça em voluta com região difusora (Figura 3.7)
- Utilizando carcaça pás difusoras (Figura 3.8)

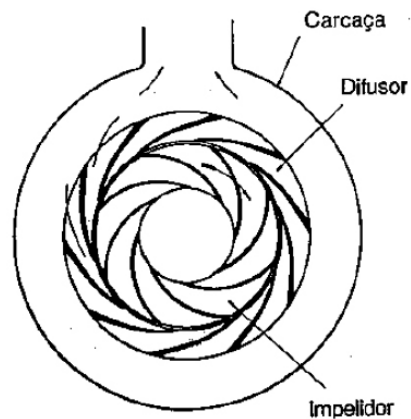
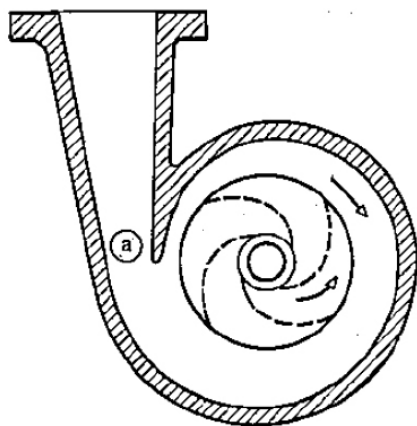


Figura 3.7 – Carcaça em voluta [2] Figura 3.8 – Carcaça com pás difusoras [2]

O funcionamento da bomba centrífuga é baseado na criação de uma zona de baixa pressão e de uma zona de alta pressão. A zona de baixa pressão se deve ao fato de que o líquido ao receber através das pás o movimento de rotação do impelidor, fica sujeito à força centrífuga que faz com que as partículas do fluido se desloquem em direção à periferia do impelidor. Este deslocamento acarreta a formação de vázio (baixa pressão) na região central que será preenchido por igual quantidade de líquido provida pela fonte. Dessa forma, é estabelecida a condição de funcionamento com fluxo contínuo (Regime Permanente).

3.3.2. Volumétricas ou de deslocamento positivo

As bombas volumétricas ou de deslocamento positivo são aquelas em que a energia é fornecida ao líquido já sob a forma de pressão, não havendo assim necessidade de transformação, como no caso das bombas centrífugas. As bombas desse tipo possuem uma ou mais câmaras, em cujo interior, o movimento de um órgão mecânico fornece a energia de pressão e promove o deslocamento do fluido. O líquido, sucessivamente, enche e depois é expulso de espaços com volume determinado no interior da bomba, explicando assim a razão do nome de bombas volumétricas. Fazem parte desse grupo as bombas alternativas e as bombas rotativas. As alternativas são especificadas para serviços onde se requer cargas elevadas e baixas vazões. Já as rotativas são utilizadas para vazões maiores.

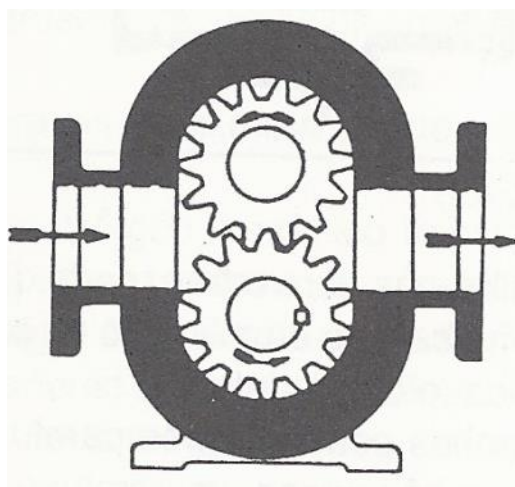


Figura 3.9 - Bomba de engrenagens [2]

3.4. Curvas características das bombas

As curvas características das bombas normalmente são fornecidas pelos fabricantes. A seguir elas serão explicadas e na Figura 3.10 estão identificadas.

Curva da carga (H) x Vazão (Q)

Essa curva representa a variação da carga (*head*) fornecida pela bomba com a variação da vazão. A carga da bomba pode ser definida como a energia por unidade peso que a bomba tem condições de fornecer ao fluido para uma determinada vazão.

Curva de potência absorvida (P_{abs}) x Vazão (Q)

Já essa curva ilustra a variação da potência absorvida pela bomba junto com a modificação da vazão. A partir da equação 3.12, pode-se observar a relação entre essas variáveis.

$$Pot_{abs} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta} \quad (3.12)$$

onde:

$Pot_{abs} \rightarrow CV$;

$Q \rightarrow m^3/s$;

$H \rightarrow m$;

$\gamma \rightarrow kgf/m^3$.

Já para encontrar a potência útil cedida ao fluido (Pot_c), deve-se utilizar a equação 3.13.

$$Pot_c = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} \quad (3.13)$$

As unidades são as mesmas que foram apontadas acima.

Curva de rendimento total (η) x Vazão (Q)

O rendimento total pode ser definido como o produto entre o rendimento hidráulico, o volumétrico e o mecânico.

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_V \cdot \eta_M \quad (3.14)$$

O rendimento hidráulico (η_H) está relacionado com as perdas por atrito do líquido e turbulências. Já o rendimento volumétrico está vinculado ao fato de que pequena parte da vazão bombeada pelo impelidor não atinge a linha de descarga, sendo assim recirculada.

$$\eta_V = \frac{Q}{Q + Q_R} \quad (3.15)$$

onde:

Q – vazão real;

Q_R – vazão recirculada.

O rendimento mecânico por sua vez leva em consideração a perda por fricção no disco e as perdas nos mancais e sistemas de vedação.

Além dessa abordagem, o rendimento total é também entendido como a razão entre a potência útil cedida ao fluido (Pot_c) e a potência absorvida pela bomba (Pot_{abs}).

$$\eta = \frac{Pot_c}{Pot_{abs}} \quad (3.16)$$

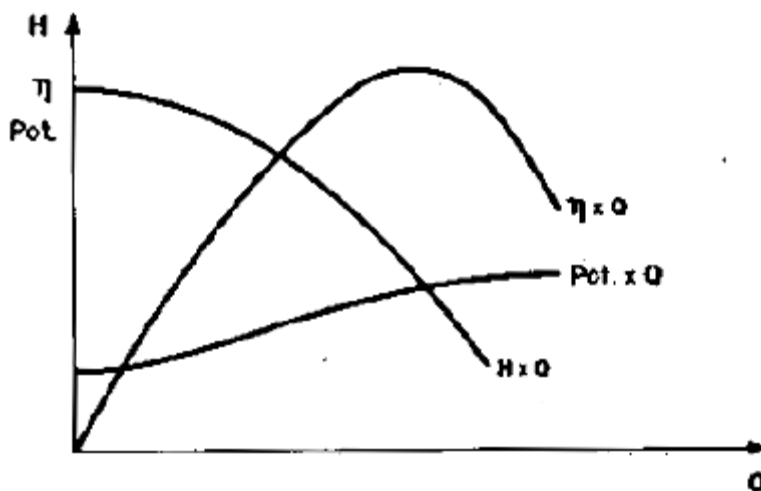


Figura 3.10 - Curvas características para bombas centrífugas [2]

3.5. Fatores que modificam as curvas características

As curvas características das bombas podem ser modificadas por diversos fatores. Nessa seção serão destacados apenas os efeitos causados pela variação de três fatores:

- Rotação da bomba;
- Diâmetro externo do impelidor;
- Natureza do líquido.

Para analisar a influência das variáveis N (rotação), D (diâmetro externo do impelidor), ρ (massa específica do fluido) e μ (viscosidade do fluido) nas características de desempenho: Q (vazão), H (*head*) e Pot (potência), é necessário analisar os grupos adimensionais.

Grupos adimensionais:

$$\pi_1 = \frac{Q}{N \cdot D^3} \quad (3.17)$$

$$\pi_2 = \frac{H}{N^2 \cdot D^2} \quad (3.18)$$

$$\pi_3 = \frac{D^2 \cdot N \cdot \rho}{\mu} \quad (3.19)$$

$$\pi_4 = \frac{Pot}{\rho \cdot N^3 \cdot D^5} \quad (3.20)$$

Para existência de semelhança física entre bombas, elas devem ser semelhantes geometricamente, cinematicamente e dinamicamente. Dessa forma, para que isso ocorra, os valores dos grupos adimensionais expostos devem ser constantes para as bombas semelhantes.

3.5.1. Efeito da mudança de rotação

A partir da análise dos grupos adimensionais, considerando fluido bombeado e diâmetro do impelidor inalterados, haverá uma proporcionalidade de Q, H e Pot com a rotação. Dessa forma, alterando-se a rotação da bomba para uma nova rotação (N_2), as seguintes proporções podem ser consideradas:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (3.21)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (3.22)$$

$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (3.23)$$

Com o rearranjo das equações acima, pode-se chegar a seguinte relação:

$$\Rightarrow \frac{N_2}{N_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{Pot_2}{Pot_1}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.24)$$

A partir dos diversos valores fornecidos pelas curvas características na condição inicial da bomba (1) e do valor da nova rotação N_2 , consegue-se chegar aos pontos corrigidos (pontos homólogos) das curvas características relacionadas à condição 2, usando as equações acima.

Pode-se destacar que não há variação na curva de rendimento (η) x vazão (Q). A explicação pode ser dada pela simples manipulação das equações 3.12, 3.21, 3.22 e 3.23.

$$Pot_{abs} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta}$$

$$\eta_1 = \frac{\gamma \cdot Q_1 \cdot H_1}{75 \cdot Pot_{abs1}}$$

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{N_2}{N_1}$$

$$H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2$$

$$Pot_2 = Pot_1 \cdot \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3$$

$$\eta_2 = \frac{\gamma \cdot Q_2 \cdot H_2}{75 \cdot Pot_{abs_2}}$$

$$\eta_2 = \frac{\gamma \cdot Q_1 \cdot H_1}{75 \cdot Pot_{abs_1}} \cdot \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \cdot \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 = \eta_1$$

3.5.2. Efeito da variação do diâmetro do impelidor

Há dois casos possíveis de variação do diâmetro do impelidor. O primeiro caso está relacionado às bombas geometricamente semelhantes cujas dimensões físicas guardam uma proporcionalidade constante. Neste caso, o diâmetro do impelidor pode ser tomado apenas como uma dimensão representativa da bomba. Dessa forma, mantendo-se o fluido e rotação constante, as seguintes relações podem ser utilizadas a partir dos grupos adimensionais:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (3.25)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (3.26)$$

$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \quad (3.27)$$

Pode-se chegar a seguinte relação a partir das equações apresentadas:

$$\Rightarrow \frac{D_2}{D_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{Pot_2}{Pot_1}\right)^{\frac{1}{5}} \quad (3.28)$$

Já no segundo caso, a variação ocorre apenas no diâmetro do impelidor propriamente dito. A partir da usinagem do diâmetro externo do impelidor, as proporções abaixo podem utilizadas para fins práticos.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right) \quad (3.29)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (3.30)$$

$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (3.31)$$

$$\Rightarrow \frac{D_2}{D_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{Pot_2}{Pot_1}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.32)$$

É válido destacar que para os pontos homólogos nesses dois casos, também não há variação do rendimento nos pontos homólogos. Isso pode ser verificado realizando a mesma análise que foi feita para variação de rotação.

3.5.3. Efeito da natureza do líquido

A natureza do líquido influencia as curvas características através da massa específica (ρ) e viscosidade (μ), propriedades características do fluido. Dessa forma, para a correção das curvas da bomba operando com água para bomba operando com líquido viscoso, deve-se utilizar a seguinte carta de correção para a obtenção dos fatores de correção de desempenho (Figura 3.11).

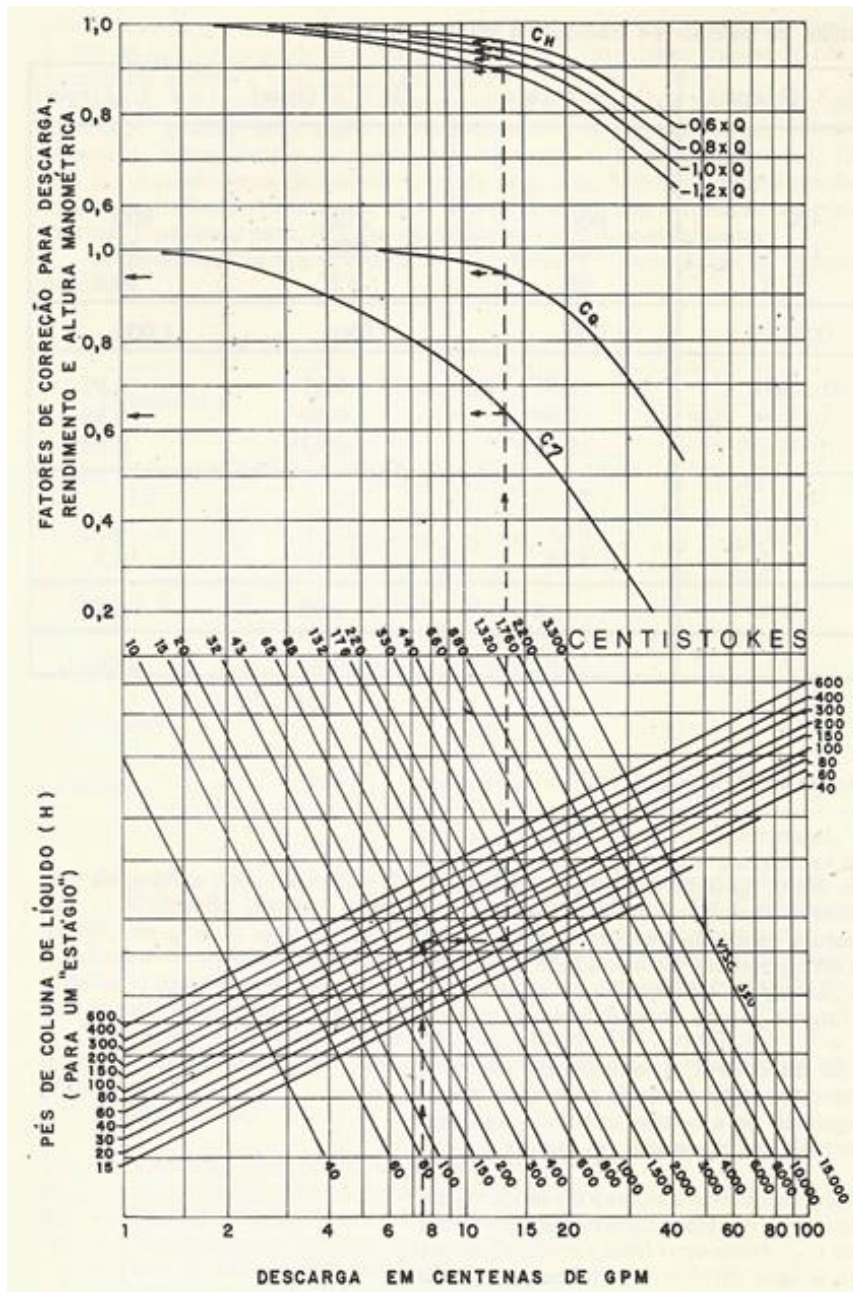


Figura 3.11 - Carta de correção das curvas características para bombas operando com líquidos viscosos [3]

As curvas características das bombas muitas vezes são fornecidas pelos fabricantes para a operação com água. A partir da correção dessas curvas para líquidos viscosos, observa-se de uma maneira geral, redução da eficiência, aumento da potência absorvida, redução da carga (H) da bomba e redução da vazão (Q) para os pontos corrigidos.

Procedimento para obtenção das novas curvas das bombas operando com líquidos viscosos

Com o desempenho da bomba operando a água já conhecido, deve-se realizar o seguinte procedimento para a correção dessas curvas:

1. Identificar o valor da vazão referente à máxima eficiência da bomba operando à água ($1,0 \times Q_{nw}$);
2. Calcular as vazões ($0,6 \times Q_{nw}$), ($0,8 \times Q_{nw}$) e ($1,2 \times Q_{nw}$), a partir do valor já encontrado de ($1,0 \times Q_{nw}$);
3. Com os valores das vazões, obter através das curvas os respectivos *heads* (H_w) e rendimentos (η_w);
4. Após a obtenção desses valores, entrar na abscissa da carta com a vazão ($1,0 \times Q_{nw}$), subir até o *head* (H_w) referente a essa vazão, seguir horizontalmente até a viscosidade do novo fluido e por fim, subir, obtendo assim os fatores de correção C_E , C_Q e os quatro valores de C_H referentes às vazões ($0,6 \times Q_{nw}$), ($0,8 \times Q_{nw}$), ($1,0 \times Q_{nw}$) e ($1,2 \times Q_{nw}$).
5. Por fim, deve-se utilizar as equações abaixo para obter os valores de Q_{vis} , H_{vis} , η_{vis} e BHP_{vis} que serão utilizados na elaboração das novas curvas.

$$Q_{vis} = Q_w \cdot C_Q \quad (3.33)$$

$$H_{vis} = H_w \cdot C_H \quad (3.34)$$

$$\eta_{vis} = \eta_w \cdot C_E \quad (3.35)$$

$$BHP_{vis} = \frac{Q_{vis} \cdot H_{vis} \cdot d}{3960 \cdot \eta_{vis}} \quad (3.36)$$

onde:

Q_{vis} – capacidade da bomba operando com líquido viscoso [gpm];

H_{vis} – carga desenvolvida na operação com líquido viscoso [ft];

η_{vis} – eficiência da bomba operando com líquido viscoso [%];

BHP_{vis} – potência da bomba operando com líquido viscoso [HP];

Q_w – capacidade da bomba operando com água [gpm];

H_w – carga desenvolvida na operação com água [ft];

η_w – eficiência da bomba operando com água [%];

d – densidade;

CQ – fator de correção para capacidade;

CH – fator de correção para altura manométrica;

CE – fator de correção da eficiência.

É importante destacar que essas fórmulas podem ser utilizadas com certa aproximação para o caso inverso em que são conhecidas as condições viscosas e deseja-se encontrar as condições aquosas. Neste trabalho as curvas serão corrigidas para esse caso

$$Q_w = \frac{Q_{vis}}{CQ} \quad (3.37)$$

$$H_w = \frac{H_{vis}}{CH} \quad (3.38)$$

$$\eta_w = \frac{\eta_{vis}}{CE} \quad (3.39)$$

3.6. Características do sistema

3.6.1. Altura manométrica do sistema

A energia por unidade de peso que o sistema solicitará de uma bomba em função de sua vazão é a altura manométrica do sistema. Essa energia requerida é, para cada vazão, função da altura estática de elevação do fluido, da diferença de pressões entre a sucção e a descarga e das perdas existentes no sistema (Figura 3.12).

A altura manométrica total (H) é calculada, portanto pela diferença entre a altura manométrica de descarga (H_d) e a altura manométrica de sucção (H_s). Esse conceito pode ser entendido como a diferença entre a quantidade de energia por unidade de peso que deve existir no flange de descarga e a quantidade de energia por unidade de peso disponível no flange de sucção.

$$H = H_d - H_s \quad (3.40)$$

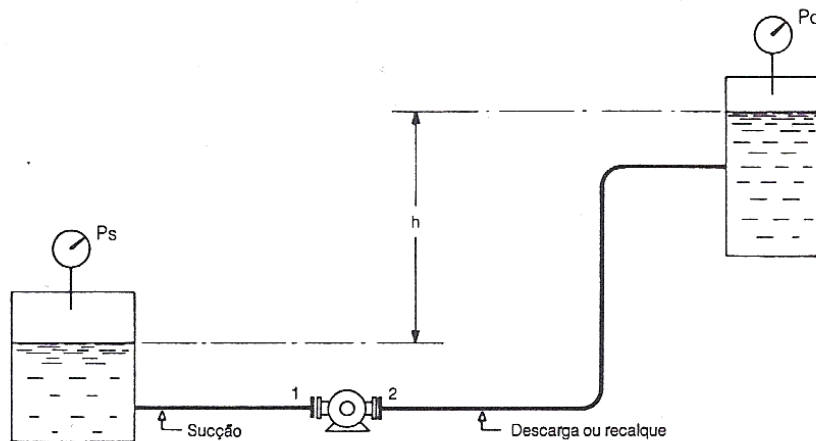


Figura 3.12 - Sistema de bombeamento [2]

Altura manométrica de sucção (H_s)

Há duas maneiras de se calcular a altura manométrica de sucção (Figura 3.13). A primeira alternativa consiste em aplicar o Teorema de Bernoulli entre um ponto na superfície do reservatório de sucção e o flange de sucção da bomba. A perda de carga diminui a quantidade de energia por unidade de peso disponibilizada ao sistema, justificando assim o sinal negativo na equação 3.41.

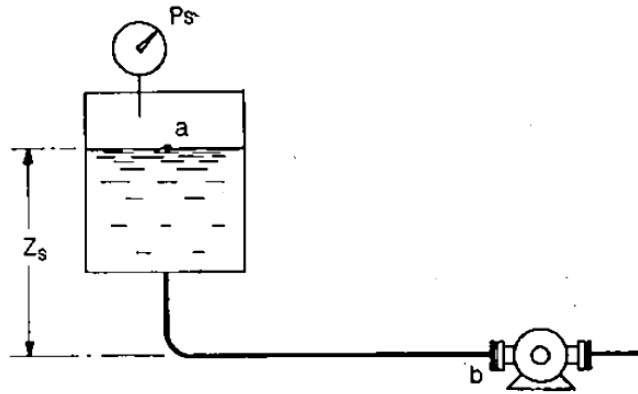


Figura 3.13 - Configuração da linha e do reservatório de sucção [2]

$$H_s = Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{fs} \quad (3.41)$$

onde:

Z_s – altura estática de sucção;

P_s – pressão manométrica no reservatório de sucção;

γ – peso específico do líquido;

h_{fs} – perda de carga na linha e acessórios de sucção.

O outro método consiste em medir a quantidade de energia por unidade de peso no flange de sucção. Essa alternativa só pode ser utilizada a partir de testes com a instalação em funcionamento.

$$H_s = \frac{P_{fs}}{\gamma} + \frac{V_{fs}^2}{2 \cdot g} \quad (3.42)$$

onde:

P_{fs} – pressão manométrica no flange de sucção (P_b);

γ – peso específico do líquido;

V_{fs} – velocidade no flange de sucção (V_b);

g – aceleração da gravidade.

Altura manométrica de descarga (Hd)

A altura manométrica de descarga é a energia manométrica por unidade de peso que deve existir no flange de descarga para o fluido atingir o ponto final do processo de bombeamento. Analogamente ao que já foi apresentado como explicação para o *head* de sucção, existem duas formas de se calcular Hd (Figura 3.14). A primeira é obtida a partir do teorema de Bernoulli aplicado entre um ponto no flange de descarga e um ponto na superfície do líquido no reservatório de descarga. Nesse caso, como a perda de carga irá aumentar a energia por unidade de peso demandada no flange de descarga, seu sinal na equação será positivo.

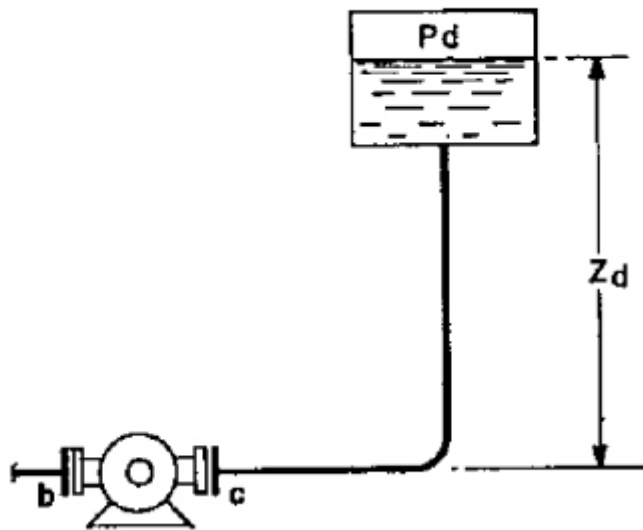


Figura 3.14 - Configuração da linha e do reservatório de descarga [2]

$$H_d = Z_d + \frac{P_d}{\gamma} + h_{fd} \quad (3.43)$$

onde:

Z_d – altura estática de descarga;

P_d – pressão manométrica no reservatório de descarga;

h_{fd} – perda de carga na linha e acessórios de descarga.

Da mesma forma que foi apresentado para o cálculo H_s , o outro método consiste em medir a quantidade de energia por unidade de peso no flange de descarga. Deve-se ressaltar novamente que essa equação só pode ser utilizada a partir de testes com a instalação operando.

$$H_d = \frac{P_{fd}}{\gamma} + \frac{V_{fd}^2}{2 \cdot g} \quad (3.44)$$

onde:

P_{fd} – pressão manométrica no flange de descarga (P_c);

V_{fd} – velocidade no flange de descarga (V_c);

A partir das equações indicadas acima para cálculo de H_d e H_s , usando o primeiro método, encontra-se a seguinte equação para a altura manométrica total do sistema:

$$H = (Z_d - Z_s) + \frac{(P_d - P_s)}{\gamma} + (h_{fd} + h_{fs}) \quad (3.45)$$

Já a partir do segundo método, a expressão fica com a forma abaixo:

$$H = \frac{(P_{fd} - P_{fs})}{\gamma} + \frac{(V_{fd}^2 - V_{fs}^2)}{2 \cdot g} \quad (3.46)$$

Para esse segundo método, é válido destacar que caso haja diferença de nível entre os flanges de sucção e descarga, uma parcela ($Z_{fd} - Z_{fs}$) deverá ser incluída no cálculo. Na Figura 3.12, essa parcela não se aplica, mas no estudo de caso que será realizado adiante será considerada essa parcela.

3.6.2. Determinação da curva do sistema

A curva do sistema mostra a variação da altura manométrica total com a vazão.

$$H = \underbrace{(Z_d - Z_s) + \frac{(P_d - P_s)}{\gamma}}_{H \text{ est\u00e1tico (n\u00e3o varia com a vaz\u00e3o)}} + \underbrace{(h_{fd} + h_{fs})}_{H \text{ fric\u00e7\u00e3o} = f(Q)} \quad (3.47)$$

H est\u00e1tico (n\u00e3o varia com a vaz\u00e3o) H fric\u00e7\u00e3o = $f(Q)$

Para obter essa curva, arbitram-se seis valores de vaz\u00e3o, sendo um deles de vaz\u00e3o nula e outro referente \u00e0 vaz\u00e3o de opera\u00e7\u00e3o desejada. Das outras quatro vaz\u00e3es, duas s\u00e3o acima da vaz\u00e3o de opera\u00e7\u00e3o projetada e duas abaixo. Dessa forma, busca-se cobrir uma faixa ampla de vaz\u00e3es (Figura 3.15).

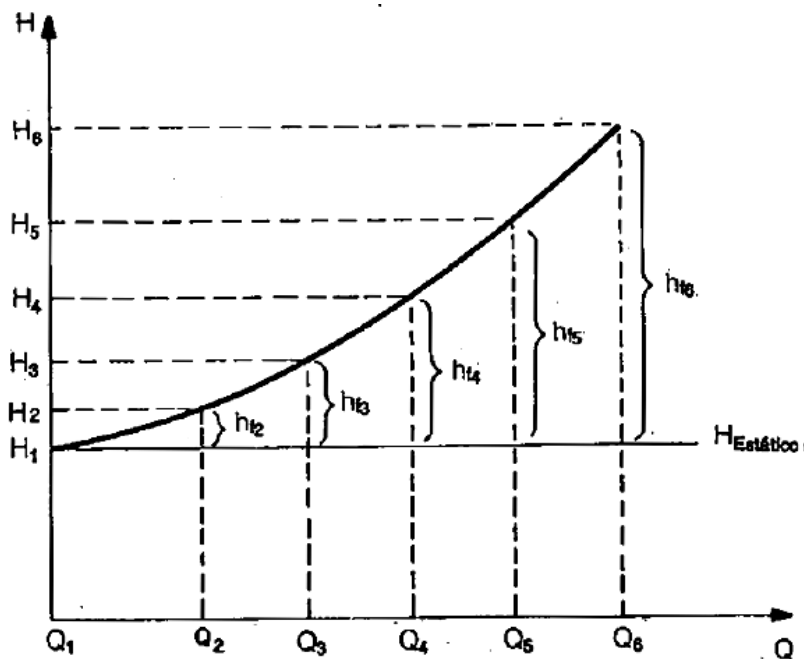


Figura 3.15 - Curva do sistema [2]

Como a parcela da altura manom\u00e9trica do sistema referente \u00e0s perdas de carga (H fric\u00e7\u00e3o) est\u00e1 relacionada quadraticamente com a velocidade do escoamento, conforme indicado na equa\u00e7\u00e3o 3.11, a varia\u00e7\u00e3o da vaz\u00e3o proporciona essa configura\u00e7\u00e3o parab\u00f3lica mostrada na Figura 3.15. Abaixo, a rela\u00e7\u00e3o diretamente proporcional da vaz\u00e3o (m^3/s) com a velocidade de escoamento (m/s) \u00e9 relembrada.

$$V = \frac{Q}{A} \quad (3.48)$$

onde:

A – \u00e1rea de se\u00e7\u00e3o transversal [m^2].

3.7. Determinação do ponto de operação

Para determinar o ponto de operação da bomba, basta verificar o ponto de interseção entre a curva do sistema e a curva $H \times Q$ da bomba. A partir desse ponto é descoberta a vazão de operação, possibilitando assim, obter a potência e o rendimento da bomba, simplesmente verificando o ponto correspondente a essa vazão nas respectivas curvas características. A Figura 3.16 ilustra o que foi descrito.

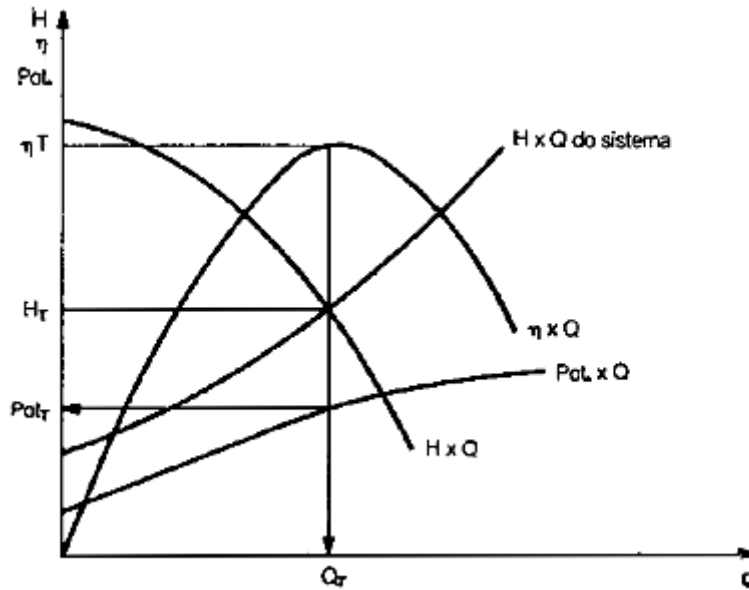


Figura 3.16: Ponto de trabalho (Q_T, H_T, P_T, η_T) [2]

É importante destacar que o ponto de trabalho pode ser modificado com alterações na curva do sistema ou na curva $H \times Q$ da bomba, conforme mostrado na Seção 3.5.

3.8. Cavitação

A cavitação é um dos fenômenos mais importantes no estudo de bombas. É necessário ter um bom entendimento desse fenômeno não só para a execução de projeto ou seleção de equipamentos, como também para a solução de diversos problemas operacionais decorrentes dele. O fenômeno da cavitação ocorre quando a pressão absoluta em qualquer ponto do sistema de bombeamento atinge valores inferiores à pressão de vapor desse líquido na temperatura de bombeamento. Com isso, parte desse líquido vaporiza, havendo assim, geração de bolhas no escoamento. Caso essas bolhas durante o escoamento entrem em uma zona de pressão superior à de vaporização, elas sofrerão um

colapso e retornarão à forma líquida. No entanto, como o volume específico do líquido é menor do que o do vapor, esse retorno à fase líquida irá formar um vazio que gerará uma onda de choque ao ser preenchido.

Nas bombas centrífugas, a região de mínima pressão, crítica para cavitação, ocorre no olho do impelidor. Nessa região a pressão é mínima, pois o fluido ainda não recebeu energia do impelidor e teve a sua energia reduzida devido às perdas de carga na linha de sucção e na entrada da bomba. Se houver a formação de bolhas nessa região, elas serão colapsadas no ponto onde a pressão for novamente maior que a pressão de vapor, provavelmente no canal do impelidor ou, posteriormente, na entrada voluta ou canal de pás difusoras, dependendo do tipo de bomba.

Os efeitos da cavitação são visíveis, mensuráveis e até audíveis. Esse fenômeno provoca o aumento de ruído e vibração provocados pelas instabilidades geradas pelo colapso das bolhas. Causa também alterações nas curvas características e danificação do material.

Essa modificação no desempenho ocorre devido à diferença de volume específico entre as fases de líquido e vapor e também pela turbulência gerada pelo fenômeno. Essas mudanças restringem o canal de passagem do líquido, causando uma queda brusca na curva de eficiência e de *head* da bomba, conforme mostrado na Figura 3.17. Essa queda irá definir um novo ponto de trabalho.

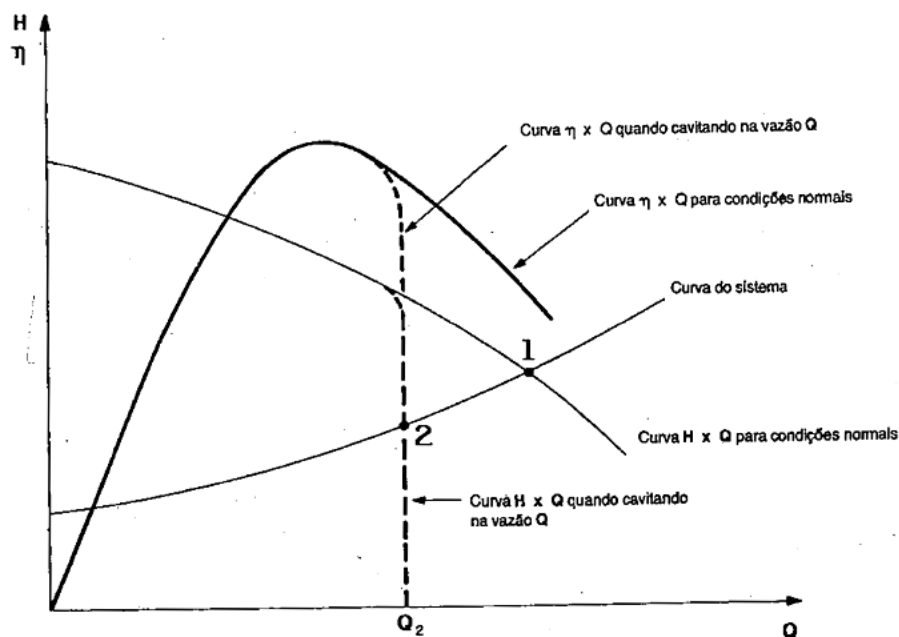


Figura 3.17 – Queda nas curvas características de uma curva centrífuga [2]

3.8.1. Equacionamento da cavitação

O objetivo principal para o estudo da cavitação é determinar as condições que devemos satisfazer para evitar a ocorrência desse fenômeno. Por esse motivo, é necessário realizar o equacionamento da cavitação para se analisar quantitativamente o fenômeno. Nesse estudo quantitativo é definido um novo conceito, cujo nome deriva da língua inglesa, chamado de *Net Positive Suction Head* (NPSH). Esse termo abrange dois conceitos, o NPSH disponível e o NPSH requerido que serão abordados nos próximos itens dessa seção.

3.8.1.1. NPSH disponível

O NPSH disponível pode ser interpretado como sendo a energia absoluta por unidade de peso existente no flange de sucção, acima da pressão de vapor do líquido nas condições de bombeamento. Esse conceito pode ser quantificado pela equação abaixo.

$$NPSH_{disp} = H_s + \frac{P_a - P_v}{\gamma} \quad (3.49)$$

Conforme já foi mostrado, há duas fórmulas para o cálculo da altura manométrica de sucção (H_s). Dessa forma, a equação acima pode ser vista de duas formas.

$$NPSH_{disp} = \left(Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{fs} \right) + \frac{P_a - P_v}{\gamma} \quad (3.50)$$

ou

$$NPSH_{disp} = \left(\frac{P_{fs}}{\gamma} + \frac{V_{fs}^2}{2 \cdot g} \right) + \frac{P_a - P_v}{\gamma} \quad (3.51)$$

Observando a primeira equação, nota-se que há subtração da perda de carga. Como a perda de carga aumenta com a vazão, os valores resultantes de NPSH disponível serão decrescentes com o aumento da mesma, conforme ilustra na figura abaixo.

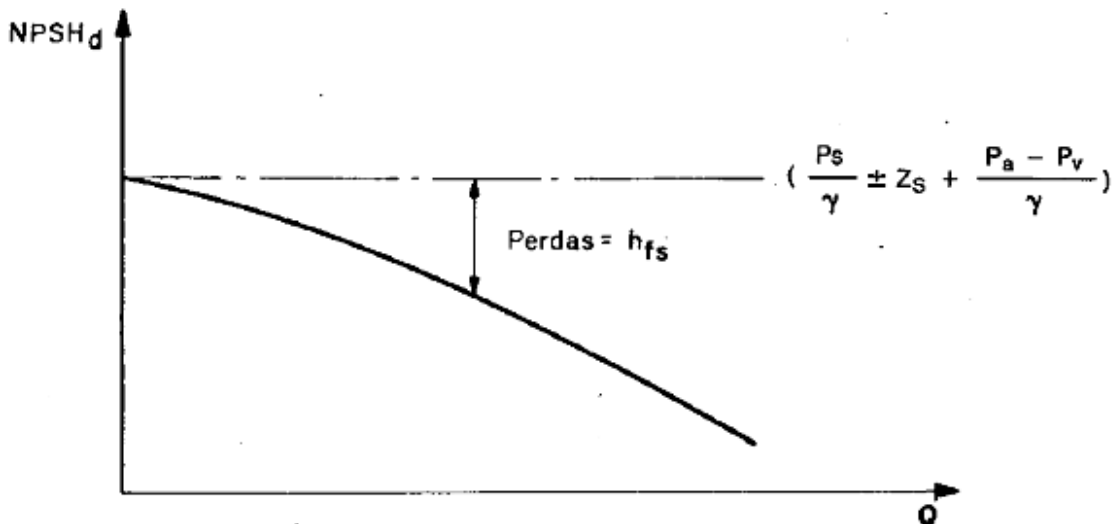


Figura 3.18 - Curva NPSH disponível x Vazão [2]

3.8.1.2. NPSH requerido

O NPSH requerido é entendido como a quantidade mínima de energia absoluta por unidade de peso acima da pressão de vapor que deve existir no flange de sucção para que não haja cavitação. Essa informação é normalmente fornecida em forma de curva em que é mostrada a variação do NPSH requerido com a vazão. A curva em questão segue comumente a forma representada na Figura 3.19.

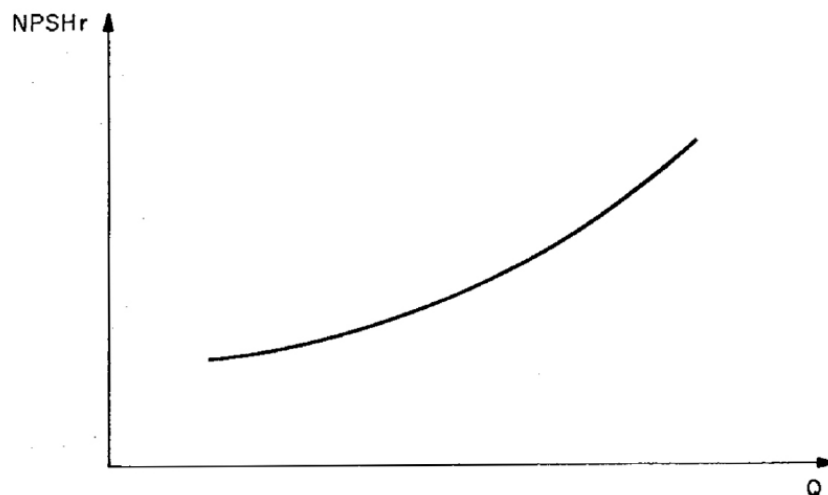


Figura 3.19 - Curva NPSH requerido x Vazão [2]

3.8.2. Critérios de avaliação das condições de cavitação

Para não haver cavitação, o NPSH disponível deve ser maior ou igual ao NPSH requerido, uma vez que conforme já foi visto, o NPSH requerido é energia por unidade de peso mínima no flange de sucção para evitar a cavitação. No caso de seleção de bombas, deve-se calcular o NPSH disponível na vazão de operação pretendida e fornecer esse dado aos fabricantes. Dessa forma, eles oferecerão bombas com NPSH requerido menor do que o disponível para evitar a ocorrência do fenômeno em questão.

De um modo geral, a margem de segurança utilizada na prática é de 0,6 m de líquido. Com isso, a condição para que não haja cavitação está exposta abaixo.

$$\text{NPSH disponível} \geq \text{NPSH requerido} + 0,6 \text{ m de líquido}$$

A partir da interseção das curvas apresentadas para o NPSH disponível e NPSH requerido (Figura 3.20), consegue-se determinar a vazão máxima de uma bomba que corresponde ao início da cavitação e queda nas curvas características, conforme já ilustrado. Essa vazão corresponde à vazão máxima teórica para efeitos de início de cavitação.

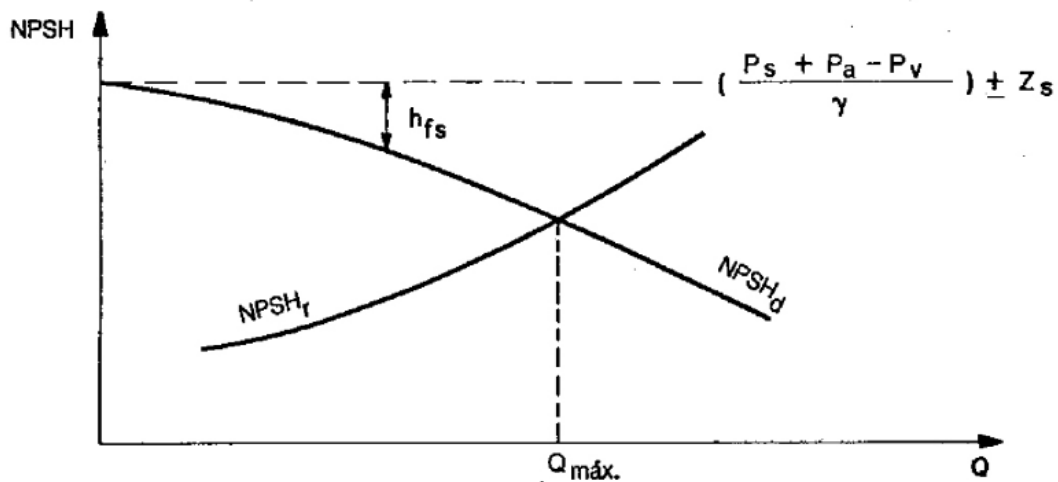


Figura 3.20 - Vazão máxima para efeito da cavitação [2]

4 Estudo de Caso

Neste capítulo serão analisados inicialmente o sistema de bombeamento e as condições de operação de transferência de enxofre líquido. A partir de dados numéricos previamente fornecidos e das equações referenciadas no capítulo anterior, serão encontradas as curvas do sistema e de NPSH disponível pela vazão. Depois, serão selecionadas duas bombas que atendam às necessidades apontadas na primeira seção deste capítulo.

Ao final do trabalho, será verificada a bomba que melhor atende ao Projeto, a partir de uma análise comparativa entre as bombas selecionadas. Além disso, serão analisados também os materiais das principais peças da bomba e a sua camisa de vapor.

4.1. Análise do Sistema

Primeiramente, antes de analisar o sistema, é importante mencionar que o sistema em questão requer uma bomba vertical fixada na superfície superior do reservatório de sucção. Essa bomba será responsável por escoar o enxofre líquido de um tanque para outro. Durante a operação, seu impelidor deverá estar submerso no fluido desse tanque, garantindo assim a sucção do líquido. Esses detalhes abordados serão fundamentais para compreender a análise que será feita a seguir.

4.1.1. Dados de entrada do sistema

4.1.1.1. Condições de sucção e descarga

Estão listados abaixo os valores de pressão e elevação tanto dos reservatórios, como dos flanges de sucção e descarga.

- P_{fs} – Pressão manométrica no flange de sucção: 0,02 bar;
- P_{fd} – Pressão manométrica no flange de descarga: 6,32 bar;
- Z_{fs} – Elevação do eixo do flange de sucção: 0,20 m;
- Z_{fd} – Elevação do eixo do flange de descarga: 3,50 m;
- P_{rs} – Pressão manométrica no reservatório de sucção: 0 bar;
- P_{rd} – Pressão manométrica no reservatório de descarga: 4,73 bar;
- Z_{rs} – Altura do reservatório de sucção: 0,31 m;
- Z_{rd} – Altura do reservatório de descarga: 10,5 m.

A partir dos dados de entrada já apresentados e da descrição feita no início da seção, pode-se fazer a seguinte ilustração simplificada do sistema:

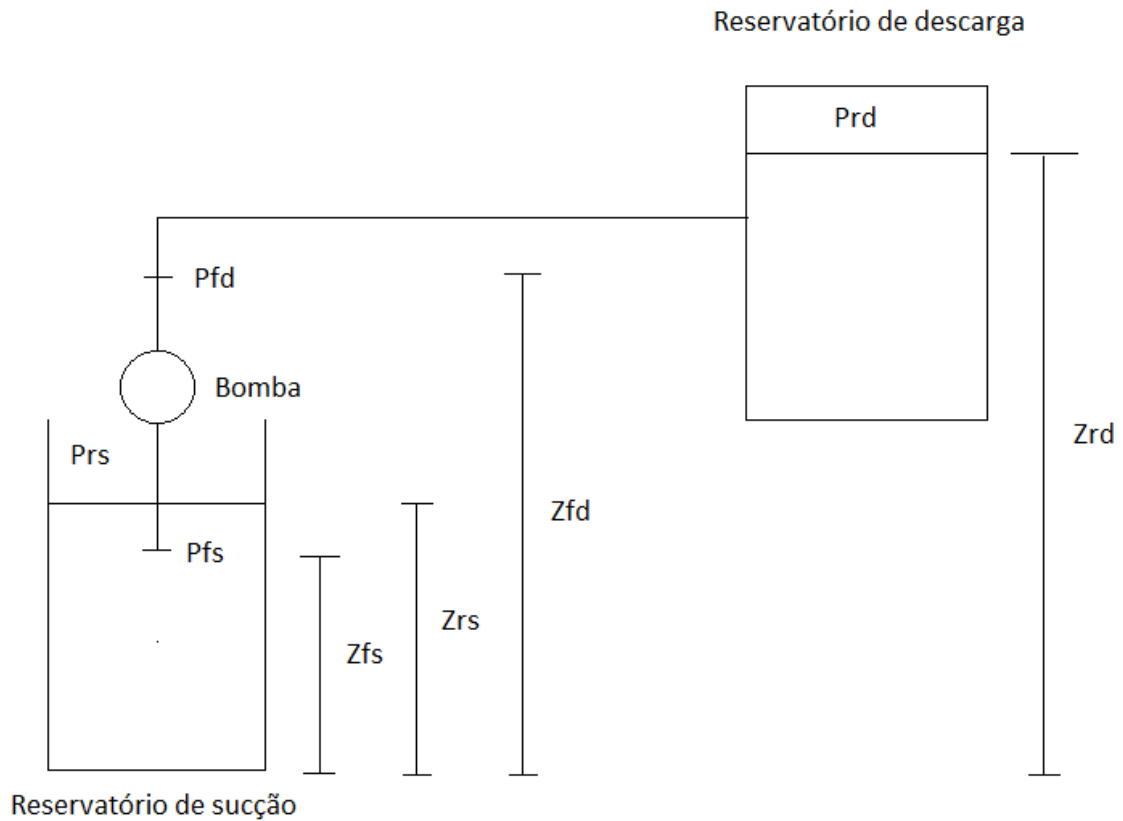


Figura 4.1 – Ilustração simplificada do sistema

Nessa representação (Figura 4.1) o reservatório de sucção foi ilustrado aberto apenas para representar que a pressão manométrica nesse reservatório é zero. Na realidade a bomba se encontra fixada acima da superfície superior desse tanque, conforme mostrado na Figura 4.2.

O objetivo da ilustração acima é apenas facilitar o entendimento do sistema. Por esse motivo, não houve preocupação em respeitar escala de acordo com os valores já expostos.

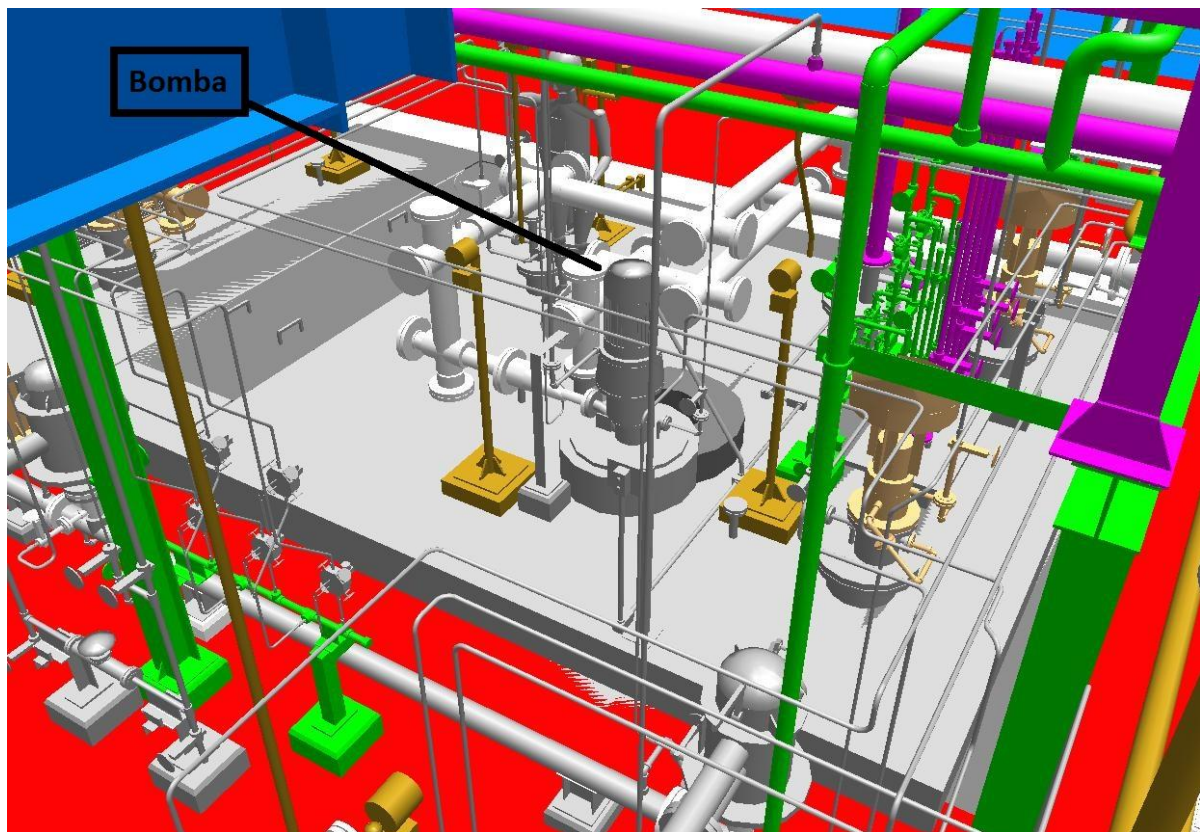


Figura 4.2 – Localização da bomba no reservatório de sucção

4.1.1.2. Condições de operação

- Q - Vazão volumétrica de projeto: 25 m³/h (fluxo contínuo)
- Fluido bombeado: enxofre líquido
- Temperatura de bombeio: 138°C
- P_{atm} – Pressão atmosférica: 1,01 bar
- P_V – Pressão de Vapor: 0,01 bar @ 138 °C
- μ - Viscosidade dinâmica: 13,3 cP @ 138°C
- d - Densidade relativa: 1,782

4.1.1.3. Dados da tubulação:

- D - Diâmetro nominal: 4 in (*Comercial Steel Pipe – Extra Strong pipe*)
- $\frac{\epsilon}{D}$ – Rugosidade relativa: 0,045

4.1.2. Cálculo da Altura Manométrica Total do Sistema

Conforme mostrado na seção 3.6, existem duas formas de calcular a altura manométrica total do sistema. A partir dos dados fornecidos, é possível realizar esse cálculo das duas maneiras. Os valores logicamente tem que dar o mesmo resultado. Dessa forma, os cálculos serão realizados e os resultados serão comparados.

4.1.2.1. Primeiro método

A partir da equação 3.46, pode-se calcular diretamente altura manométrica total do sistema, tendo como valores os dados apresentados referentes ao flange de sucção e descarga. Neste caso, como a bomba é vertical, deve-se introduzir um termo ao final da equação, devido à diferença de nível entre os flanges.

$$H = \frac{(P_{fd} - P_{fs})}{\gamma} + \frac{(V_{fd}^2 - V_{fs}^2)}{2 \cdot g} + (Z_{fd} - Z_{fs})$$

- Cálculo do diferencial de pressão - ΔP

$$\Delta P = P_{fd} - P_{fs}$$

$$P_{fd} = 6,32 \text{ bar} = 6,32 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$P_{fs} = 0,02 \text{ bar} = 0,02 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = (6,32 \cdot 10^5 - 0,02 \cdot 10^5) \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 6,30 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

- Cálculo do peso específico - γ

O peso específico pode ser calculado pela equação 3.2 representada abaixo.

$$\gamma = \rho_f \cdot g$$

Como não foi fornecido o valor da massa específica do fluido (ρ_f), será utilizada a expressão 3.1 relativa à densidade relativa para encontrar esse valor.

$$d = \frac{\rho_f}{\rho_{\text{água}}}$$

$$\rho_f = d \cdot \rho_{\text{água}} = (1,782 \cdot 1000) \text{ kg/m}^3 = 1782 \text{ kg/m}^3$$

Com a obtenção da massa específica, pode-se calcular, portanto o peso específico procurado.

$$\gamma = \rho_f \cdot g = 1782 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 17481,4 \text{ N/m}^3$$

- Cálculo das velocidades

A tubulação não varia de diâmetro. Dessa maneira, a velocidade do escoamento no flange de sucção será igual à velocidade de escoamento no flange de descarga. Isso pode ser provado pela lei de conservação de massa mostrada abaixo, onde \dot{m} é vazão mássica:

$$\dot{m}_{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{saída}} \quad (4.1)$$

$$\dot{m} = \int_A \rho_f \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (4.2)$$

$$\rho_f \cdot V_{fs} \cdot A_{fs} = \rho_f \cdot V_{fd} \cdot A_{fd}$$

Como, o fluido é incompressível ($\rho_f = \text{constante}$) e a seção transversal ao escoamento é constante ($A_{fs} = A_{fd} = A$), a seguinte igualdade é encontrada:

$$V_{fs} = V_{fd} = V$$

Essa velocidade pode ser calculada pela expressão 3.48.

$$V = \frac{Q}{A}$$

O valor da vazão já foi apresentado. Para encontrar a velocidade, portanto, precisa-se apenas encontrar área de seção transversal interna da tubulação cujo diâmetro nominal foi fornecido, 4 in. A partir da tabela abaixo é possível obter esse diâmetro, tendo como referência esse valor de diâmetro nominal.

Tabela 4.1 – Dimensões relacionadas à tubulação *extra strong pipe* [4]

Commercial Steel Pipe

Based on ANSI B36.10: 1970 and BS 1600 : Part 2 : 1970

Extra Strong Pipe

Nominal Pipe Size Inches	Outside Diameter mm	Thick-ness mm	Inside Diameter mm
$\frac{1}{8}$	10.3	2.41	5.5
$\frac{1}{4}$	13.7	3.02	7.7
$\frac{3}{8}$	17.1	3.20	10.7
$\frac{1}{2}$	21.3	3.73	13.8
$\frac{3}{4}$	26.7	3.91	18.9
1	33.4	4.55	24.3
$1\frac{1}{4}$	42.2	4.85	32.5
$1\frac{1}{2}$	48.3	5.08	38.1
2	60.3	5.54	49.2
$2\frac{1}{2}$	73.0	7.01	59.0
3	88.9	7.62	73.7
$3\frac{1}{2}$	101.6	8.08	85.4
4	114.3	8.56	97.2
5	141.3	9.52	122.3
6	168.3	10.97	146.4
8	219.1	12.70	193.7
10	273.0	12.70	247.6
12	323.9	12.70	298.5

D_{in} – Diâmetro interno = 97,2 mm = 0,0972 m

Com esse valor, é encontrada a seguinte área transversal ao escoamento:

$$A = \frac{\pi \cdot D_{in}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,0972)^2}{4}$$

$$A = 7,42 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Dessa forma, a velocidade pode ser assim encontrada:

$$V = \frac{Q[m^3/h]}{3600[s/h] \cdot A[m^2]}$$

$$V = \frac{25}{3600 \cdot 7,42 \cdot 10^{-3}} = 0,94 \text{ m/s}$$

$$V_{fs} = V_{fd} = 0,94 \text{ m/s}$$

Como foi introduzido o conceito de vazão mássica, será calculado também o valor desse parâmetro, apesar de não ser relevante para o cálculo da altura manométrica.

$$\dot{m} = \rho_f \cdot V \cdot A = \rho_f \cdot Q = 1782 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 25 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{m} = 44550 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m} = 44550 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{m} = 12,38 \text{ kg/s}$$

Com a obtenção de todas as variáveis necessárias para o cálculo da altura manométrica total do sistema, pode-se resolver a equação apresentada no início dessa seção:

$$H = \frac{(P_{fd} - P_{fs})}{\gamma} + \frac{(V_{fd}^2 - V_{fs}^2)}{2 \cdot g} + (Z_{fd} - Z_{fs})$$

$$H = \frac{(6,30 \cdot 10^5)}{17481,4} + (0) + (3,50 - 0,20)$$

$$H = 39,4 \text{ m}$$

4.1.2.2. Segundo método

Este segundo método consiste em aplicar o teorema de Bernoulli entre um ponto na superfície de um reservatório e no seu respectivo flange. Nesse cálculo deve-se avaliar a perda de carga na sucção e na descarga. Conforme mostrado na seção 3.6, as seguintes fórmulas serão utilizadas para realizar esse cálculo:

$$H = H_d - H_s$$

$$H_s = \frac{P_{rs}}{\gamma} + Z_{rs} - h_{fs}$$

$$H_d = \frac{P_{rd}}{\gamma} + Z_{rd} + h_{fd}$$

- Cálculo da altura manométrica de sucção (H_s)

$$H_s = \frac{P_{rs}}{\gamma} + Z_{rs} - h_{fs}$$

Como já foi exposto no início deste capítulo, o impelidor se encontra submerso no reservatório de sucção. Diferentemente do caso apresentado na seção 3.6, essa aplicação não requer tubulação para interligar a bomba a esse reservatório. Dessa forma, como o rotor succiona o fluido diretamente do tanque, a perda de carga na sucção pode ser desprezada.

As demais incógnitas da equação já são conhecidas. A equação apresentada acima pode ser então calculada.

$$H_s = 0 + 0,31 - 0$$

$$H_s = 0,31 \text{ m}$$

- Cálculo da altura manométrica de descarga (H_d)

$$H_d = \frac{P_{rd}}{\gamma} + Z_{rd} + h_{fd}$$

- Cálculo da perda de carga na descarga (h_{fd})

Para o cálculo da perda de carga na descarga será utilizado o método do comprimento equivalente. Esse método consiste em fixar um valor de comprimento reto de tubulação, que reproduz, nas mesmas condições, a perda de carga de um acessório / acidente. A seguir estão mostradas as equações indicadas na seção 3.1.2.4.

$$h_{fd} = f \cdot \frac{L_{total}}{D_{in}} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$L_{total} = L_{reto} + \sum_{i=1}^n L_{eqi}$$

Primeiramente, será obtido o valor do coeficiente de atrito (f). Para encontrar esse valor, deve-se utilizar o *Ábaco de Moody* indicado na Figura 4.3. O uso desse gráfico requer o valor do número de Reynolds que será calculado a seguir.

$$Re = \frac{\rho_f \cdot V \cdot D_{in}}{\mu}$$

$$\mu = 13,3 \text{ cP} = 13,3 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

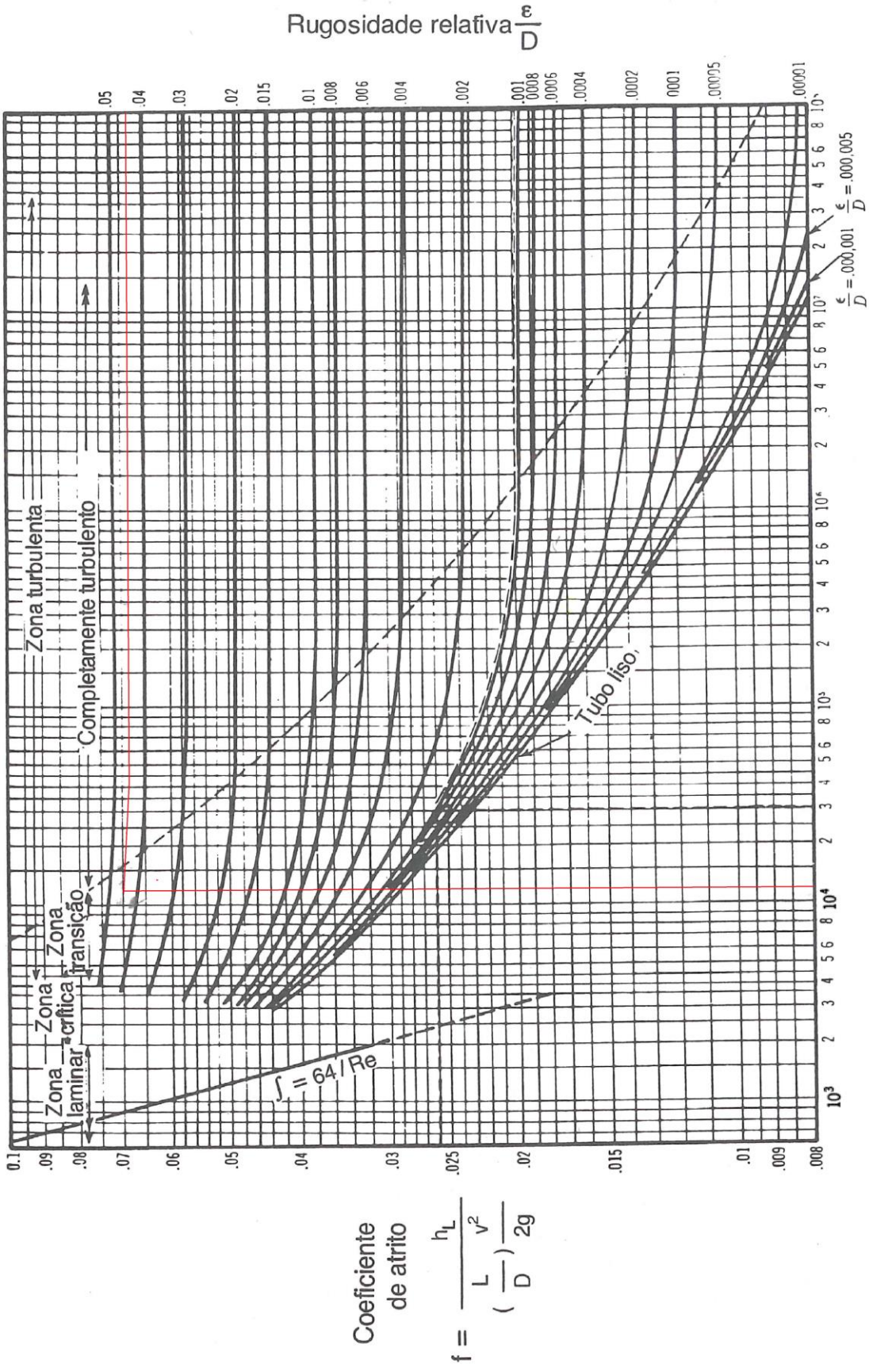
$$Re = \frac{1782 \cdot 0,94 \cdot 0,0972}{13,3 \cdot 10^{-3}} = 12242 = 1,22 \cdot 10^4$$

Com base no número de Reynolds obtido, o escoamento pode ser classificado como turbulento ($Re > 4000$), conforme explicado na seção 3.1.1.2.

A partir do valor encontrado para o número de Reynolds e da rugosidade relativa, dado de entrada do sistema, pode-se retirar do *Ábaco de Moody* o fator f procurado.

Pelo *Ábaco* é possível notar que o escoamento se encontra perto da faixa de escoamento completamente turbulento, mas ainda localizado na zona de transição (Figura 4.3).

$$\left. \begin{array}{l} Re = 12242 \\ \\ \frac{\varepsilon}{D} = 0,045 \end{array} \right\} f = 0,07 \text{ (Figura 4.4)}$$



$$Re = \text{Número de Reynolds} = \frac{Dvp}{\mu}$$

Figura 4.3 – Ábaco de Moody indicando o coeficiente f

Obtido o valor do coeficiente de atrito (f), deve-se calcular o valor do comprimento equivalente total (Ltotal) para a partir da equação abaixo, calcular a perda de carga na descarga.

$$h_{fd} = f \cdot \frac{L_{total}}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

A Tabela 4.2 lista os acessórios contidos na tubulação de descarga. Com base no diâmetro, serão verificados nas tabelas seguintes os respectivos comprimentos equivalentes cujos valores em metro se encontram entre parênteses.

Tabela 4.2: Acidentes na tubulação de descarga

	i	Descrição	Diâmetro (in)	Quantidade
Acidentes	1	Válvula macho (straight-way)	4	3
	2	Joelho 90° (standard)	4	5
	3	Te (reto)	4	2
	4	Saída	4	1

Tabela 4.3 – Comprimento equivalente para válvulas [2]




Diâmetro Nominal (Polegada)	Válvulas gaveta (abertura total)	Válvulas globo (2) (abertura total)			Válvula de retenção		Válvulas de esfera ou macho (abertura total)	Válvula de três vias (Área de abertura 80% da área tubo)		Válvula borboleta (abertura total)	Diâmetro Nominal (Polegada)
		 90°	 60°	 45°	Portinhola	Levantamento		Fluxo direto	Fluxo pelo ramal		
1 1/2"	1.75 (0,53)	46 (14,02)	23 (7,01)	18 (5,49)	17 (5,18)	20 (6,10)	2.5 (0,76)	6 (1,83)	20 (6,10)	6 (1,83)	1 1/2"
2"	2.25 (0,69)	60 (18,29)	30 (9,15)	24 (6,52)	22 (6,71)	25 (7,62)	3.5 (1,07)	7.5 (2,29)	24 (7,32)	8 (2,36)	2"
2 1/2"	2.75 (0,84)	70 (21,34)	38 (11,59)	30 (9,15)	27 (8,23)	30 (9,15)	4 (1,22)	9 (2,74)	30 (9,15)	10 (3,05)	2 1/2"
3"	3.5 (1,07)	90 (27,44)	45 (13,72)	38 (11,59)	35 (10,67)	38 (11,59)	5 (1,52)	12 (3,66)	36 (10,98)	12 (3,66)	3"
4"	4.5 (1,37)	120 (36,59)	60 (18,29)	48 (14,63)	45 (13,72)	50 (15,24)	6.5 (1,98)	15 (4,57)	48 (14,63)	15 (4,57)	4"
6"	6.5 (1,98)	175 (53,35)	88 (26,83)	72 (21,95)	65 (19,82)	75 (22,87)	10 (3,05)	22 (6,71)	70 (21,34)	23 (7,01)	6"
8"	9 (2,74)	230 (70,12)	120 (36,59)	95 (28,96)	90 (27,44)	100 (30,49)	13 (3,96)	30 (9,15)	95 (28,96)	27 (8,23)	8"
10"	12 (3,66)	280 (85,37)	150 (45,73)	130 (39,63)	120 (36,59)	130 (39,63)	16 (4,88)	38 (11,59)	120 (36,59)	35 (10,67)	10"
12"	14 (4,27)	320 (97,56)	170 (51,83)	145 (44,21)	140 (42,68)	150 (45,73)	19 (5,79)			40 (12,20)	12"
14"	15 (4,57)	380 (115,85)	190 (57,93)	160 (48,78)	150 (45,73)	170 (51,83)	20 (6,10)			45 (13,72)	14"
16"	17 (5,18)	420 (128,05)	220 (67,07)	180 (54,88)	170 (51,83)	190 (57,93)	22 (6,71)			50 (15,24)	16"
18"	18 (5,49)	480 (146,34)	250 (76,22)	205 (62,50)	180 (54,88)	210 (64,02)	24 (7,32)			58 (17,68)	18"
20"	20 (6,10)	530 (161,59)	290 (88,41)	240 (73,17)	200 (60,98)	240 (73,17)	27 (8,23)			64 (19,51)	20"
22"	25 (7,62)	580 (176,83)	300 (91,46)	255 (77,74)	240 (73,17)	260 (79,27)	30 (9,15)			70 (21,34)	22"
24"	32 (9,76)	630 (192,07)	330 (100,61)	270 (82,32)	250 (76,22)	290 (88,41)	33 (10,06)			78 (23,78)	24"
										100 (30,49)	30"
										125 (38,11)	36"
										145 (44,21)	42"
										165 (50,30)	48"
										175 (53,35)	52"

Tabela 4.4 – Comprimento equivalente para joelhos curvas e T's





Diâmetro nominal (in.)	Joelho (3) 90° 		Curvas (3) 90° 			T 
	Raio curto R = 1D	Raio longo R = 1,5D	R = 5D	R = 10D	Fluxo pelo ramal	Fluxo direto
1 1/2	4.5 (1,37)	3 (0,91)	2.5 (0,76)	4 (1,22)	8 (2,44)	3 (0,91)
2	5.25 (1,60)	3.5 (1,07)	3 (0,91)	5 (1,52)	11 (3,35)	3.5 (1,07)
2 1/2	6 (1,83)	4 (1,22)	3.5 (1,07)	6 (1,83)	13 (3,96)	4 (1,22)
3	7.5 (2,29)	5 (1,52)	4 (1,22)	7.5 (2,29)	16 (4,88)	5 (1,52)
4	10.5 (3,20)	7 (2,13)	5.5 (1,68)	10 (3,05)	20 (6,10)	7 (2,13)
6	15 (4,57)	10 (3,05)	8.5 (2,59)	15 (4,57)	30 (9,15)	10 (3,05)
8	21 (6,40)	14 (4,27)	11 (3,35)	20 (6,10)	40 (12,20)	14 (4,27)
10	24 (7,32)	16 (4,88)	14 (4,27)	25 (7,62)	50 (15,24)	16 (4,88)
12	32 (9,76)	21 (6,40)	16 (4,88)	30 (9,15)	60 (18,29)	21 (6,40)
14	33 (10,06)	22 (6,71)	19 (5,79)	33 (10,06)	65 (19,82)	22 (6,71)
16	39 (11,89)	26 (7,93)	21 (6,40)	38 (11,59)	75 (22,87)	26 (7,93)
18	44 (13,41)	29 (8,84)	24 (7,32)	42 (12,80)	86 (26,22)	29 (8,84)
20	48 (14,63)	32 (9,76)	27 (8,23)	50 (15,24)	100 (30,49)	32 (9,76)
22	53 (16,16)	36 (10,98)	30 (9,15)	55 (16,77)	110 (33,54)	36 (10,98)
24	57 (17,38)	38 (11,59)	32 (9,76)	60 (18,29)	120 (36,59)	38 (11,59)
30	75 (22,87)	50 (15,24)	40 (12,20)	75 (22,87)	155 (47,26)	50 (15,24)
36	90 (27,44)	60 (18,29)	50 (15,24)	90 (27,44)	180 (54,88)	60 (18,29)
42	105 (32,01)	70 (21,34)	56 (17,07)	101 (30,79)	210 (64,02)	70 (21,34)
48	120 (36,59)	80 (24,39)	62 (18,90)	120 (36,59)	250 (76,22)	80 (24,39)
52	135 (41,16)	90 (27,44)	72 (21,95)	130 (39,63)	260 (79,27)	90 (27,44)

Tabela 4.5 – Comprimento equivalente para entrada e saída

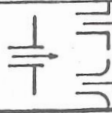



Diâmetro Nominal (Polegada)	Saídas K = 1,0 	Entradas		
		K = ,78 	K = ,5 	K = ,24 
1/2	2 (0,61)	1,5(0,46)	1(0,30)	0,5(0,15)
3/4	3 (0,91)	2,5(0,76)	1,5(0,46)	0,75(0,23)
1	4 (1,22)	3 (0,91)	2 (0,61)	1 (0,30)
1 1/2	7 (2,13)	5,5(1,68)	3,5(1,07)	1,75(0,53)
2	9 (2,74)	7 (2,13)	4,5(1,37)	2,25(0,69)
3	15 (4,57)	12 (3,66)	7,5(2,29)	3,75(1,14)
4	20 (6,10)	16 (4,88)	10 (3,05)	5 (1,52)
6	36 (10,98)	29 (8,84)	18 (5,49)	9 (2,74)
8	48 (14,63)	38 (11,59)	24 (7,32)	12 (3,66)
10	62 (18,90)	49 (14,94)	31 (9,45)	15 (4,57)
12	78 (23,78)	60 (18,29)	39 (11,89)	19 (5,79)
14	88 (26,83)	70 (21,34)	44 (13,41)	22 (6,71)
16	100 (30,49)	78 (23,78)	50 (15,24)	25 (7,62)
18	120 (36,59)	95 (28,96)	60 (18,29)	30 (9,15)
20	136 (41,46)	107 (32,62)	68 (20,73)	34 (10,37)
24	170 (51,83)	135 (41,16)	85 (25,91)	42 (12,80)

Tabela 4.6 - Acidentes da tubulação de descarga com respectivos comprimentos equivalentes

	i	Descrição	Diâmetro (in)	Quantidade	Leq (m)	Leq i (Total) (m)
Acidentes	1	Válvula macho (straight-way)	4	3	1,98	5,94
	2	Joelho 90° (standard)	4	5	3,20	16,00
	3	Te (reto)	4	2	2,13	4,26
	4	Saída	4	1	6,10	6,10
					Ltotal	32,30

A partir dos comprimentos equivalentes listados e do comprimento reto da tubulação apontado abaixo, calculou-se o comprimento equivalente total e em seguida, a perda de carga.

$$L_{reto} = 33,75 \text{ m}$$

$$L_{total} = L_{reto} + \sum_{i=1}^4 L_{eq_i}$$

$$L_{total} = (33,75 + 32,30) \text{ m}$$

$$L_{total} = 66,05 \text{ m}$$

$$h_{fd} = f \cdot \frac{L_{total}}{D_{in}} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,07 \cdot \frac{66,05}{0,0972} \cdot \frac{0,94^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_{fd} = 2,14 \text{ m}$$

$$P_{fd} = 4,73 \text{ bar} = 4,73 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$H_d = \frac{P_{rd}}{\gamma} + Z_{rd} + h_{fd} = \frac{4,73 \cdot 10^5}{17481,4} + 10,50 + 2,14 = 39,70 \text{ m}$$

$$H = H_d - H_s = 39,70 - 0,31$$

$$H = 39,4 \text{ m}$$

O valor encontrado por esse segundo método é o mesmo do obtido a partir dos dados de pressão e de elevação nos flanges. Dessa maneira, há uma garantia de que os cálculos foram bem realizados, sendo as análises feitas bem sucedidas. Com a obtenção desse valor, o ponto de operação da bomba foi encontrado, carga (*head*) de 39,4 m para vazão de 25m³/h. Isso será importante na próxima seção, pois as bombas que serão selecionadas deverão possuir curvas de *head* x vazão que passem por esse ponto.

4.1.3. Determinação da curva do sistema

Pela equação da altura manométrica total do sistema, 3.47, indicada abaixo, observa-se que essa expressão pode ser dividida em duas parcelas. Uma delas é referente ao *head* estático que não sofre variação com alteração da vazão, já a outra está relacionada a perda de carga que varia quadraticamente com a velocidade, variando assim com a vazão.

$$H = H_d - H_s$$

$$H_s = \frac{P_{rs}}{\gamma} + Z_{rs} - h_{fs}$$

$$H_d = \frac{P_{rd}}{\gamma} + Z_{rd} + h_{fd}$$

$$H = \underbrace{\left(\frac{P_{rd} - P_{rs}}{\gamma} \right) + (Z_{rd} - Z_{rs})}_{H \text{ estático (não varia com a vazão)}} + \underbrace{(h_{fd} + h_{fs})}_{H \text{ fricção} = f(Q)}$$

H estático (não varia com a vazão) *H* fricção = *f*(*Q*)

$$H_{\text{estático}} = \frac{(4,73 - 0) \cdot 10^5}{17481,4} + (10,50 - 0,31)$$

$$H_{\text{estático}} = 37,25 \text{ m}$$

$$H_{fricção} = h_{fs} + h_{fd} = 0 + \left(f \cdot \frac{L_{total}}{D_{in}} \cdot \frac{V^2}{2g} \right)_{fd}$$

O coeficiente de atrito (f) varia com o número de Reynolds. No entanto, o escoamento estudado se encontra muito próximo da faixa de escoamentos completamente turbulentos. Dessa forma, conforme mostrado no Ábaco de Moody (Figura 4.3), a variação de f com Re é muito pequena. Por esse motivo, esse fator será considerado constante com a variação da vazão e consequentemente do número de Reynolds.

Outros componentes da equação também não sofrem alterações, como: D_{in} , g e L_{total} . A altura manométrica total variará assim, apenas com variação da velocidade de escoamento do fluido.

$$H_{fricção} = \left(f \cdot \frac{L_{total}}{D_{in}} \cdot \frac{1}{2g} \right) \cdot V^2 = \left(0,07 \cdot \frac{(66,05)}{0,0972 \cdot 2 \cdot 9,81} \right) \cdot V^2$$

Como a vazão de operação é 25m³/h, foram tabeladas vazões acima e abaixo desse valor, com o objetivo de se chegar à curva do sistema. A velocidade foi obtida a partir da divisão da vazão pela área cujo valor constante já foi calculado (7,42 · 10⁻³ m²) (Tabela 4.7).

Tabela 4.7 - Variação da altura manométrica do sistema com a vazão

Q (m ³ /h)	V (m/s)	Hfricção (m)	Hestático (m)	Head (m)
0,0	0,00	0,00	37,25	37,3
5,0	0,19	0,08	37,25	37,3
10,0	0,37	0,34	37,25	37,6
15,0	0,56	0,76	37,25	38,0
20,0	0,75	1,36	37,25	38,6
25,0	0,94	2,12	37,25	39,4
30,0	1,12	3,06	37,25	40,3
35,0	1,31	4,16	37,25	41,4
40,0	1,50	5,44	37,25	42,7
45,0	1,68	6,88	37,25	44,1

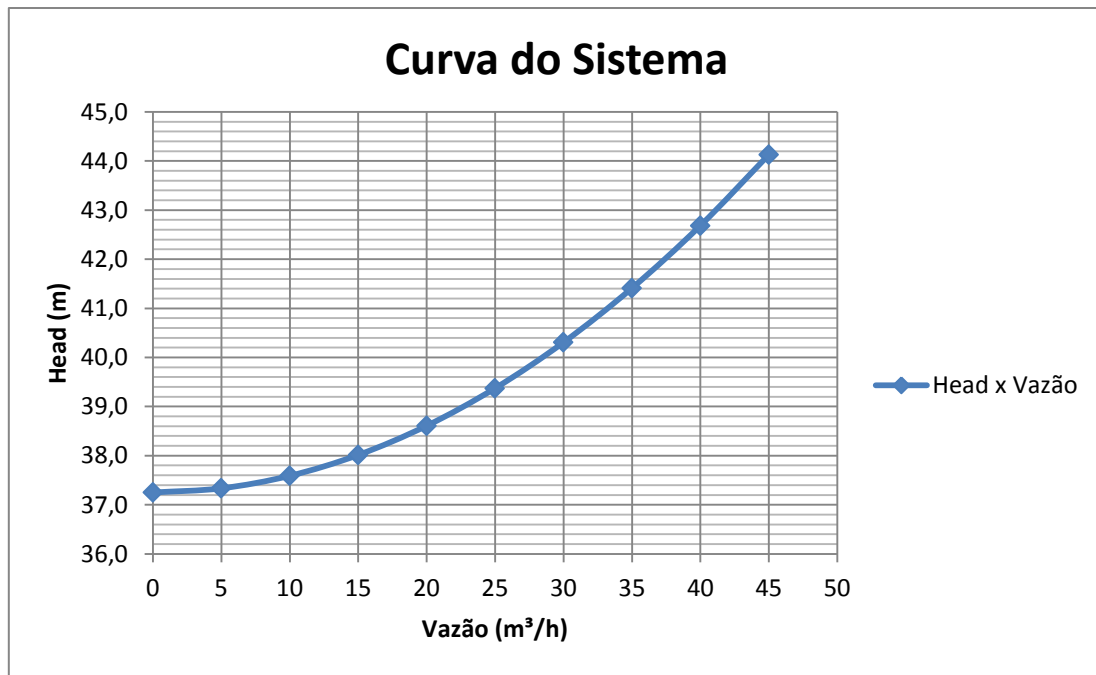


Figura 4.4 - Curva do sistema

4.1.4. Cálculo do $NPSH_{disponível}$

O cálculo do NPSH disponível será importante para posteriormente selecionar adequadamente bomba. Para evitar a cavitação, o NPSH disp deve ser maior que o NPSH req, fornecido em forma de curva pelo fabricante. Esses conceitos foram bem explicados na seção 3.8.1.

O NPSH disponível pode ser calculado por duas equações, visto que a altura manométrica de sucção (H_s) pode ser calculada das duas formas já mostradas.

$$NPSH_{disp} = H_s + \frac{P_a - P_v}{\gamma}$$

$$NPSH_{disp} = \left(\frac{P_{fs}}{\gamma} + \frac{V_{fs}^2}{2g} \right) + \left(\frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} \right)$$

$$NPSH_{disp} = \left(\frac{0,02 \cdot 10^5}{17481,4} + \frac{0,94^2}{2 \cdot 9,81} \right) + \left(\frac{(1,01 - 0,01) \cdot 10^5}{17481,4} \right)$$

$$NPSH_{disp} = 5,9 \text{ m}$$

ou

$$NPSH_{disp} = \left(\frac{P_s}{\gamma} + Z_s - h_{fs} \right) + \left(\frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} \right)$$

$$NPSH_{disp} = (0 + 0,31 - 0) + \left(\frac{(1,01 - 0,01) \cdot 10^5}{17481,4} \right)$$

$$NPSH_{disp} = 6,0 \text{ m}$$

Esperava-se encontrar os mesmos valores. No entanto, como a diferença entre eles é realmente muito pequena, eles podem ser considerados iguais. Para a cavitação, quanto menor o NPSH disponível, mais crítica é a operação. Dessa forma, o valor de NPSH disponível será considerado 5,9 metros para a seleção da bomba.

4.1.5. Determinação da Curva NPSH disp x Vazão

Para a obtenção da curva da variação de NPSH disponível pela vazão, pode-se utilizar das equações usadas na última seção. Entretanto, no sistema estudado não haverá variação do NPSH disponível. Isso pode ser mais facilmente verificada a partir das seguintes equações:

$$NPSH_{disp} = (H_s) + \left(\frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} \right)$$

$$NPSH_{disp} = \left(\frac{P_s}{\gamma} + Z_s - h_{fs} \right) + \left(\frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} \right)$$

Como a perda de carga na sucção é desprezada, o gráfico da variação de NPSH disponível pela vazão será representado por uma reta, pois a equação acima não sofre variações.

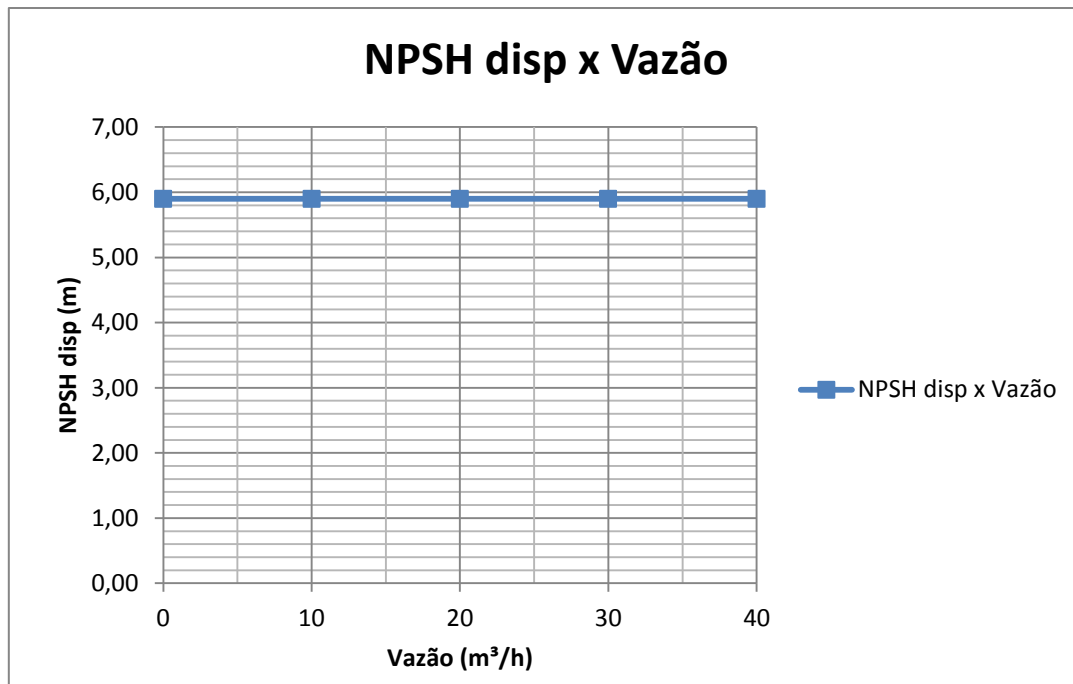


Figura 4.5 – Curva de NPSH disponível x vazão

4.2. Seleção da bomba

Com o objetivo de atender ao sistema analisado, foram selecionadas duas bombas. Uma delas é do fabricante A e a outra é do fabricante B. Os fabricantes de ambas as bombas forneceram as curvas características (Anexo I e Anexo II) para diferentes diâmetros de impelidor já corrigidas para o escoamento do enxofre líquido. No entanto, as curvas *head* x vazão das duas bombas não passam pelo ponto de operação requisitado ($Q=25,0$ m³/h e $H=39,4$ m). Dessa forma, será necessário utilizar as equações referentes à usinagem do impelidor para encontrar o diâmetro adequado para a bomba operar no ponto desejado. Por fim, as duas bombas serão comparadas, visando selecionar a bomba mais adequada para desempenhar a função pedida.

Ao final deste capítulo, serão apontados ainda os materiais das principais peças da bomba para o escoamento do enxofre líquido. Além disso, como essa bomba irá operar a 138°C , ela deverá ser construída com uma camisa de vapor, com o objetivo de evitar a perda de calor durante o escoamento, o que poderia levar a solidificação do enxofre. Por esse motivo, será analisada ao final a troca térmica na bomba.

4.2.1. Bomba do fabricante A

4.2.1.1. Determinação do diâmetro do impelidor

A partir dos dados fornecidos no Anexo I, é possível notar que o modelo de bomba selecionado, possui o diâmetro máximo de impelidor de 330 mm e o diâmetro mínimo de 203 mm. Foram fornecidas também as curvas da bomba para o diâmetro de impelidor de 277 mm. Dessa forma, conforme mostrado abaixo, nota-se que a curva da bomba que mais se aproxima do ponto de operação desejado ($Q=25,0 \text{ m}^3/\text{h}$ e $H=39,4\text{m}$) é a referente ao diâmetro de impelidor 277mm.

- **Diâmetro do impelidor: 330 mm (diâmetro máximo)**

Head x Vazão

Sistema

Tabela 4.8 – Dados da curva do sistema

Q (m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
Head (m)	38,0	38,6	39,4	40,3	41,4

Bomba – 330 mm

Tabela 4.9 – Dados da curva head x vazão da bomba A com impelidor de 330 mm

Q (m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35
Head (m)	56,8	56,5	56,0	55,8	55,3

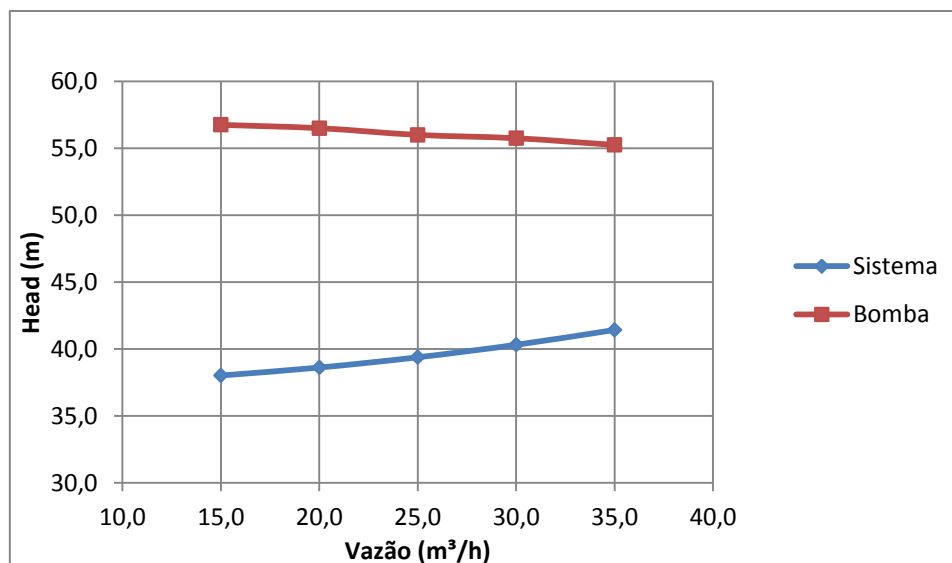


Figura 4.6 – Determinação do ponto de trabalho para bomba A com diâmetro de impelidor de 330 mm

- **Diâmetro do impelidor: 277 mm**

Head x Vazão

Sistema

Tabela 4.10 – Dados da curva do sistema

Q (m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
Head (m)	38,0	38,6	39,4	40,3	41,4

Bomba – 277 mm

Tabela 4.11 – Dados da curva *head* x vazão da bomba A com impelidor de 277mm

Q (m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
Head (m)	39,0	38,9	38,7	38,2	37,5

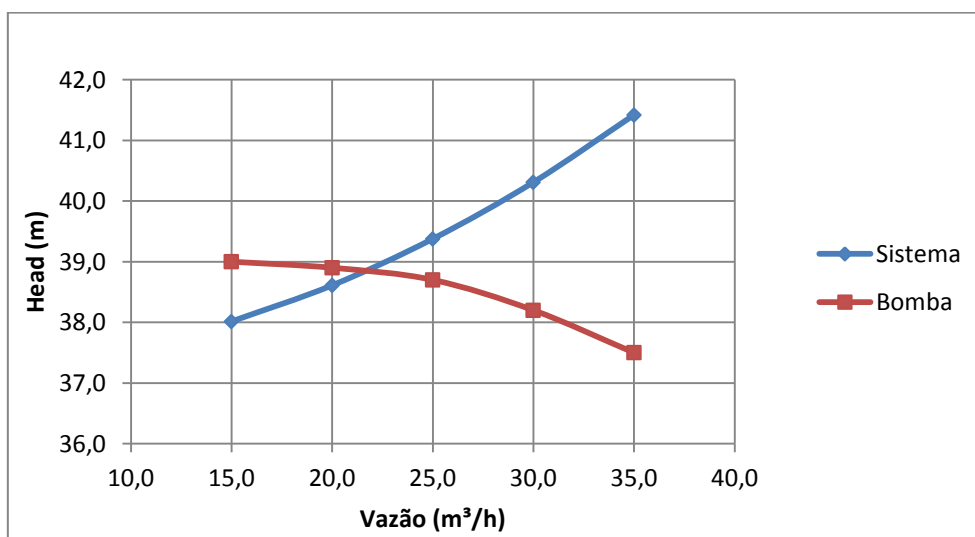


Figura 4.7 – Determinação do ponto de trabalho para bomba A com diâmetro de impelidor de 277 mm

- **Diâmetro do impelidor: 203 mm (diâmetro mínimo)**

Head x Vazão

Sistema

Tabela 4.12 – Dados da curva do sistema

Q (m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
Head (m)	38,0	38,6	39,4	40,3	41,4

Bomba – 203 mm

Tabela 4.13 – Dados da curva *head* x vazão da bomba A com impelidor de 203 mm

Q (m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
Head (m)	20,0	19,5	19,0	18,5	17,5

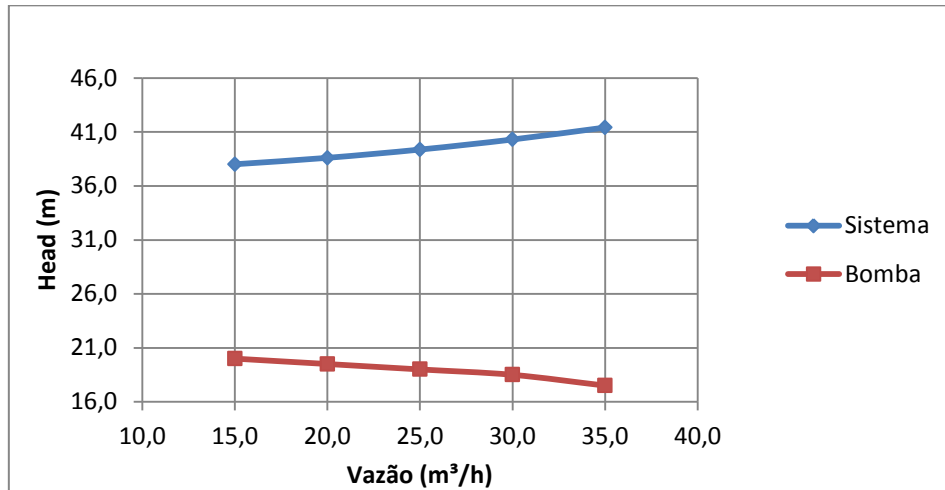


Figura 4.8 – Determinação do ponto de trabalho para bomba A com diâmetro de impelidor de 203 mm

Nos gráficos representados acima, percebe-se que apenas no gráfico da bomba de diâmetro de impelidor de 277 mm o ponto de operação se encontra compreendido no intervalo dos cinco pontos tabelados. Dessa forma, como essa bomba apresentou o desempenho mais próximo do requerido, a aproximação das curvas características pelas equações de usinagem do rotor será feita com base nas curvas referentes a esse diâmetro. Com isso, os erros de aproximação com o uso dessas equações serão reduzidos.

A partir da Figura 4.7, observa-se ainda que para a bomba operar no ponto requisitado, a curva da bomba deve ser modificada, visando deslocar verticalmente essa curva. Conforme mostrado na seção 3.5.2, o diâmetro da bomba deve ser, portanto maior que 277 mm. No entanto, as relações de usinagem de impelidor são utilizadas para corrigir as curvas características para diâmetros inferiores ao diâmetro inicial. Apesar disso, como a utilização das curvas referentes ao diâmetro de 277 mm significarão menores erros de aproximação, será considerado o diâmetro de 277 mm como sendo o diâmetro usinado (D_2), e D_1 , o diâmetro procurado, anterior à usinagem.

Para fins práticos de correção das curvas características, as seguintes relações podem ser utilizadas para variação do diâmetro do impelidor por usinagem (seção 3.5.2):

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$$

$$\Rightarrow \frac{D_2}{D_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{\frac{1}{2}}$$

Os pontos referenciados na Tabela 4.11 estão em função de Q_2 e H_2 referentes à D_2 . Dessa forma, como o diâmetro D_2 é sabido (277 mm), D_1 foi variado para encontrar os pontos homólogos estabelecidos por Q_1 e H_1 . Utilizou-se para isso o programa Excel e a variação do diâmetro foi feita até que a curva da bomba cruzasse a curva do sistema no ponto de operação desejado.

A partir do Excel, foi verificado que diâmetro de 280 mm é o adequado. Abaixo estão representados os valores tabelados corrigidos pelas equações expostas e o novo ponto de operação, conforme requisitado pelo sistema estudado.

- **Diâmetro do impelidor: 280 mm**

Head x Vazão

Sistema

Tabela 4.14 – Dados da curva do sistema

Q (m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
Head (m)	38,0	38,6	39,4	40,3	41,4

Bomba – 277mm

Tabela 4.15 – Dados da curva *head x vazão* da bomba A com impelidor de 277 mm

Q (m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
Head (m)	39,0	38,9	38,7	38,2	37,5

Bomba – 280mm

Tabela 4.16 – Dados da curva *head x vazão* da bomba A com impelidor de 280 mm

Q (m ³ /h)	15,1	20,2	25,2	30,3	35,3
Head (m)	39,7	39,6	39,4	38,9	38,2

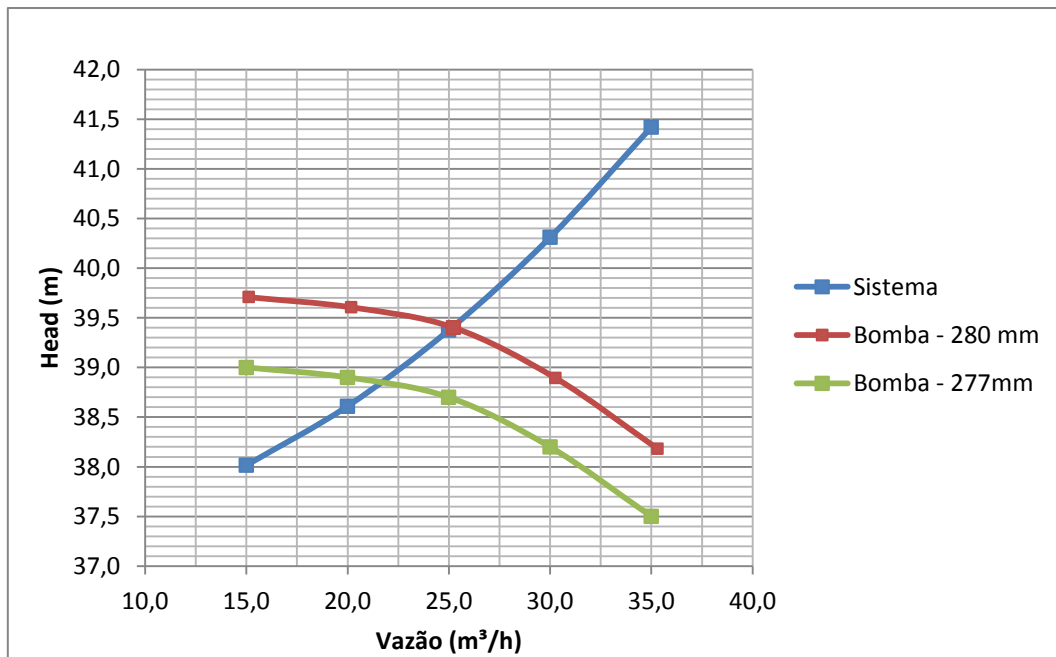


Figura 4.9 – Modificação do ponto de trabalho devido à alteração do diâmetro do impelidor da bomba A

Tabela 4.17 – Ponto de operação projetado e encontrado

Ponto de operação	
Projetado	Encontrado
Q=25,0 m³/h	Qop=25,0 m³/h
H=39,4 m	Hop=39,4 m

4.2.1.2. Curvas características corrigidas

A curva de *Head* x *Vazão* foi encontrada na seção anterior para que a seleção do diâmetro adequado do impelidor fosse feita, a partir do ponto de operação estabelecido. Já para encontrar as curvas características corrigidas de *Potência* x *Vazão* e *Eficiência* x *Vazão* para esse diâmetro, serão utilizadas as equações apontadas na seção 3.5.2, representadas abaixo. Os valores tabelados para potência e eficiência em relação à vazão referentes à bomba com impelidor de 277 mm de diâmetro (condição 2), foram retirados das curvas apresentadas no Anexo I.

$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$$

$$\Rightarrow \frac{D_2}{D_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{Pot_2}{Pot_1}\right)^{\frac{1}{3}}$$

- **Potência x Vazão**

Bomba – 277mm

Tabela 4.18 – Dados da curva potência x vazão da bomba A com impelidor de 277 mm

Q(m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
Pot(kW)	7,7	8,3	9,3	10,2	11,0

Bomba – 280mm

Tabela 4.19 – Dados da curva potência x vazão da bomba A com impelidor de 280 mm

Q(m ³ /h)	15,1	20,2	25,2	30,3	35,3
Pot(kW)	7,9	8,5	9,5	10,5	11,3

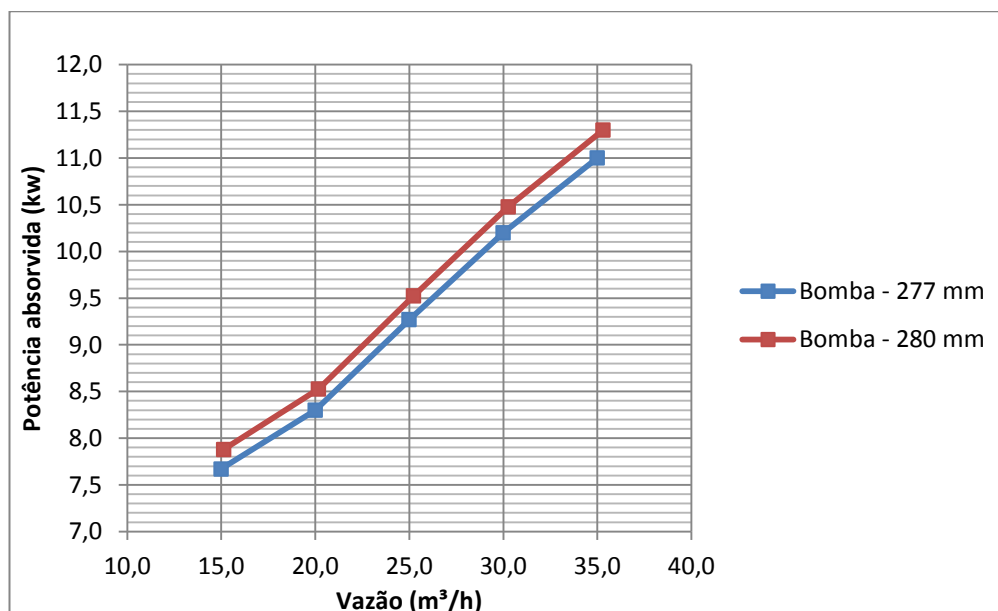


Figura 4.10 – Modificação da curva potência x vazão devido à alteração do diâmetro do impelidor

Tabela 4.20 – Potência absorvida referente ao ponto de operação

Ponto de operação	
Q _{op} =25,0 m ³ /h	Pot=9,5kW

- **Eficiência x Vazão**

Bomba – 277mm

Tabela 4.21 – Dados da curva eficiência x vazão da bomba A com impelidor de 277 mm

Q(m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
η(%)	37	46	51	55	58

Bomba – 280mm

Tabela 4.22 – Dados da curva eficiência x vazão da bomba A com impelidor de 280 mm

Q(m³/h)	15,1	20,2	25,2	30,3	35,3
η(%)	37	46	51	55	58

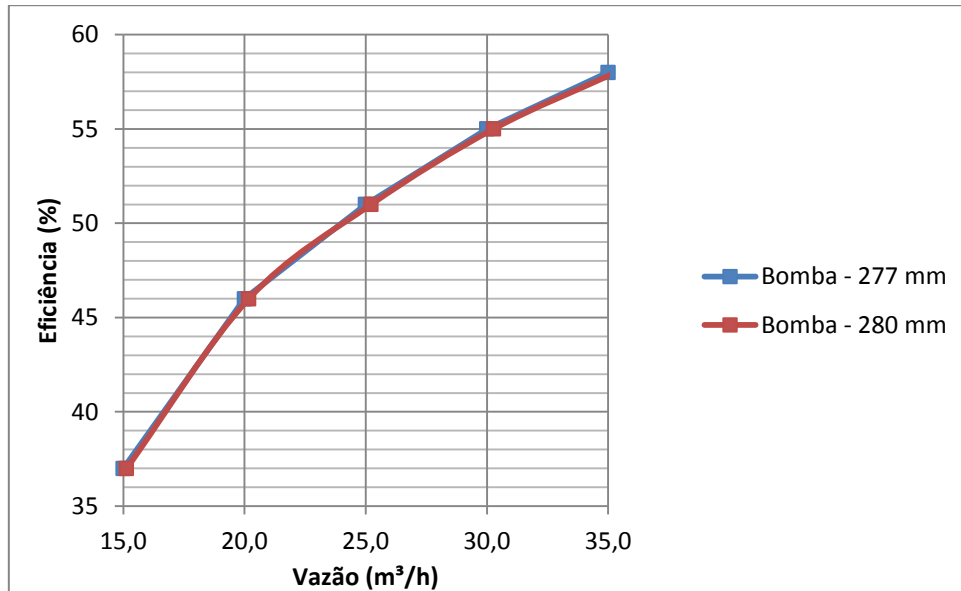


Figura 4.11 – Modificação da curva eficiência x vazão devido à alteração do diâmetro do impelidor

Tabela 4.23 – Eficiência referente ao ponto de operação

Ponto de operação	
Q _{op} =25,0 m³/h	η=51%

Como a correção da vazão de operação é pequena, considerou-se que a eficiência não foi alterada para a vazão corrigida.

Os pontos homólogos possuem a mesma eficiência. Dessa forma, as vazões corrigidas possuem os mesmos rendimentos apresentados na Tabela 4.21. Isso pode ser provado matematicamente pela equação e pelos valores tabelados abaixo.

$$\eta = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{Pot_{abs}} = \frac{17481,4 \cdot Q \cdot H}{Pot_{abs} \cdot 3600 \cdot 10^3}$$

Tabela 4.24 – Avaliação da eficiência a partir da equação

Q(m³/h)	15,1	20,2	25,2	30,3	35,3
H(m)	39,7	39,6	39,4	38,9	38,2
Pot(kW)	7,9	8,5	9,5	10,5	11,3
$\eta(\%)$	37	46	51	55	58

4.2.1.3. Correção da curva de NPSH requerido x Vazão

Para fazer a correção da curva de NPSH requerido x Vazão devido à alteração do diâmetro do impelidor, será usada o seguinte parâmetro:

$$\sigma_{THOMA} = \frac{NPSH_{req}}{H} \quad (4.3)$$

Esse parâmetro adimensional (σ_{THOMA}) é largamente utilizado em turbinas hidráulicas e também é conhecido como fator de Thoma. Para avaliar a modificação da curva de NPSH requerido será realizado o seguinte procedimento:

$$\sigma = \sigma' \quad (4.4)$$

$$\frac{NPSH_{req_{277}}}{H_{277}} = \frac{NPSH_{req_{280}}}{H_{280}}$$

$$NPSH_{req_{280}} = \frac{H_{280}}{H_{277}} \cdot NPSH_{req_{277}}$$

Dessa forma, com a utilização dessa equação para os pontos homólogos, é possível obter a variação de NPSH requerido pela vazão.

Bomba – 277mm

Tabela 4.25 – Dados da variação de *Head* e NPSH req com a vazão referentes à bomba A com impelidor de 277 mm

Q(m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
H(m)	39,0	38,9	38,7	38,2	37,5
NPSHreq(m)	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05

Bomba – 280mm

Tabela 4.26 – Dados da variação de *Head* e NPSH req com a vazão referentes à bomba A com impelidor de 280 mm

Q(m ³ /h)	15,2	20,2	25,3	30,3	35,4
H(m)	39,8	39,7	39,5	39,0	38,3
NPSHreq(m)	3,12	3,12	3,12	3,12	3,12

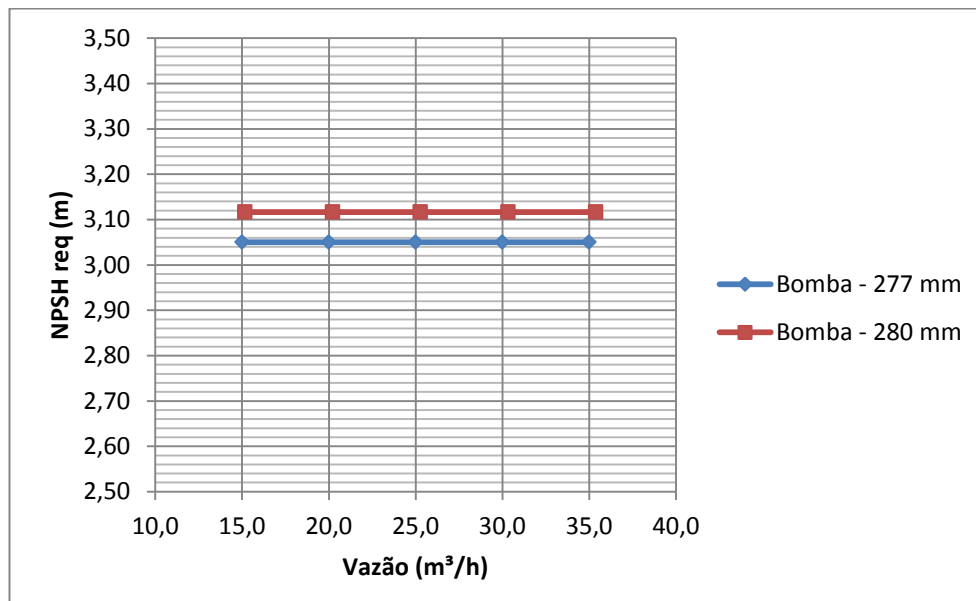


Figura 4.12 – Modificação da curva NPSH req x vazão devido à alteração do diâmetro do impelidor da bomba A

Tabela 4.27 – NPSH requerido referente ao ponto de operação

Ponto de operação	
Q _{op} =25,0 m ³ /h	NPSHreq=3,12 m

4.2.1.4. Operação da bomba com água

Essa seção não é relevante para a seleção final da bomba que deverá ser utilizada para sistema bombeamento de enxofre. A análise que será apresentada abaixo tem como objetivo apenas analisar como seria o comportamento da bomba A com diâmetro de impelidor de 280 mm operando com água ao invés de enxofre líquido.

O procedimento para a correção das curvas para a operação com água já foi apresentado na seção 3.5.3. Primeiramente, é necessário encontrar a vazão referente ao ponto de maior eficiência da bomba de 280 mm de diâmetro de impelidor. Para obter esse valor, foi verificado na curva fornecida pelo fabricante a vazão referente à maior eficiência para a bomba com diâmetro de impelidor 277mm (1,0Q_{nvis})(Anexo I) apontado na Tabela 4.28. Com a obtenção desse valor, foram calculadas as vazões (0,6xQ_{nvis}), (0,8xQ_{nvis}) e (1,2 xQ_{nvis}) e identificados nas curvas características os respectivos *heads* (H_{vis}) e rendimentos (η_{nvis}) (Tabela 4.28).

Tabela 4.28 – Dados referentes às curvas características da bomba A com diâmetro de impelidor 277 mm

Bomba - 277 mm	0,6.Q _{nvis}	0,8.Q _{nvis}	1,0.Q _{nvis}	1,2.Q _{nvis}
Q _{vis} (m ³ /h)	26,3	35,1	43,9	52,7
H _{vis} (m)	38,8	37,5	35,5	34,0
η _{nvis} (%)	52,7	58,7	61,0	60,7

Com base na tabela mostrada, foram corrigidos os valores para o diâmetro de impelidor de 280 mm, conforme procedimento já realizado, utilizando-se das relações abaixo.

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{\frac{1}{2}}$$

Tabela 4.29 – Dados referentes às curvas características da bomba A com diâmetro de impelidor 280 mm

Bomba - 280 mm	0,6.Q _{nvis}	0,8.Q _{nvis}	1,0.Q _{nvis}	1,2.Q _{nvis}
Q _{vis} (m ³ /h)	26,6	35,4	44,3	53,2
H _{vis} (m)	39,5	38,2	36,1	34,6
η _{nvis} (%)	52,7	58,7	61,0	60,7

Após a obtenção desses valores, foi utilizada a carta de correção apresentada a seguir para encontrar os fatores de correção (Figura 4.13). Com o objetivo de obter esses fatores, entrou-se na abscissa da carta com a vazão (1,0 x Q_{nvis}) (44,3 m³/h), subindo até o *head* (H_{nvis}) referente a essa vazão (36,1 m). Depois, seguiu-se horizontalmente até a viscosidade do fluido (13,3 cP) e por fim, subiu-se, obtendo assim os fatores de correção C_E, C_Q e os quatro valores de C_H referentes às vazões (0,6 x Q_{nvis}), (0,8 x Q_{nvis}), (1,0 x Q_{nvis}) e (1,2 x Q_{nvis}).

A partir da carta, os fatores foram encontrados e as seguintes equações foram utilizadas para elaborar a Tabela 4.30.

$$Q_w = \frac{Q_{vis}}{CQ}$$

$$H_w = \frac{H_{vis}}{CH}$$

$$\eta_w = \frac{\eta_{vis}}{CE}$$

Tabela 4.30 - Dados referentes às curvas características da bomba A com diâmetro de impelidor 280 mm operando à água

Bomba - 280 mm	0,6.Q _{nvis}	0,8.Q _{nvis}	1,0.Q _{nvis}	1,2.Q _{nvis}
Q _{vis} (m ³ /h)	26,6	35,4	44,3	53,2
H _{vis} (m)	39,5	38,2	36,1	34,6
η _{vis} (%)	52,7	58,7	61,0	60,7
CQ	1,00	1,00	1,00	1,00
CH	1,00	0,99	0,97	0,96
CE	0,87	0,87	0,87	0,87
Q _w (m ³ /h)	26,6	35,4	44,3	53,2
H _w (m)	39,5	38,6	37,3	36,1
η _w (%)	60,6	67,5	70,1	69,8

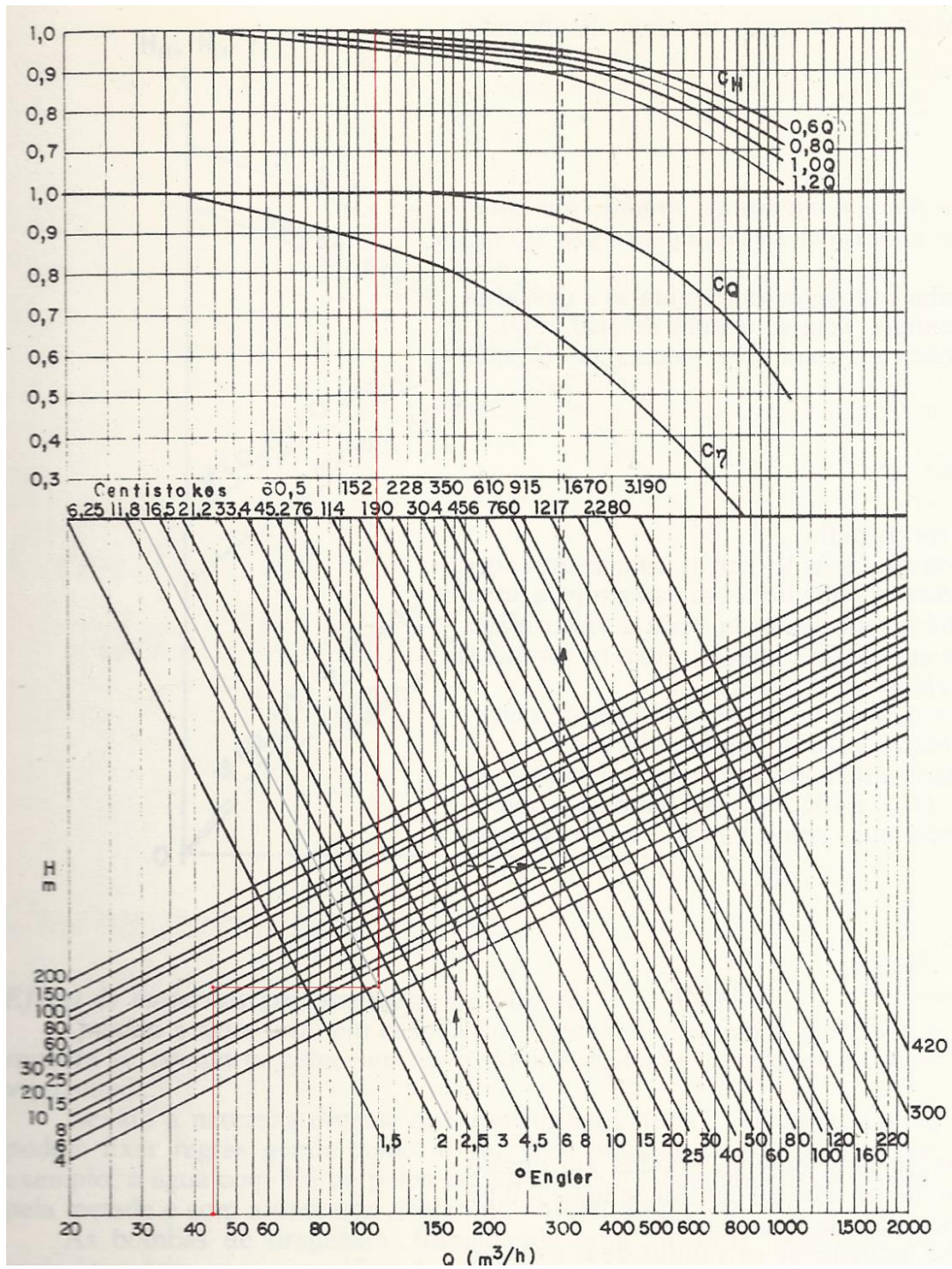


Figura 4.13 – Carta de correção das curvas características para bombas operando com líquidos viscosos [3]

Curvas características corrigidas:

- **Head x Vazão**

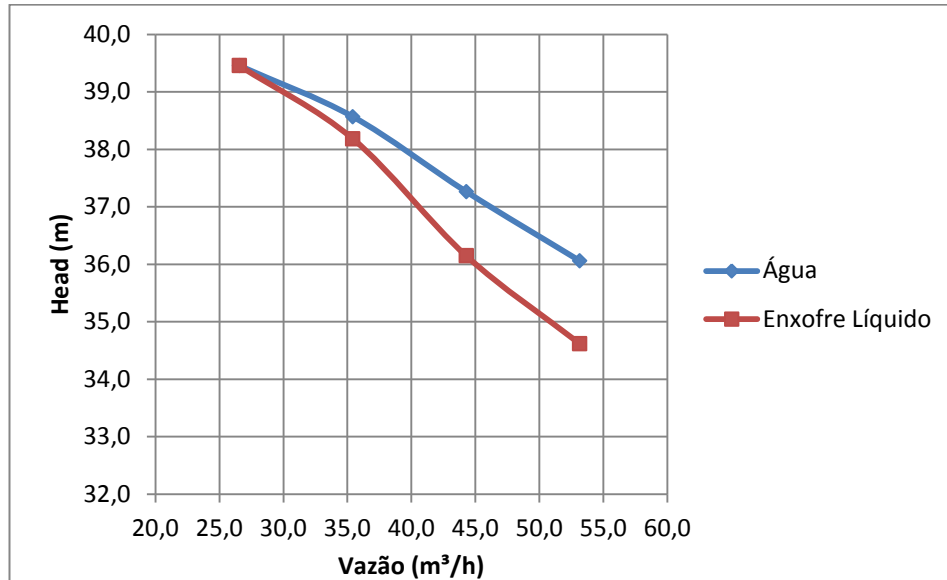


Figura 4.14 – Modificação da curva *head* x vazão da bomba A devido à operação com água

- **Eficiência x Vazão**

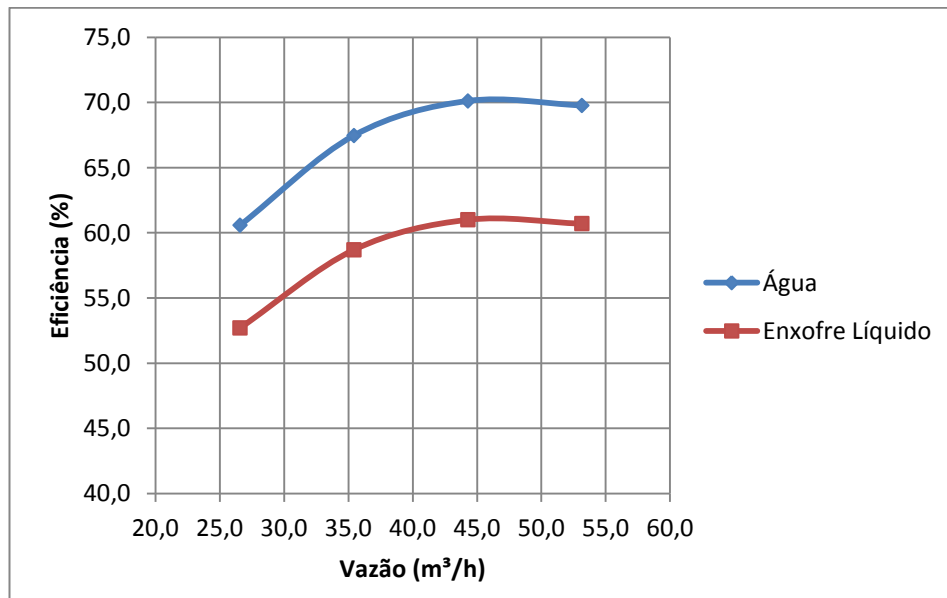


Figura 4.15 – Modificação da curva eficiência x vazão da bomba A devido à operação com água

4.2.2. Bomba do fabricante B

4.2.2.1. Determinação do diâmetro do impelidor

No Anexo II, dados de outro modelo de bomba fornecida pela fabricante B estão apresentados. Nesse documento, é possível notar que o modelo selecionado, possui diâmetro máximo de impelidor 320 mm e o diâmetro mínimo 260 mm. No entanto, como a curva *head* x vazão referente ao diâmetro 294 mm passa bem próxima do ponto de operação ($Q=25,0 \text{ m}^3/\text{h}$ e $H=39,4 \text{ m}$), as aproximações usando as equações de usinagem do impelidor usarão como referência as curvas características referentes a esse diâmetro.

Da mesma forma que foi feita a correção para a bomba do fabricante A, a seguinte relação será utilizada para encontrar os pontos homólogos corrigidos. Como deseja-se deslocar a curva *head* x vazão para baixo, o desempenho relacionado à bomba de diâmetro 294 mm será considerado a condição 1.

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{\frac{1}{2}}$$

No programa Excel, o diâmetro D_2 foi variado com objetivo de encontrar o diâmetro da bomba cuja curva *head* x vazão cruze a curva do sistema no ponto de operação definido.

Head x Vazão

Sistema

Tabela 4.31 – Dados da curva do sistema

Q (m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
H (m)	38,0	38,6	39,4	40,3	41,4

Bomba – 294 mm

Tabela 4.32 – Dados da curva *head* x vazão da bomba B com impelidor de 294 mm

Q(m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
H(m)	41,7	41,0	39,8	37,7	35,0

Bomba – 293 mm

Tabela 4.33 – Dados da curva *head* x vazão da bomba da B com impelidor de 293 mm

Q (m ³ /h)	14,9	19,9	24,9	29,9	34,8
H (m)	41,3	40,6	39,4	37,3	34,7

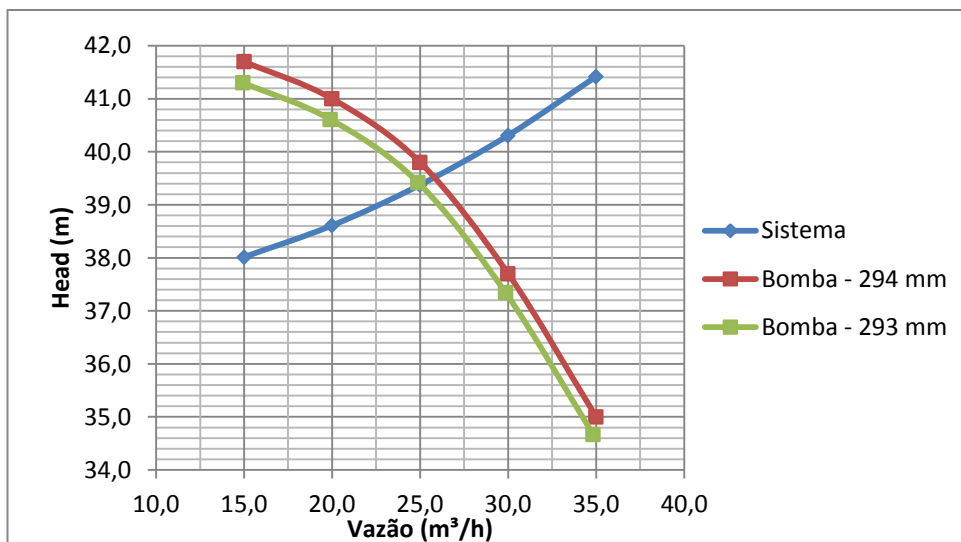


Figura 4.16 – Modificação do ponto de trabalho devido à alteração do diâmetro do impelidor

Tabela 4.34 – Ponto de operação projetado e encontrado

Ponto de operação	
Projetado	Encontrado
Q=25,0 m³/h	Qop=25,0 m³/h
H=39,4 m	Hop=39,4 m

4.2.2.2. Curvas características corrigidas

A curva de *Head* x *Vazão* foi encontrada com a alteração do diâmetro do impelidor para 293 mm. As demais curvas características corrigidas serão apresentadas abaixo. Para encontrar a curva da variação da potência absorvida pela vazão serão utilizadas as equações abaixo, como utilizado para o fabricante A. Já para a variação da eficiência com a vazão, serão encontradas apenas as vazões corrigidas, uma vez que conforme já demonstrado, o rendimento será o mesmo para as vazões correspondentes. Os valores tabelados para potência e eficiência em relação à vazão referente à bomba com impelidor de 294 mm de diâmetro foram retirados das curvas apresentadas no Anexo II.

$$\frac{Pot_2}{Pot_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{Pot_2}{Pot_1}\right)^{\frac{1}{3}}$$

- **Potência x Vazão**

Bomba – 294 mm

Tabela 4.35 – Dados da curva potência x vazão da bomba B com impelidor de 294 mm

Q(m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
Pot(kW)	10,0	11,0	12,0	12,8	13,9

Bomba – 293 mm

Tabela 4.36 – Dados da curva potência x vazão da bomba B com impelidor de 293 mm

Q(m ³ /h)	14,9	19,9	24,9	29,9	34,8
Pot(kW)	9,9	10,8	11,8	12,6	13,7

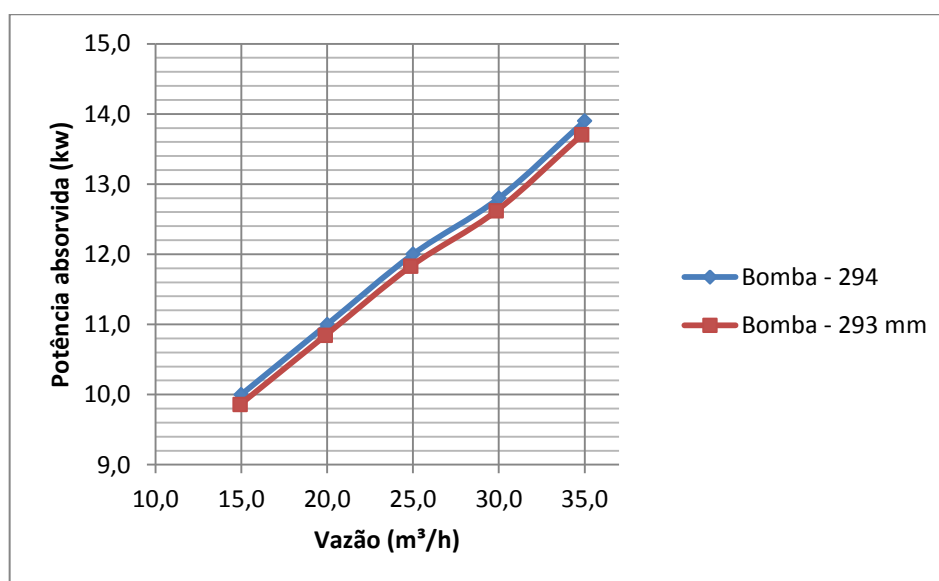


Figura 4.17 – Modificação da curva potência x vazão devido à alteração do diâmetro do impelidor

Tabela 4.37 – Potência absorvida referente ao ponto de operação

Ponto de operação	
Q _{op} =25,0 m ³ /h	Pot=11,8kW

- **Eficiência x Vazão**

Bomba – 294 mm

Tabela 4.38 – Dados da curva eficiência x vazão da bomba B com impelidor de 294 mm

Q(m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
η(%)	30,0	36,0	40,0	43,0	44,0

Bomba – 293 mm

Tabela 4.39 – Dados da curva eficiência x vazão da bomba B com impelidor de 293 mm

Q(m³/h)	14,9	19,9	24,9	29,9	34,8
η(%)	30,0	36,0	40,0	43,0	44,0

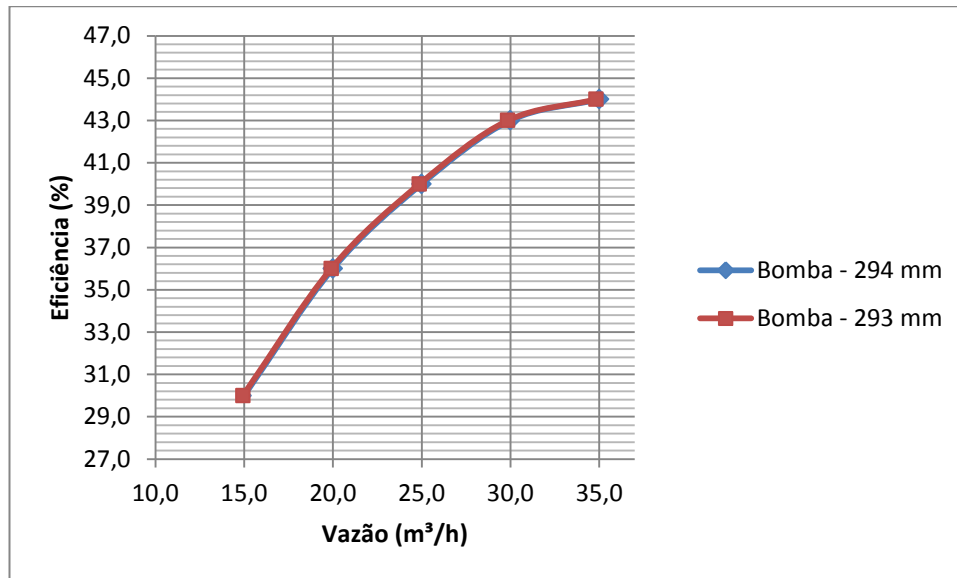


Figura 4.18 – Modificação da curva eficiência x vazão devido à alteração do diâmetro do impelidor

Tabela 4.40 – Eficiência referente ao ponto de operação

Ponto de operação	
Q _{op} =25,0 m³/h	η=40%

4.2.2.3. Correção da curva de NPSH requerido x Vazão

Para corrigir as curvas referentes à variação de NPSH requerido pela vazão será utilizado o mesmo parâmetro e procedimento apresentado para a bomba A. No entanto, como a variação de diâmetro é pequena, as modificações de *head* também são pequenas. Dessa forma, a variação da curva é praticamente imperceptível (Figura 4.19).

$$\sigma = \frac{NPSH_{req}}{H}$$

$$\sigma = \sigma'$$

$$\frac{NPSH_{req_{294}}}{H_{294}} = \frac{NPSH_{req_{293}}}{H_{293}}$$

$$NPSH_{req_{293}} = \frac{H_{293}}{H_{294}} \cdot NPSH_{req_{294}}$$

Bomba – 294mm

Tabela 4.41 – Dados da variação de Head e NPSH req pela vazão referentes à bomba B com impelidor de 294 mm

Q (m ³ /h)	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0
H (m)	41,7	41,0	39,8	37,7	35,0
NPSH req (m)	1,5	1,6	1,9	2,7	3,9

Bomba – 293mm

Tabela 4.42 – Dados da variação de Head e NPSH req pela vazão referentes à bomba com impelidor de 293 mm

Q (m ³ /h)	14,9	19,9	24,9	29,9	34,8
H (m)	41,3	40,6	39,4	37,3	34,7
NPSH req (m)	1,5	1,6	1,9	2,7	3,9

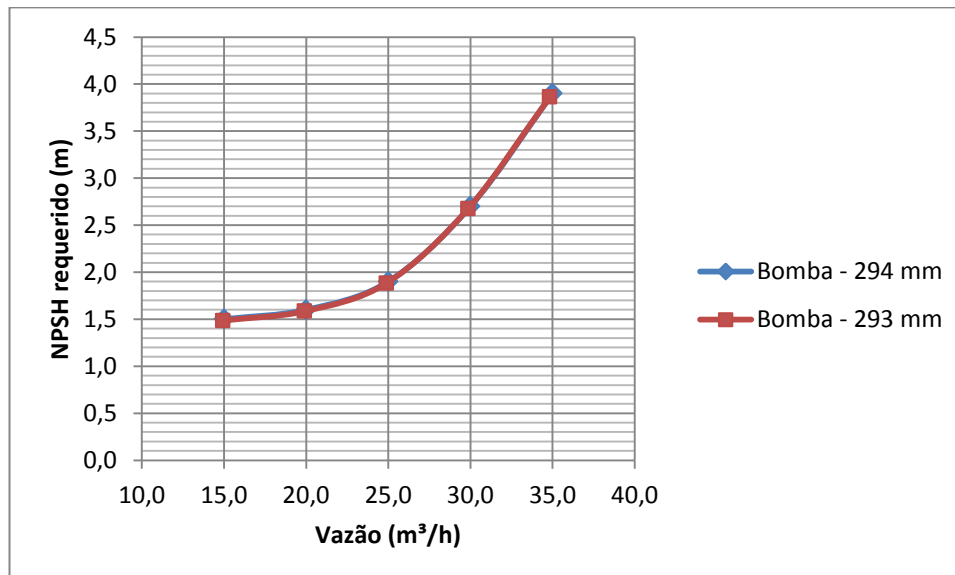


Figura 4.19 – Modificação da curva NPSH req x vazão devido à alteração do diâmetro do impelidor

4.2.2.4. Operação da bomba com água

A operação da bomba B de diâmetro de impelidor 293 mm para o bombeamento de água será analisado nessa seção. O procedimento para a correção das curvas foi o mesmo realizado para a bomba A. Foi encontrado primeiramente a vazão referente ao ponto de maior eficiência da bomba de 294 mm (1,0xQ_{nvis}), a partir das curvas fornecidas pelo fabricante. Com a obtenção desse valor, foram calculadas as vazões (0,6xQ_{nvis}), (0,8xQ_{nvis}) e (1,2 xQ_{nvis}) e identificados nas curvas características os respectivos *heads* (H_{vis}) e rendimentos (η_{nvis}) (Tabela 4.43).

Tabela 4.43 – Dados referentes às curvas características da bomba B com diâmetro de impelidor 294 mm

Bomba - 294 mm	0,6.Q _{nvis}	0,8.Q _{nvis}	1,0.Q _{nvis}	1,2.Q _{nvis}
Q _{vis} (m ³ /h)	20,4	27,2	34,0	40,8
H _{vis} (m)	41,0	39,0	35,5	30,5
η_{nvis} (%)	36,0	42,0	44,0	40,5

Após essa etapa, foram obtidos os valores corrigidos, utilizando-se das relações de usinagem representadas abaixo (Tabela 4.44).

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{\frac{1}{2}}$$

Tabela 4.44 – Dados referentes às curvas características da bomba B com diâmetro de impelidor 293 mm

Bomba - 293 mm	0,6.Q _{nvis}	0,8.Q _{nvis}	1,0.Q _{nvis}	1,2.Q _{nvis}
Q _{vis} (m ³ /h)	20,3	27,1	<u>33,9</u>	40,7
H _{vis} (m)	36,7	38,7	<u>35,3</u>	30,3
η_{nvis} (%)	41	42,0	44,0	40,5

Com o auxílio da carta de correção apresentada na Figura 4.20, os fatores de correção foram obtidos. Inicialmente, entrou-se na abscissa da carta com a vazão (1,0 x Q_{nvis}) (33,9 m³/h), subindo até o *head* (H_{nvis}) referente a essa vazão (35,3 m). Depois, seguiu-se horizontalmente até a viscosidade do fluido (13,3 cP) e por fim, subiu-se, obtendo assim os fatores de correção C_E, C_Q e os quatro valores de C_H referentes às vazões (0,6 x Q_{nvis}), (0,8 x Q_{nvis}), (1,0 x Q_{nvis}) e (1,2 x Q_{nvis}).

Os fatores foram então, encontrados e as equações abaixo foram utilizadas para preencher a Tabela 4.45.

$$Q_w = \frac{Q_{vis}}{CQ}$$

$$H_w = \frac{H_{vis}}{CH}$$

$$\eta_w = \frac{\eta_{vis}}{CE}$$

Tabela 4.45 - Dados referentes às curvas características da bomba B com diâmetro de impelidor 293 mm operando à água

Bomba - 293 mm	0,6.Q _{vis}	0,8.Q _{vis}	1,0.Q _{vis}	1,2.Q _{vis}
Q _{vis} (m ³ /h)	20,3	27,1	33,9	40,7
H _{vis} (m)	40,7	38,7	35,3	30,3
η _{vis} (%)	36,0	42,0	44,0	40,5
CQ	1,00	1,00	1,00	1,00
CH	1,00	0,98	0,97	0,95
CE	0,86	0,86	0,86	0,86
Q _w (m ³ /h)	20,3	27,1	33,9	40,7
H _w (m)	40,7	39,5	36,3	31,9
η _w (%)	41,9	48,8	51,2	47,1

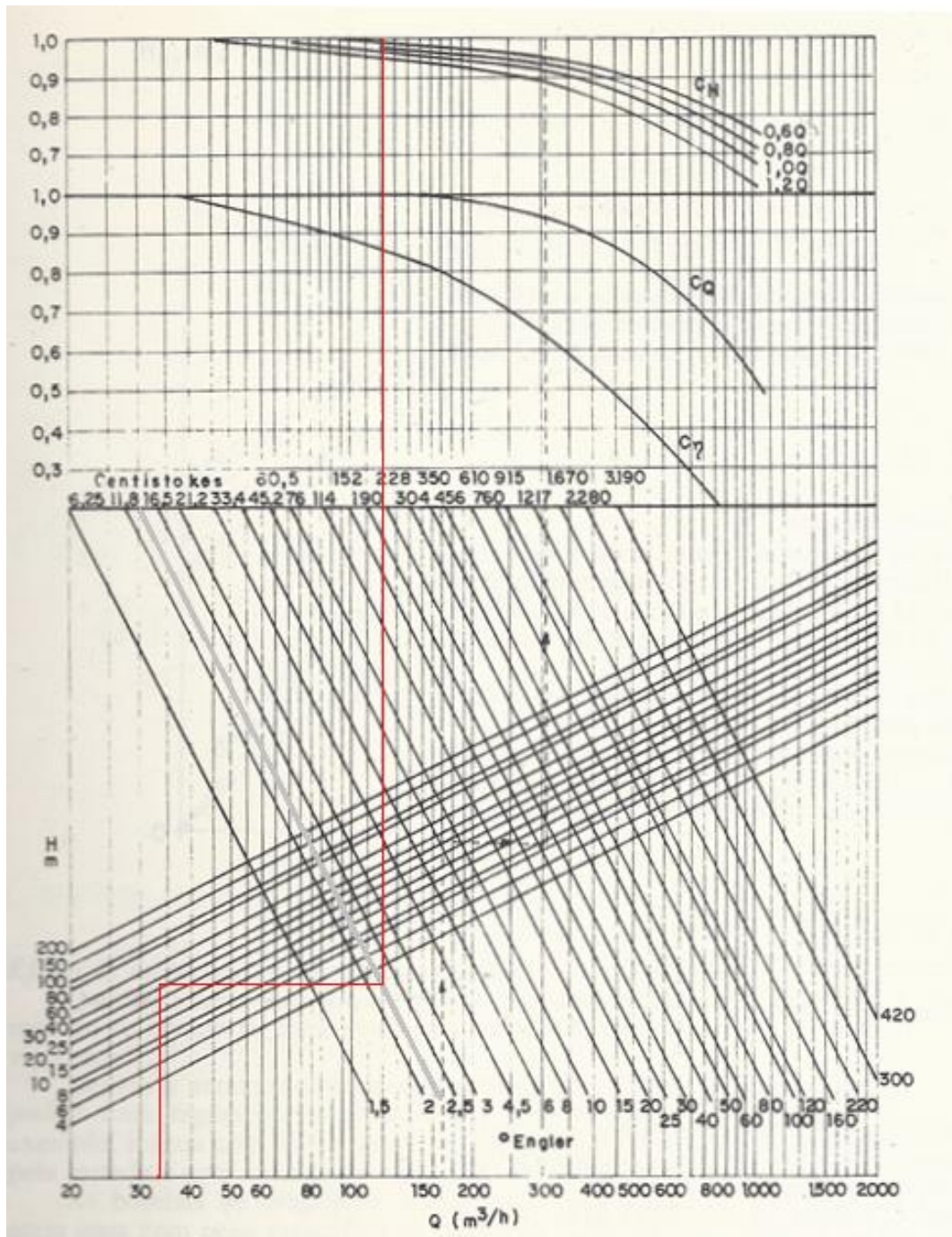


Figura 4.20 – Carta de correção das curvas características para bombas operando com líquidos viscosos.

Curvas características corrigidas:

- **Head x Vazão**

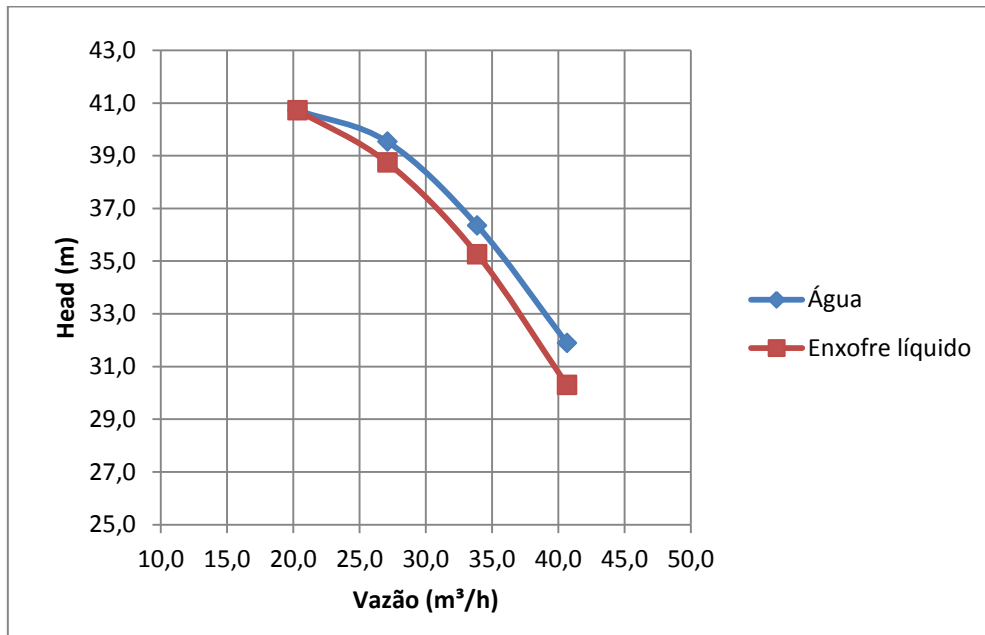


Figura 4.21 – Modificação da curva *head* x vazão da bomba B devido à operação com água

- **Eficiência x Vazão**

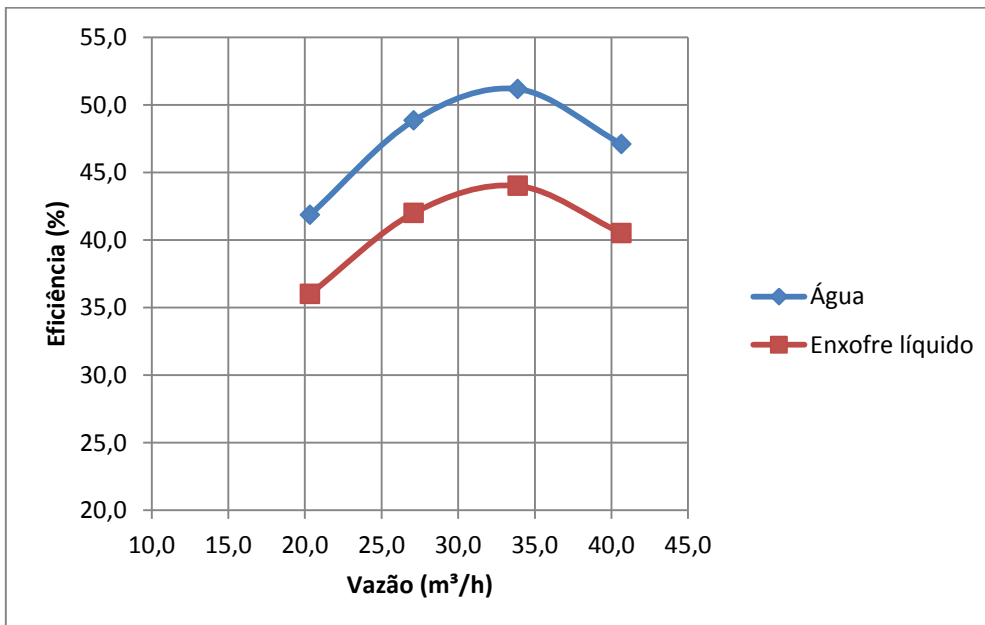


Figura 4.22 – Modificação da curva eficiência x vazão da bomba B devido à operação com água

4.2.3. Análise comparativa das bombas selecionadas

Após a obtenção das curvas características correspondentes às duas bombas corrigidas para o diâmetro adequado de impelidor, será selecionada nesta seção a bomba que melhor atende às necessidades do sistema. Para avaliar as duas bombas, serão abordados alguns pontos e as diferenças serão identificadas. Na seção seguinte, a seleção da bomba será feita e as razões para a escolha serão apresentadas.

4.2.3.1. Eficiência da bomba (η)

Avaliar a eficiência da bomba é de extrema importância, pois está relacionada diretamente à potência requerida pela bomba do acionador. Dessa forma, a eficiência impacta nos custos energéticos, estando assim, vinculada aos custos operacionais.

A partir da análise da equação abaixo, fica clara a sua influência.

$$Pot_{abs} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta} = \frac{17481,4 \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot 3600 \cdot 10^3}$$

Como o ponto de operação é o mesmo para as duas bombas ($Q=25 \text{ m}^3/\text{h}$ e $H=39,4$), o valor da eficiência impacta diretamente no valor da potência absorvida.

A eficiência da bomba A é 51% na vazão de operação, enquanto a bomba B possui eficiência de 40% nessa mesma vazão. Dessa forma, como a eficiência é maior na bomba A, a potência absorvida do acionador será menor, conforme indicado durante o trabalho ou calculado a partir da equação acima.

• Potência absorvida pela bomba (P_{abs})

Bomba do fabricante A

$$P_{abs} = 9,3 \text{ kw}$$

Bomba do fabricante B

$$P_{abs} = 11,8 \text{ kw}$$

Com base nos valores expostos, verifica-se que a bomba B demandará 27% a mais de potência do acionador que a bomba A, significando assim maiores custos variáveis para o cliente/operador com a utilização dessa bomba.

4.2.3.2. Ponto de operação em relação ao *shutoff*

As curvas de *head* x vazão das bombas apresentadas na seção 4.2.1.1 e 4.2.2.1 são caracterizadas por serem curvas planas. Isso se deve ao fato da carga (*head*) variar pouco em relação à vazão. No entanto, para analisar o ponto de operação em relação ao *shutoff*, ponto com vazão nula, será necessário utilizar novamente as equações de usinagem, já que as curvas elaboradas nas seções mencionadas não foram corrigidas para esse ponto.

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{\frac{1}{2}}$$

Bomba do fabricante A

Tabela 4.46 – *Shutoff* corrigido para o diâmetro de 280 mm

i	2	1
Di(mm)	277	280
Hi(m)	39,3	40,2

$$\frac{40,2 - 39,4}{39,4} = 0,02 = 2\%$$

Bomba do fabricante B

Tabela 4.47 – *Shutoff* corrigido para o diâmetro de 293 mm

i	2	1
Di(mm)	293	294
Hi(m)	41,6	42,0

$$\frac{41,6 - 39,4}{39,4} = 0,06 = 6\%$$

Com a obtenção dos *heads* relativos à vazão nula e dos percentuais apresentados pelos cálculos acima, verifica-se que a bomba A operaria muito próxima do *shutoff*, afastada apenas 2% desse ponto. Já a bomba B operaria a 6% do *shutoff*. Quando a bomba opera muito próxima do *shutoff*, pode ocorrer vibração e recirculação, diminuindo portanto, a vazão de descarga, passando assim, a não operar na vazão projetada.

4.2.3.3. Verificação de Cavitação

A partir do critério de avaliação de cavitação apresentado na seção 3.8.2, o NPSH disponível deve ser maior que o NPSH requerido para evitar a ocorrência desse fenômeno. De um modo geral, a margem utilizada na prática é de 0,6 m de líquido.

Será avaliada abaixo se a utilização das bombas selecionadas causaria cavitação na vazão de operação.

$$NPSH_{disponível} \geq NPSH_{requerido} + 0,6 m$$

Bomba do fabricante A

$$NPSH_{disponível}(5,9 m) \geq (NPSH_{requerido}(3,1 m) + 0,6 m) = 3,7 m$$

Bomba do fabricante B

$$NPSH_{disponível}(5,9 m) \geq (NPSH_{requerido}(1,9 m) + 0,6 m) = 2,5 m$$

Dessa forma, a condição foi atendida para ambas as bombas. Não ocorrerá, portanto cavitação durante a operação dessas bombas na vazão projetada. Apesar da diferença entre o NPSH disponível e o requerido ser maior para a bomba A, as duas atendem a uma margem bem maior do que a estabelecida. Por esse motivo, as duas bombas foram avaliadas igualmente nesse aspecto.

4.2.3.4. Custo de aquisição da bomba e tradição do fabricante

O fabricante A é referência na fabricação de bombas para escoamento de enxofre líquido. Essa empresa fabrica bombas para esse tipo de operação há mais de 60 anos, tendo assim grande reconhecimento no mercado. Já o fabricante B, é uma empresa alemã que apesar de também possuir bastante experiência com bombas, não é tão reconhecido como o fabricante A neste tipo de aplicação.

Quanto ao custo de aquisição, pode-se dizer que a bomba A apresentada é mais cara do que a bomba da B.

4.2.4. Seleção Final

A partir das análises comparativas realizadas acima, a bomba que será selecionada é a do fabricante B. A principal razão dessa escolha se deve ao aspecto operacional. A bomba da B opera mais afastada do *shutoff* que a bomba A que opera a apenas 2% desse ponto. Dessa maneira, utilizando a bomba B, há menores riscos de ocorrer problemas durante a operação, conforme já apontado. Outra vantagem dessa bomba se deve ao fato dela representar um menor custo de aquisição, sendo assim, interessante também para o Cliente, devido à redução do custo fixo desse Projeto. Apesar disso, como a eficiência dessa bomba é menor, a potência requerida do acionador é maior quando comparada com a bomba A. Com isso, haverá gastos energéticos maiores durante a operação com essa bomba.

4.2.5. Aspectos construtivos

4.2.5.1. Seleção de materiais

Segundo a Tabela 4.48, fornecida pelo *Hydraulic Institute*, o material utilizado para a construção de uma bomba operando com enxofre fundido (derretido) deve ser do tipo C – designado uma *all iron pump*. Nesse tipo de bomba, todas as partes metálicas em contato direto com fluido bombeado são de ferro fundido ou aço carbono. Abaixo, foi feita a seleção dos materiais para os principais componentes da bomba.

Material para carcaça

O material selecionado para a carcaça é o ferro fundido, em virtude suas características de boa resistência mecânica, fácil fundição e baixo custo. Raramente se fabrica carcaça de ferro fundido para pressões superiores a 70 bar e temperaturas superiores a 175°C, não sendo assim o caso dessa operação. [5]

Material para impelidor / rotor

O ferro fundido e o bronze são os materiais mais usados na fabricação de impelidores. O fator custo é o principal responsável pela utilização do ferro fundido enquanto que as principais vantagens do bronze são:

- Fácil de fundição de seções complicadas;
- Fácil usinagem;
- Possibilidade de faces lisas.

No entanto, impelidores de bronze não devem ser usados com carcaças de ferro fundido, evitando assim a formação de pares galvânicos. A imersão, em uma solução eletrolítica, de dois materiais dissimilares conectados, forma uma célula eletroquímica. A reação cria uma corrente elétrica e iônica que causa o fluxo de pequenas partículas de um metal para outro. Em bombas centrífugas, essas partículas podem ser depositadas no segundo metal ou carregadas pela corrente líquida, dependendo da velocidade do fluxo (o metal protegido é o catodo e o metal menos nobre, corroído, é o anodo).

Além disso, impelidores de bronze são raramente usados a temperaturas maiores que 121°C ou ainda altura manométrica por estágio menor que 110 m, como neste estudo em que a temperatura de operação é 138°C e altura manométrica total é 39,4 m. Quando aquecido, o bronze se expande bastante. Dessa forma, como a bomba seria montada à temperatura ambiente, a folga radial original entre o cubo do impelidor e o eixo poderia aumentar em serviços a altas temperaturas. O aumento da folga pode afrouxar o impelidor no eixo e introduzir possibilidade de vazamento e erosão. Essa é a razão do baixo limite de temperatura para utilização do bronze. [5]

Devido à inadequação do bronze apontada, o ferro fundido é o material escolhido, estando assim de acordo com a Tabela 4.48.

Material para anéis de desgaste

Anéis de desgaste na carcaça e no impelidor são utilizados para evitar a recirculação pela folga entre o impelidor e a carcaça. Essa folga é necessária para o impelidor não roçar na carcaça. Normalmente, o material utilizado nesses anéis é o bronze. No entanto pelos mesmos motivos já apresentados acima, podem ser usados de ferro fundido.

Material para eixo

Como os eixos devem estar aptos para suportar grandes esforços, os materiais empregados na sua fabricação devem ter as seguintes características:

- Grande resistência mecânica;
- Excelente usinabilidade;
- Capacidade de receber tratamento térmico;
- Boa resistência ao desgaste;

Por isso, normalmente, o aço carbono é utilizado na fabricação dos eixos.

Tabela 4.48 – Materiais de construção para bombeio de vários líquidos [2]

Coluna 1	Coluna 2	Coluna 3	Coluna 4	Coluna 5
Líquido	Condição do líquido	Fórmula química	Densidade	Seleção do material
Cloreto ferroso	Frio, aquoso	FeCl ₂	11,12
Clorobenzeno	C ₆ H ₅ Cl	1,1	A,B,8
Clorofórmio	CHCl ₃	1,5	A,8,9,10,11,14
Di-cloreto de etileno	Frio	C ₂ H ₄ Cl ₂	1,28	A,8,9,10,11,14
Enxofre	Em água	S	A,C,8,9,10,11
Enxofre	Derretido	S	C
Esgoto	A,B,C
Fermento	A,B
Formaldeído	CH ₂ O	1,08	A,8,9,10,11
Fosfato de amônio dibásico	Solução aquosa	(NH ₄) ₂ HPO ₄	C,8,9,10,11,14
Fosfato de sódio dibásico	Solução aquosa	Na ₂ HPO ₄ . 7H ₂ O	A,C,8,9,10,11
Fosfato de sódio monobásico	Solução aquosa	NaH ₂ PO ₄ . H ₂ O	A,8,9,10,11
Fosfato de sódio tribásico	Solução aquosa	Na ₃ PO ₄ . 12H ₂ O	C
Furfural	C ₅ H ₄ O ₂	1,16	A,C,8,9,10,11
Gasolina	0,68 - 0,75	B,C
Glicerol (Glicerina)	C ₃ H ₈ O ₃	1,26	A,B,C
Glicose	A,B
Goma laca	A
Heptano	C ₇ H ₁₆	0,69	B,C
Hexametáfosfato de sódio	Solução aquosa	(NaPO ₃) ₆	8,9,10,11
Hidrocloreto de anilina	Solução aquosa	C ₆ H ₅ NH ₂ HCl	11,12
Hidrossulfito de sódio	Solução aquosa	Na ₂ S ₂ O ₄ . 2H ₂ O	8,9,10,11
Hidróxido de potássio	Solução aquosa	KOH	C,5,8,9,10,11,13,14,15
Hidróxido de sódio	Solução aquosa	NaOH	C,5,8,9,10,11,13,14,15
Hidróxido de cálcio	Ca (OH) ₂	C,10,11,12
Hipoclorito de sódio	NaOCl	10,11,12
Leite	1,03 - 1,04	8
Levedura de cerveja	A,8
Licor branco de polpa de madeira	C,3,9,10,11,12,14
Licor escuro de polpa de madeira	C,3,9,10,11,12,14
Licor rosa de polpa de madeira	C,3,9,10,11,12,14
Licor – sulfito de polpa de madeira	9,10,11
Licor verde de polpa de madeira	C,3,9,10,11,12,14
Melaços	A,B
Metafosfato de sódio	Solução aquosa	Na ₄ P ₄ O ₁₂	A,8,9,10,11
Metassilicato de sódio	C
Mostarda	A,8,9,10,11,12
Nafta	0,78 - 0,88	B,C
Nafta crua	0,92 - 0,95	B,C
Nitrato de amônio	Solução aquosa	NH ₄ NO ₃	C,8,9,10,11,14
Nitrato de bário	Solução aquosa	Ba (NO ₃) ₂	C,8,9,10,11
Nitrato de cobre	Cu (NO ₃) ₂	8,9,10,11
Nitrato de estrôncio	Solução aquosa	Sr (NO ₃) ₂	C,8
Nitrato de potássio	Solução aquosa	KNO ₃	C,5,8,9,10,11
Nitrato de prata	Solução aquosa	AgNO ₃	8,9,10,11,12
Nitrato de sódio	Solução aquosa	NaNO ₃	C,5,8,9,10,11

4.2.5.2. Camisa de vapor

Com o objetivo de evitar o aumento da viscosidade e uma possível solidificação do enxofre líquido, devido à perda de calor para o ambiente, a bomba deve ser construída com uma camisa de vapor. A função dessa camisa é aquecer o fluido para manter a temperatura de operação próxima de 138°C.

A temperatura de trabalho deve ser controlada de forma a permanecer entre 130°C e 155°C. Dessa forma, conforme mostrado no gráfico abaixo (Figura 4.23), a viscosidade permanece controladamente baixa nesse intervalo de temperatura, não prejudicando assim, o bombeamento do fluido. Pode-se notar que a viscosidade aumenta gradualmente com temperaturas menores que 130°C e aumenta acintosamente com temperaturas maiores que 155°C.

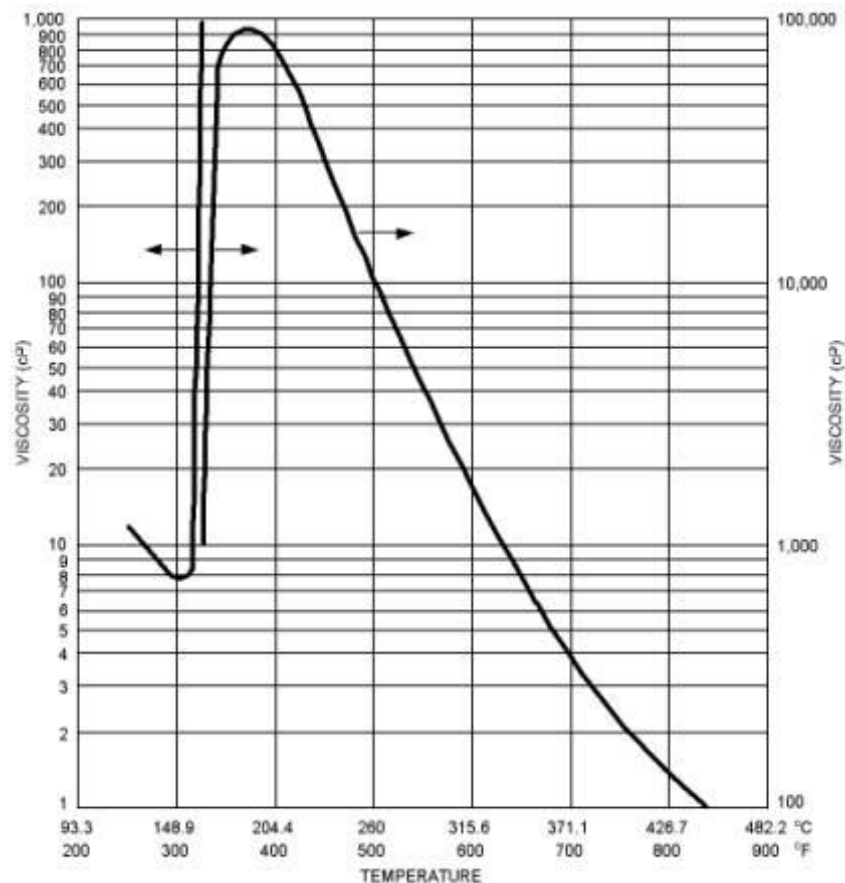


Figura 4.23 – Variação da viscosidade do enxofre líquido com a temperatura

Nesse trabalho a camisa de vapor que está ilustrada na Figura 4.25 foi considerada um trocador de calor do tipo tubo concêntrico (Figura 4.24). Além disso, considerou-se que a troca de calor se dá por correntes paralelas, conforme indicado na mesma ilustração.

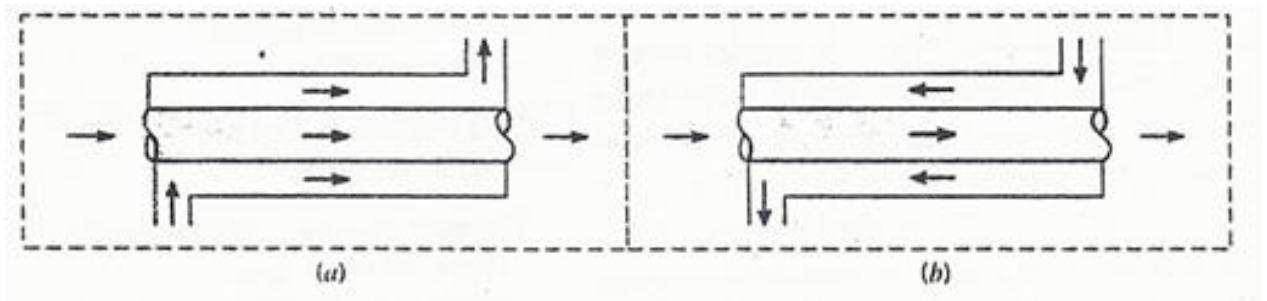


Figura 4.24 – Trocadores de calor de tubo concêntrico. (a) corrente paralela. (b) correntes contrárias. [6]

Na região anular da tubulação escoo o vapor superaquecido (fluido quente) que troca calor com o enxofre líquido escoado no interior do tubo (fluido frio). O vapor por sua vez não tem sua temperatura alterada. A transferência de calor se dá pelo calor latente gerado pela condensação do vapor superaquecido. Dessa maneira, o enxofre absorve esse calor latente, saindo assim com uma temperatura mais alta que a de entrada.

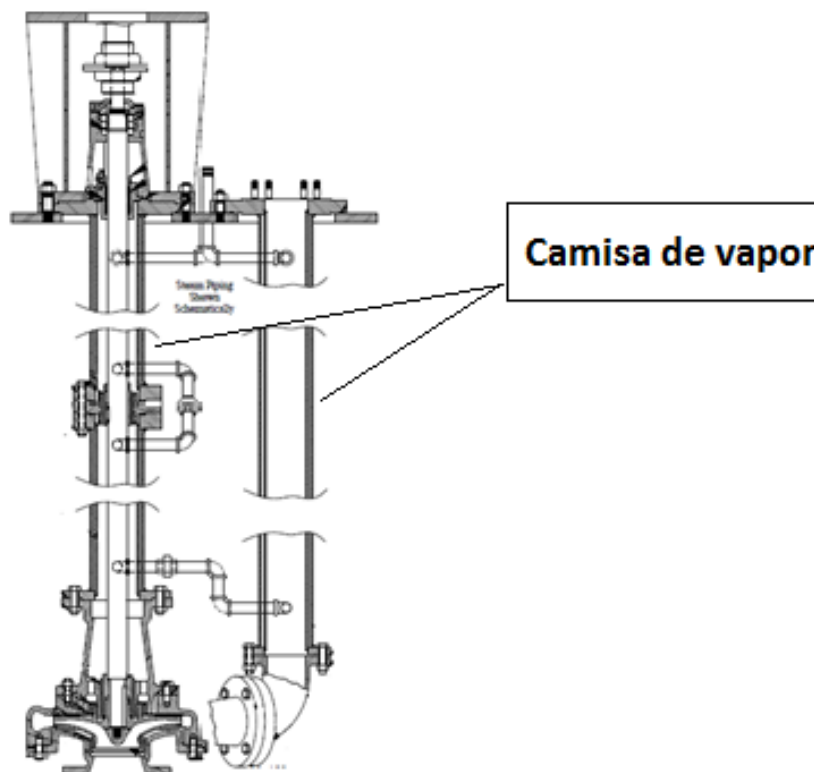


Figura 4.25 – Desenho da bomba vertical de descarga lateral selecionada

Propriedades do escoamento do enxofre a 138 °C

- $\dot{m} = 12,38 \text{ kg/s}$
- P_V – Pressão de Vapor: 0,01 bar
- μ - Viscosidade dinâmica: $13,3 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} = 13,3 \cdot 10^{-3} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$

Dimensões do tubo concêntrico

O diâmetro interno da camisa será considerado igual ao diâmetro externo da tubulação de descarga analisada (Tabela 4.1).

- D_{in} – Diâmetro interno = 97,2 mm = 0,0972 m
- D_e – Diâmetro externo = 114,3 mm = 0,1143 m

Propriedades do vapor superaquecido (vapor de baixa) a 152 °C

- $T_V = 152,0^\circ\text{C}$
- $h_{fg} = 2108,0 \text{ kJ/kg}$ (calculado apresentado na página seguinte)

Tabela 4.49 – Tabela resumida de vapor saturado [7]

Temperatura $T, ^\circ\text{C}$	Pressão P, kPa	Entalpia de vaporização $h_{fg}, \text{kJ/kg}$	Densidade do líquido $\rho_l, \text{kg/m}^3$	Densidade do vapor $\rho_v, \text{kg/m}^3$	Temperatura $T, ^\circ\text{C}$	Pressão P, MPa	Entalpia de vaporização $h_{fg}, \text{kJ/kg}$	Densidade do líquido $\rho_l, \text{kg/m}^3$	Densidade do vapor $\rho_v, \text{kg/m}^3$
0,01	0,6113	2501,3	1000,0	0,0049	150	0,4758	2114,3	916,6	2,549
5	0,8721	2489,6	1000,0	0,0068	160	0,6178	2082,6	907,4	3,256
10	1,2276	2477,7	1000,0	0,0094	170	0,7917	2049,5	897,7	4,119
15	1,7051	2465,9	999,0	0,0129	180	1,0021	2015,0	887,3	5,153
20	2,339	2454,1	998,0	0,0173	190	1,2544	1978,8	876,4	6,388
25	3,169	2442,3	997,0	0,0231	200	1,5538	1940,7	864,3	7,852
30	4,246	2430,5	996,0	0,0304	210	1,9062	1900,7	852,5	9,578
35	5,628	2418,6	994,0	0,0397	220	2,318	1858,5	840,3	11,602
40	7,384	2406,7	992,0	0,0512	230	2,795	1813,8	827,1	13,970
45	9,593	2394,8	990,1	0,0655	240	3,344	1766,5	813,7	16,734
50	12,349	2382,7	988,1	0,0831	250	3,973	1716,2	799,4	19,948
55	15,758	2370,7	985,2	0,1045	260	4,688	1662,5	783,7	23,691
60	19,940	2358,5	983,3	0,1304	270	5,499	1605,2	768,1	28,058
65	25,03	2346,2	980,4	0,1614	280	6,412	1543,6	750,8	33,145
70	31,19	2333,8	977,5	0,1983	290	7,436	1477,1	732,1	39,108
75	38,58	2321,4	974,7	0,2421	300	8,581	1404,9	712,3	46,147
80	47,39	2308,8	971,8	0,2935	310	9,856	1326,0	691,1	54,50
85	57,83	2296,0	968,1	0,3536	320	11,274	1238,6	667,1	64,57
90	70,14	2283,2	965,3	0,4235	330	12,845	1140,6	640,6	76,95
95	84,55	2270,2	961,5	0,5045	340	14,586	1027,9	610,5	92,62
100	0,101 35	2257,0	957,9	0,598	350	16,513	893,4	574,7	113,47
110	0,143 27	2230,2	950,6	0,826	360	18,651	720,5	528,3	143,99
120	0,198 53	2202,6	943,4	1,121	370	21,03	441,6	451,9	203,05
130	0,2701	2174,2	934,6	1,496	374,14	22,09	0	316,96	316,96
140	0,3613	2144,7	925,9	1,965					

Adaptado de Joseph H. Keenan, Frederick G. Keyes, Philip G. Hill, e Joan G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, New York, 1969.

Como o vapor está a 152°C, o valor da entalpia de vaporização (h_{fg}) foi calculado a partir da interpolação dos valores referentes às temperaturas 150°C e 160°C.

$$\frac{h_{fg} - 2114,3}{152 - 150} = \frac{2082,6 - 2114,3}{160 - 150}$$

$$h_{fg} = 2108,0 \text{ kJ/kg}$$

Cálculo da taxa de transferência de calor

O cálculo da taxa de transferência de calor (Q) pode ser realizado com as seguintes equações [6]:

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T_{ln} \tag{4.3}$$

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_s - T_e) \tag{4.4}$$

onde:

A – área de transferência de calor total;

U – coeficiente global de transferência de calor;

ΔT_{ln} – diferença de temperatura média logarítmica;

\dot{m} – vazão mássica de enxofre líquido;

c_p – calor específico do enxofre líquido na temperatura de operação;

$(T_s - T_e)$ – diferença entre as temperaturas de entrada e saída do enxofre.

Como o enxofre líquido é um fluido muito específico e incomum em bibliografia da área térmica, o cálculo da taxa de transferência de calor nesse caso é complicado. Não foi encontrado um valor para o calor específico referente ao enxofre líquido. Por esse motivo, o cálculo da taxa total de transferência de calor será estimado pela equação 4.3.

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T_{ln}$$

$$Q = (\pi \cdot D_e \cdot L)U \cdot \Delta T_{ln}$$

O coeficiente de transferência de calor global (U) foi retirado da tabela abaixo. Apesar de não se tratar de um trocador tipo tubo concêntrico, essa tabela foi utilizada por determinar esse coeficiente para troca de calor entre o vapor (*steam*) (fluido quente) e o enxofre líquido (*molten sulfur*) (fluido frio).

Tabela 4.50 - Tabela de coeficiente de transferência de calor global (U) [8]

TABLE 11-6 Panel Coils Immersed in Liquid: Overall Average Heat-Transfer Coefficients*
U expressed in Btu/(h · ft² · °F)

Hot side	Cold side	Clean-surface coefficients		Design coefficients, considering usual fouling in this service	
		Natural convection	Forced convection	Natural convection	Forced convection
Heating applications:					
Steam	Watery solution	250-500	300-550	100-200	150-275
Steam	Light oils	50-70	110-140	40-45	60-110
Steam	Medium lube oil	40-60	100-130	35-40	50-100
Steam	Bunker C or No. 6 fuel oil	20-40	70-90	15-30	60-80
Steam	Tar or asphalt	15-35	50-70	15-25	40-60
Steam	Molten sulfur	35-45	45-55	20-35	35-45
Steam	Molten paraffin	35-45	45-55	25-35	40-50
Steam	Air or gases	2-4	5-10	1-3	4-8
Steam	Molasses or corn sirup	20-40	70-90	15-30	60-80
High temperature hot water	Watery solutions	115-140	200-250	70-100	110-160
High temperature heat-transfer oil	Tar or asphalt	12-30	45-65	10-20	30-50
Dowtherm or Aroclor	Tar or asphalt	15-30	50-60	12-20	30-50
Cooling applications:					
Water	Watery solution	110-135	195-245	65-95	105-155
Water	Quench oil	10-15	25-45	7-10	15-25
Water	Medium lube oil	8-12	20-30	5-8	10-20
Water	Molasses or corn sirup	7-10	18-26	4-7	8-15
Water	Air or gases	2-4	5-10	1-3	4-8
Freon or ammonia	Watery solution	35-45	60-90	20-35	40-60
Calcium or sodium brine	Watery solution	100-120	175-200	50-75	80-125

*Tranter Manufacturing, Inc.

NOTE: To convert British thermal units per hour-square foot-degrees Fahrenheit to joules per square meter-second-kelvins, multiply by 5.6783.

A partir da tabela, será utilizado o valor médio para o coeficiente referente à convecção forçada em superfície limpa.

$$U = 50 \text{ Btu}/(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)$$

$$U = 284 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

A diferença de temperatura média logarítmica será calculada pela seguinte equação:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(\Delta T_0) - (\Delta T_L)}{\ln[(\Delta T_0)/(\Delta T_L)]} \quad (4.5)$$

onde:

ΔT_0 - Diferença entre as temperaturas na entrada (x=0)

ΔT_L - Diferença entre as temperaturas na saída (x=L)

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_v - T_e) - (T_v - T_s)}{\ln[(T_v - T_e)/(T_v - T_s)]}$$

onde:

T_v – Temperatura do vapor superaquecido;

T_e – Temperatura do enxofre líquido na entrada ($x=0$);

T_s – Temperatura do enxofre líquido na saída ($x=L$).

Como a temperatura variará dentro da camisa de vapor, a temperatura de operação (138°C) foi considerada a temperatura média entre a temperatura de entrada e a temperatura de saída. Além disso, conforme já explicado, a temperatura deve permanecer entre 130°C e 150°C para não prejudicar o escoamento do enxofre.

A diferença de temperatura média logarítmica foi avaliada para três possíveis variações de temperatura do enxofre: $\Delta T=1,0^\circ\text{C}$, $\Delta T=5,0^\circ\text{C}$ e $\Delta T=10,0^\circ\text{C}$.

Tabela 4.51 – Diferença de temperatura média logarítmica para diferentes temperaturas

T_v (°C)	T_e (°C)	T_s (°C)	ΔT (°C)	T_m (°C)	ΔT_{ln} (°C)
152,0	137,5	138,5	1,0	138,0	14,0
152,0	135,5	140,5	5,0	138,0	13,8
152,0	133,0	143,0	10,0	138,0	13,4

Para o caso em que a temperatura varia apenas 5°C entre a saída e a entrada (Figura 4.26) será calculada a taxa de transferência de calor e posteriormente a vazão mássica de condensado pelo anular.

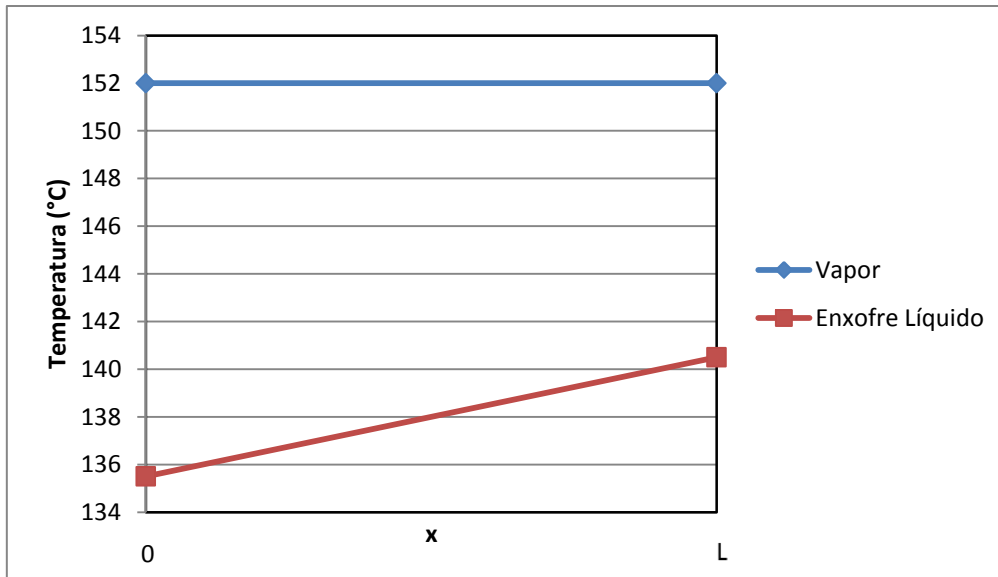


Figura 4.26 – Variação da temperatura ao longo do trocador de comprimento L

Nessa avaliação, o comprimento da superfície de troca térmica será considerado de 6,0 m ($L = 2xL' = 2x3,0 = 6,0$), tendo como referências as elevações do flange de sucção e descarga.

$$D_e = 0,1143 \text{ m}$$

$$Q = (\pi \cdot D_e \cdot L)U \cdot \Delta T_{ln} = (\pi \cdot 0,1143 \cdot 6) \cdot 284 \cdot 13,8 = 8444 \text{ W}$$

$$Q = 8,44 \text{ kW}$$

Cálculo da vazão mássica de condensado (água)

Para avaliar a vazão mássica de condensado pela região anular do trocador de calor a equação abaixo será utilizada:

$$\dot{m}_{condensado} = \frac{Q}{h_{fg}} \tag{4.6}$$

$$\dot{m}_{condensado} = \frac{8444 \text{ W}}{2108000 \text{ J/kg}} = 4,0 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{condensado} = 4,0 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (3600) \frac{\text{s}}{\text{h}} = 14,42 \text{ kg/h}$$

Avaliando a taxa de transferência de calor e a vazão mássica de condensado para as outras duas diferenças de temperatura, encontra-se a seguinte tabela.

Tabela 4.52 – Taxa de transferência de calor e vazão mássica de condensado em relação à variação de temperatura do enxofre líquido

ΔT (°C)	T_m (°C)	ΔT_{ln} (°C)	Q (W)	\dot{m} (kg/s)	\dot{m} (kg/h)
1,0	138,0	14,0	8566	0,00406	14,63
5,0	138,0	13,8	8444	0,00401	14,42
10,0	138,0	13,4	8199	0,00389	14,00

Pode-se ainda obter através da tabela acima a vazão volumétrica de condensado. A partir dos valores apontados na Tabela 4.49, a massa específica do condensado pode ser obtida a partir de interpolação.

$$\frac{\rho - 916,6}{152 - 150} = \frac{907,4 - 916,6}{160 - 150}$$

$$\rho = 914,8 \text{ kg/m}^3$$

Dessa forma, é possível obter a vazão volumétrica de condensado pela região anular da tubulação (Tabela 4.53).

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{condensado}}{\rho}$$

(4.7)

Tabela 4.53 – Taxa de transferência de calor e vazão volumétrica de condensado em relação à variação de temperatura do enxofre líquido

ΔT (°C)	T_m (°C)	ΔT_{ln} (°C)	Q (W)	\dot{V} (m³/h)	\dot{V} (L/s)
1,0	138,0	14,0	8566	0,0160	0,058
5,0	138,0	13,8	8444	0,0158	0,057
10,0	138,0	13,4	8199	0,0153	0,055

5 Conclusão

O estudo apresentado analisou detalhadamente o sistema de bombeamento de enxofre líquido, abordando as necessidades impostas por ele na seleção da bomba. Depois, foram escolhidos dois modelos de bombas de fabricantes distintos com o objetivo de selecionar a mais adequada ao serviço em estudado.

Após a correção das curvas das características dessas bombas, a bomba B foi selecionada, devido primordialmente à operação mais afastada do *shutoff*, garantindo assim um funcionamento mais adequado na vazão projetada. É válido destacar que a bomba B apresentou uma maior potência absorvida do acionador na vazão de operação. Dessa forma, o custo variável relacionado ao gasto energético é maior para a operação com esse modelo. No entanto, quanto ao custo fixo de aquisição, a bomba B apresentou um custo menor, contrabalanceando assim o custo variável mais elevado.

Neste trabalho foram apresentados também os materiais das principais peças da bomba. Por fim, a troca de calor na camisa de vapor ainda foi analisada, expondo não só a taxa de transferência de calor, como a vazão mássica e volumétrica de condensado pela camisa.

É importante destacar que o estudo realizado atendeu a finalidade principal que era selecionar uma bomba para o sistema analisado. Além disso, abordou outros aspectos destacados acima, incorporando assim mais conteúdo ao trabalho realizado.

Referências Bibliográficas

- [1] *Plano de Trabalho – Unidades de Tratamento de instáveis 2 –Carteira de Diesel – RPBC*. Disponível em:
<http://www.ambiente.sp.gov.br/consema/files/2011/11/oficio_consema_2008_028/Plano_Trabalho_da_Carteira_de_Diesel_RPBC.pdf> Acessado em: 15 mar. 2013.
- [2] DE MATTOS, E.E., DE FALCO, R., *Bombas Industriais*, 2 ed., Rio de Janeiro, Editora Interciência, 1998.
- [3] MACINTYRE, A.J., *Bombas e instalações de bombeamento*, Rio de Janeiro, Editora Guanabara, 1982.
- [4] *Flow of Fluids – throught Valves, Fittings and Pipe*. Disponível em:
<<http://pt.scribd.com/doc/44245807/Flow-of-Fluids-Through-Valves-Fittings-and-Pipe-Crane-2>> Acessado em: 5 mar. 2013, 11:30.
- [5] LIMA, E.P.C., *Mecânica das bombas*, 2 ed., Rio de Janeiro, Editora Interciência, 2003.
- [6] INCROPERA, P. F., DEWITT, P. D., *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*, 5 ed., Rio de Janeiro, Editora LTC, 2003.
- [7] OZISIC, M. N., *Transferência de calor*, Rio de Janeiro, Editora Guanabara, 1990.
- [8] GREEN, D. W., *Perry's Chemical Enginners Handbook*, 7 ed., New York, Editora McGraw-Hill, 1997.

Anexo I

Curvas características fornecidas pelo fabricante A

Pump:

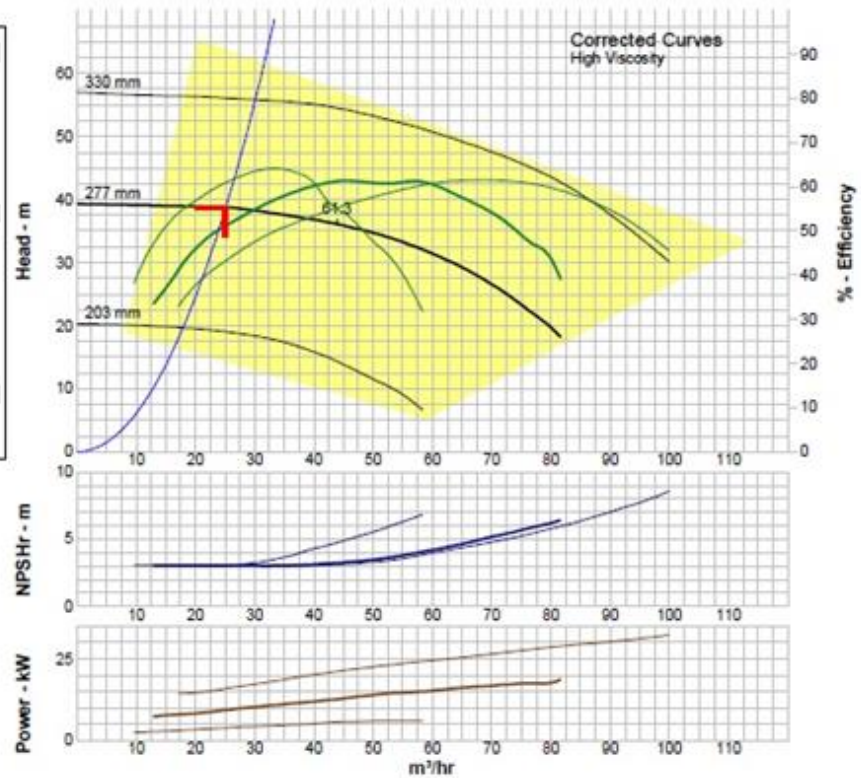
Type: VERTICAL

Fluid:
Molten Sulphur Temperature: 138 °C

Pump Limits:
Temperature: --- Power: ---
Pressure: --- Eye area: ---
Sphere size: ---

Motor:

--- Data Point ---	
Flow:	25 m ³ /hr
Head:	38.7 m
Eff:	51%
Power:	10.27 kW
NPSHr:	3.05 m
--- Design Curve ---	
Shutoff head:	39.3 m
Shutoff aP:	602 kPa
Min flow:	---
BEP:	61% @ 43.9 m ³ /hr
NOL power:	19.6 kW @ 81.6 m ³ /hr
-- Max Curve --	
Max power:	32.3 kW @ 99.9 m ³ /hr



Performance Evaluation:

Flow m ³ /hr	Speed rpm	Head m	Efficiency %	Power kW	NPSHr m
30	1750	38.2	55	10.2	3.05
25	1750	38.7	51	9.27	3.05
20	1750	38.9	46	8.3	3.05
15	1750	39	37	7.67	3.05
10	1750	---	---	---	---

Anexo II

Curvas características fornecidas pelo fabricante B

