



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
Curso de Engenharia Mecânica

THIAGO FORTALEZA DE SOUZA

Seleção de uma Bomba Centrífuga para Transferência de Água entre Tanques de Piscicultura

SÃO LUÍS-MA
2017

THIAGO FORTALEZA DE SOUZA

Seleção de uma Bomba Centrífuga para Transferência de Água entre Tanques de Piscicultura

Monografia de graduação apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual do Maranhão como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Paulo Roberto Campos Flexa

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA MONOGRAFIA DEFENDIDA PELO ALUNO THIAGO FORTALEZA DE SOUZA, E ORIENTADA PELO PROF. ME. PAULO ROBERTO CAMPOS FLEXA.

.....
ASSINATURA DO(A) ORIENTADOR(A)

**SÃO LUÍS-MA
2017**

Souza, Thiago Fortaleza de.

Seleção de uma bomba centrífuga para transferência de água entre tanques de piscicultura. / Thiago Fortaleza de Souza. – São Luís, 2017. 64 f.

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2017.

Orientador: Prof. Me. Paulo Roberto Campos Flexa.

1. Bomba centrífuga. 2. Piscicultura. 3. Curvas características. 4. Seleção de bomba. I. Título.

CDU 621.67:639.3

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E PRODUÇÃO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**Seleção de uma Bomba Centrífuga para
Transferência de Água entre Tanques de
Piscicultura**

Autor: Thiago Fortaleza de Souza

Orientador: Prof. Me. Paulo Roberto Campos Flexa

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Monografia:

Prof. Me. Paulo Roberto Campos Flexa
Instituição UEMA

Prof. Kaio Henrique Ferreira Nogueira de Nogueira
Instituição UEMA

Prof. Glauber Cruz
Instituição UFMA

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

São Luís-MA, 20 de Junho de 2017.

Dedico aos meus pais, minha irmã e a todos da minha família pelo incentivo e contribuição em todos os momentos da minha trajetória acadêmica.

Agradecimentos

Aos meus pais e irmã, pelo apoio, carinho e dedicação em todas as etapas da minha vida.

A minha namorada Bruna Caldas por todo o incentivo e ajuda na elaboração deste trabalho.

Ao Professor Paulo Flexa, pelo conhecimento e oportunidade de desenvolver este trabalho e por aceitar ser o orientador deste trabalho.

Aos Professores Kaio Nogueira e Glauber Cruz, por aceitarem o convite para fazer parte da banca.

E por fim, a todos os meus familiares que contribuíram de forma diretamente e indiretamente para essa etapa decisiva em minha vida.

“Se os fatos não se encaixam na teoria, modifique os fatos.”

Albert Einstein

Resumo

Por muitos anos, a piscicultura foi vista como uma simples atividade de lazer voltada para o autoconsumo ou, no máximo, um serviço secundário na propriedade rural. Entretanto, a atividade vem ganhando espaço próprio no agronegócio nacional e se desenvolvendo cada vez mais. Portanto surgiu a necessidade de aperfeiçoar seu sistema de abastecimento e de implantar um sistema mais eficaz, onde o transporte de água entre tanques fosse realizado através de uma bomba centrífuga, afim de acelerar o processo de transferência de água para evitar danos aos peixes, consequentemente reduzindo custos. Neste projeto, será realizada uma análise detalhada do sistema em que a bomba irá operar, após isto serão coletados dados como, altura estática de sucção, altura estática de descarga, comprimento da tubulação, dados geográficos locais, dados do fluido. A partir destes dados referentes ao sistema de bombeamento, previamente obtidos, serão calculados parâmetros fundamentais para a seleção adequada da bomba, através de estudos bibliográficos sobre o tema abordado. Após essa etapa focada no sistema, serão analisadas características de duas bombas pré-selecionadas com base nesse estudo preliminar. Dessa forma, a partir de análises comparativas será escolhido ao final do trabalho o modelo que melhor atende às necessidades impostas.

Palavras-chave: Bomba. Altura manométrica do sistema. Curvas características. Seleção de bombas. Piscicultura.

Abstract

For many years, fish farming has been seen as a simple leisure activity geared towards self-consumption or, at most, a secondary service in rural property. However, the activity has been gaining its own space in the national agribusiness and developing more and more, so the need arose to improve its supply system and to implement a more efficient system, where the transport of water between tanks was carried out by means of pumps to accelerate the water transfer process to avoid damage to the fish, thereby reducing costs. In this project, a detailed analysis of the system in which the pump will operate will be performed, after which data such as system head, pipe length, pipe diameter, local geographic data, and others will be collected. From these data on the pumping system, previously obtained, fundamental parameters will be calculated for the proper selection of the pump, through bibliographical studies on the subject. After this stage focused on the system, characteristics of two pre-selected pumps will be analyzed based on this preliminary study. Thus, based on comparative analysis, the model that best meets the imposed needs will be chosen at the end of the study.

Keywords: Pump. System head. Characteristic curves. Pump selection. Pisciculture.

Lista de Ilustrações

Figura 3.1	Classificação das bombas	17
Figura 3.2	Carcaça em voluta	19
Figura 3.3	Carcaça com pás guias	19
Figura 3.4	Bombas alternativas	20
Figura 3.5	Bombas rotativas	21
Figura 4.1	Comparação entre o escoamento laminar (a) e o turbulento (b)	24
Figura 4.2	Diagrama de Moody	28
Figura 4.3	Curva do sistema	32
Figura 4.4	Curvas características das bombas	32
Figura 4.5	Curva carga (H) x vazão (Q)	33
Figura 4.6	Curva potência absorvida (POTabs) x vazão(Q)	34
Figura 4.7	Curva rendimento total (η) x vazão (Q)	35
Figura 4.8	Curva de NPSH disponível em função da vazão	37
Figura 4.9	Vazão máxima para efeito da cavitação	38
Figura 5.1	Sistema de tanques de piscicultura	39
Figura 6.1	Sistema de tanques	41
Figura 6.2	Esboço do sistema	42
Quadro 6.1	Propriedades do fluido	42
Quadro 6.2	Dados locais	42
Quadro 6.3	Dados operacionais	43
Quadro 6.4	Comprimento reto da tubulação	43
Quadro 6.5	Acessórios na tubulação	43
Quadro 6.6	Recomendação das velocidades de escoamento	45
Quadro 6.7	Diâmetros comerciais de tubos de PVC	46
Quadro 6.8	Rugosidade absoluta dos materiais	47
Quadro 6.9	Comprimento equivalente para entradas e saídas	48
Quadro 6.10	Comprimento equivalente para joelhos e curvas	49
Quadro 6.11	Comprimento equivalente de válvulas	49
Quadro 6.12	Comprimento equivalente da tubulação do sistema	50
Quadro 6.13	Valor de H para diferentes vazões	51
Figura 6.3	Curva característica do sistema	52
Quadro 6.14	Comprimento equivalente dos acessórios na sucção	53
Figura 7.1	Curvas características da bomba A	55
Figura 7.2	Curvas características da bomba B	56
Quadro 7.1	Potência das bombas A e B	57
Quadro 7.2	Análise da vazão	57
Figura 7.3	<i>Gusher Pumps</i> Horizontal DN 50-200	58

Lista de Símbolos

A	Altitude
BEP	Melhor ponto de eficiência (<i>Best Efficiency Point</i>)
d	Densidade relativa
D	Diâmetro interno da tubulação
D_i	Diâmetro interno padronizado da tubulação
f	Fator de atrito
g	Aceleração da gravidade
H	Altura manométrica do sistema
H_d	Altura manométrica de descarga
H_s	Altura manométrica de sucção
hf	Perda de carga
hfn	Perda de carga normal
hfl	Perda de carga localizada
hfs	Perda de carga na linha de sucção
hfd	Perda de carga na linha de descarga
K	Coefficiente de perda de carga
L	Comprimento reto da tubulação
L_e	Comprimento equivalente
$NPSH$	Carga Positiva Líquida de Sucção (<i>Net Positive Suction Head</i>)
$NPSH_{disp}$	Carga Positiva Líquida de Sucção Disponível
$NPSH_{req}$	Carga Positiva Líquida de Sucção Requerido
P	Pressão
P_{atm}	Pressão atmosférica
P_c	Potência útil
P_d	Pressão manométrica no reservatório de descarga
P_s	Pressão manométrica no reservatório de sucção
P_v	Pressão de vapor
Pot_{abs}	Potência absorvida pela bomba
Q	Vazão volumétrica
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura
V	Velocidade escoamento
Z_d	Altura estática de descarga
Z_s	Altura estática de sucção
μ	Viscosidade absoluta
γ	Peso específico
ε	Rugosidade absoluta do material
η	Rendimento da bomba
ρ	Massa específica
ϑ_e	Volume específico

Sumário

1	INTRODUÇÃO	14
2	OBJETIVOS	16
2.1	Objetivo Geral	16
2.2	Objetivos Específicos	16
3	CONCEITOS GERAIS, CLASSIFICAÇÃO E CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS	17
3.1	Classificação das Bombas	17
3.2	Características das Bombas	18
3.2.1	Bombas Dinâmicas	18
3.2.2	Bombas Volumétricas	20
4	CONCEITOS TEÓRICOS DE MECÂNICA DOS FLUÍDOS	22
4.1	Propriedades Físicas dos Fluidos	22
4.1.1	Massa Específica (ρ)	22
4.1.2	Peso Específico (γ)	22
4.1.3	Volume Específico (ϑ_e)	23
4.1.4	Viscosidade Absoluta (μ)	23
4.1.5	Pressão de vapor (P_v)	23
4.1.6	Densidade Relativa (d)	23
4.2	Escoamento de Fluidos em Tubulações	24
4.2.1	Escoamento Laminar e Turbulento	24
4.2.2	Número de Reynolds (Re)	25
4.2.3	Vazão Volumétrica (Q)	25
4.2.4	Equação de Bernoulli	26
4.2.5	Perda de Carga	27
4.2.6	Determinação do Diâmetro em Tubulações	29
4.3	Características do Sistema Hidráulico	30
4.3.1	Altura Manométrica de Descarga (H_d)	30
4.3.2	Altura Manométrica de Sucção (H_s)	31
4.3.3	Altura Manométrica do Sistema (H)	31
4.3.4	Curvas do Sistema	31

4.4	Curvas características das bombas	32
4.4.1	Curva Carga (<i>H</i>) x Vazão (<i>Q</i>)	33
4.4.2	Curva Potência Absorvida (<i>Pot_{abs}</i>) x Vazão (<i>Q</i>)	33
4.4.3	Curva de Rendimento Total (η) x Vazão (<i>Q</i>)	34
4.5	Cavitação	35
4.5.1	NPSH Disponível	36
4.5.2	NPSH Requerido	36
4.5.3	Critério de Avaliação	37
5	MATERIAIS E MÉTODOS	39
5.1	Análise e coleta de dados do sistema	39
5.2	Cálculos do Projeto	40
5.3	Seleção da Bomba	40
6	ANÁLISE DO SISTEMA	41
6.1	Apresentação do Sistema	41
6.2	Dados de Entrada do Sistema	42
6.3	Cálculos do Sistema	43
6.3.1	Cálculo da Vazão	44
6.3.2	Cálculo do <i>Head</i> do Sistema	44
6.3.3	Determinação da Curva do Sistema	51
6.3.4	Cálculo do NPSH disponível	52
7	SELEÇÃO DA BOMBA	54
7.1	Critério de Seleção	54
7.2	Curvas Características das Bombas	55
7.2.1	Bomba <i>Gusher Pumps</i> (Bomba A)	55
7.2.2	Bomba KSB (Bomba B)	56
7.3	Análise de Desempenho	56
7.3.1	Análise de Potência	57
7.3.2	Análise de Vazão	57
7.3.3	Análise de Cavitação	58
7.4	Conclusão Técnica	58
8	CONCLUSÃO	59
	Referências	60
	ANEXO A - Propriedades termodinâmicas da água	62

ANEXO B - Viscosidade absoluta ou dinâmica da água	63
ANEXO C- Massa específica da água	64

1 INTRODUÇÃO

A necessidade de movimentação de líquidos, para diferentes finalidades, tem empenhado a humanidade desde a antiguidade.

O abastecimento de água aos núcleos populacionais mais distantes dos rios apresentava dificuldades crescentes, que consequentemente obrigaram os homens a esforços engenhosos que lhes permitissem captar a água, transportá-la e armazená-la para utilização. Então, surgiu a necessidade de encontrar recursos para elevar a água a locais onde pudesse atender a demanda de consumo e à irrigação de terras para fins agrícolas. (MACINTYRE, 2013)

A antiga Nora Chinesa, é famosa por ser um engenhoso dispositivo constituído por uma roda dotada de caçambas com o qual, três mil anos antes de Cristo, no poço de Josephus, no Cairo, a água era retirada de um poço construído em duas plataformas com quase 100 metros de profundidade. Arquimedes (287-212 a.C) inventou a primitiva bomba de parafuso, e Ctesibus (270 a.C) propôs a bomba de êmbolo, dois exemplos a mais de versatilidade do gênio grego (MACINTYRE, 2013).

As bombas ao longo dos séculos foram surgindo e evoluindo sob as formas construtivas compatíveis com o nível tecnológico e os conhecimentos científicos de cada época. Atualmente as bombas são muito utilizadas no setor agrícola, principalmente no ramo da Piscicultura que é a arte de criar e multiplicar peixes em cativeiro. A piscicultura pode ser encontrada tanto na forma de cultivo de peixes marinhos quanto de peixes de água doce (MARTINS, 2010).

Em constante evolução, a piscicultura passou a ter maior participação na economia e no quadro institucional do País. Diante das crescentes oportunidades que a piscicultura vem apresentando, a atual realidade da atividade e suas perspectivas exigem a necessidade de aperfeiçoamento constante do setor que se torna obrigatória também pelo avanço da competição externa (MEDEIROS, 2013).

No Brasil, a maior parte das atividades relacionadas ocorrem em propriedades rurais comuns, na grande maioria, em fazendas dotadas de açudes ou tanques. Um tanque padrão contém uma área de 1m² para cada peixe e a profundidade de 1,5m, com inclinações de 1m nas bordas para facilitar o arrasto e subida da rede até a terra, durante a despesca. A fonte de abastecimento de um tanque pode variar, sendo elas através de rios, lagos, igarapés, água da chuva ou até lençóis freáticos.

O abastecimento dos tanques estudados se dá principalmente durante o período chuvoso, onde a própria água da chuva os abastece, mas no verão surge o problema de evaporação, causando uma redução drástica no volume de água dos tanques, com isso, percebeu-se que havia a necessidade de transportar a água de um tanque para o outro, afim de atingir o nível ideal para que os peixes cresçam de maneira adequada. Porém, a bomba centrífuga utilizada não foi dimensionada de acordo com as características específicas do tanque e não foram levados em conta fatores como: diâmetro da tubulação, velocidade de escoamento, tempo e eficiência do transporte.

O sistema em que este trabalho foi baseado consiste em selecionar uma bomba centrífuga para que seja realizada a transferência de água entre tanques de criação de peixes, visando maior eficiência e rapidez. Tendo isso em vista, este trabalho motiva-se em unir os conceitos desenvolvidos durante o curso, com o que é realmente feito na prática da Engenharia.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo principal selecionar uma bomba centrífuga que atenda às necessidades do projeto para realizar a transferência da água de um tanque de piscicultura para o outro da forma mais eficiente possível, evitando desperdícios de tempo e custos desnecessários, considerando as propriedades físicas do sistema e condições de campo.

2.2 Objetivos Específicos

Abaixo estão listados os objetivos específicos do projeto:

- Fazer uma análise detalhada do sistema e coletar dados como: altura estática de sucção e descarga, comprimento da tubulação, dados geográficos locais, dados do fluido;
- Calcular parâmetros fundamentais para a seleção adequada da bomba, através de estudos bibliográficos sobre o tema abordado;
- Analisar características de duas bombas pré-selecionadas com base nesse estudo inicial, fazer análises comparativas entre os dois modelos e escolher a bomba que melhor suprir às necessidades existentes.

3 CONCEITOS GERAIS, CLASSIFICAÇÃO E CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS

Neste capítulo abordaremos todo o conhecimento necessário sobre as bombas para a realização do projeto, será feita também a apresentação dos pontos mais importantes para a seleção de bombas, bem como a classificação, características e funcionamento das mesmas.

As bombas são definidas como máquinas hidráulicas que tem por objetivo fornecer energia ao fluido e assim transporta-lo de um ponto a outro de acordo com as condições de processo (DE MATTOS, 1998).

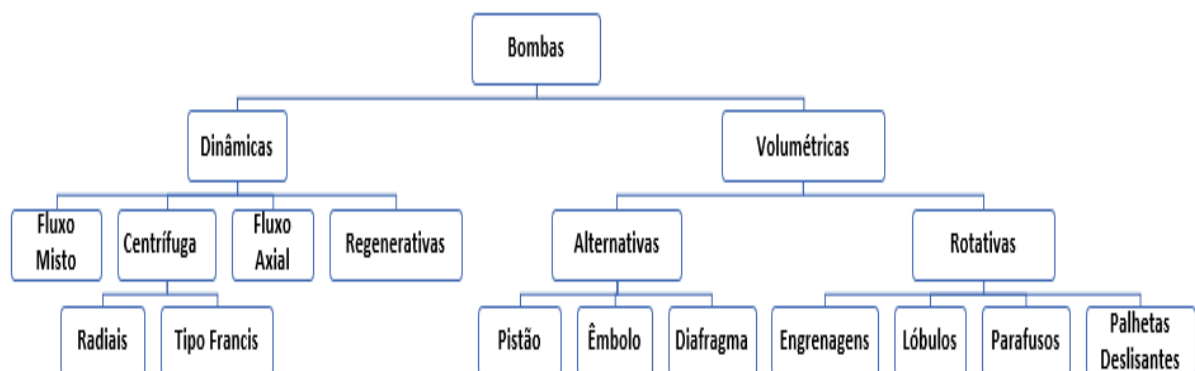
3.1 Classificação das Bombas

As bombas podem ser divididas em dois grandes grupos: Dinâmicas e Volumétricas.

As bombas dinâmicas podem ser divididas em quatro tipos: Bombas centrífugas, bombas de fluxo misto, bombas de fluxo axial e bombas periféricas ou regenerativas. As bombas centrífugas são as mais utilizadas e ainda podem ser divididas em dois tipos: radiais e tipo Francis.

As bombas volumétricas são divididas em dois tipos: Bombas alternativas e Bombas rotativas. As bombas alternativas podem ser do tipo pistão, êmbolo ou diafragma. Já as bombas rotativas podem ser do tipo engrenagens, lóbulos, parafusos ou de palhetas deslizantes, como pode ser visto na figura 3.1.

Figura 3.1 – Classificação das Bombas



Fonte: adaptado, DE MATTOS (1998)

3.2 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, pelo fato que esse será o tipo de bomba utilizado neste projeto.

3.2.1 Bombas Dinâmicas

Bombas dinâmicas são aquelas que a movimentação do fluido é dada por forças desenvolvidas em sua própria massa. São caracterizadas por possuírem um órgão rotatório (impelidor, rotor, impulsor, etc.) dotado de pás, que exerce sobre o líquido forças resultantes da aceleração que lhe é imposta. A forma que o impelidor cede energia ao fluido e a orientação do líquido ao sair do mesmo é o que distingue os diversos tipos de bombas dinâmicas.

3.2.1.1 Bombas Centrífugas

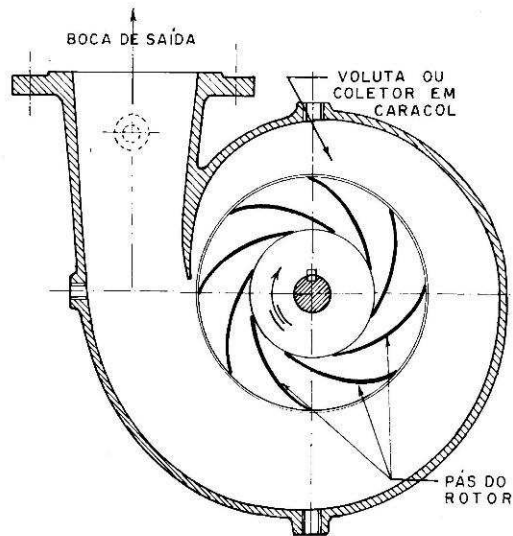
As bombas centrífugas têm primordialmente energia cinética sendo fornecida ao líquido, essa energia é posteriormente convertida em sua maior parte em energia de pressão. Essa conversão ocorre graças ao aumento progressivo da área da carcaça que provoca uma queda da velocidade (conservação da massa), e um consequente aumento de pressão (pelo princípio da conservação de energia).

Para o funcionamento desse tipo de bomba, é necessário que sua carcaça esteja completamente preenchida com líquido de trabalho. Esse funcionamento se baseia em criar uma zona de baixa pressão e outra de alta pressão. Logo que se inicia o movimento do rotor e do líquido contido nos canais formados pelas pás, a força centrífuga decorrente deste movimento cria uma zona de maior pressão na periferia do rotor e, conseqüentemente, uma de baixa pressão na sua entrada, produzindo o deslocamento do líquido em direção à saída dos canais do rotor e à boca de recalque da bomba. Esse ciclo se repete indefinidas vezes e é considerado um fluxo contínuo (MACINTYRE, 2014).

A zona de alta pressão faz com que seja possível o transporte do fluido de trabalho e as condições finais do processo. Ela acontece com a ida do líquido para a periferia, com isso a área do escoamento aumenta o que causa queda da velocidade do fluido e aumento de pressão.

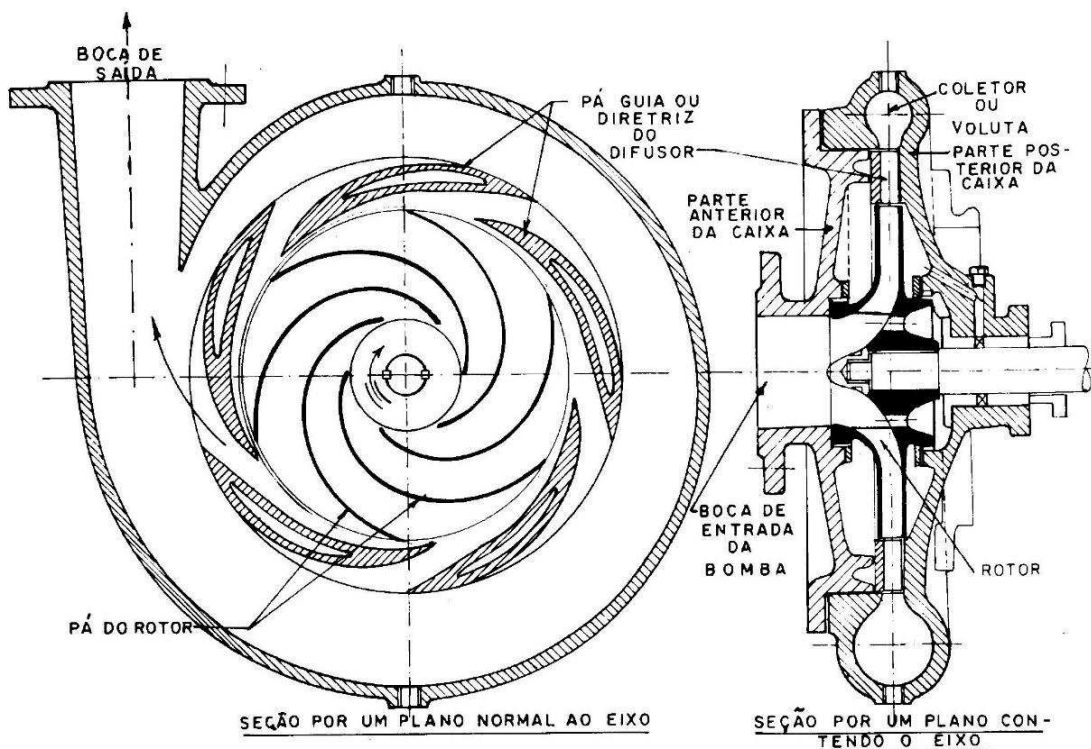
Existem dois tipos de carcaça, a carcaça em voluta com região difusora (Figura 3.2) e a carcaça de pás guias (Figura 3.3)

Figura 3.2- Carcaça em voluta.



Fonte: MACINTYRE (2014)

Figura 3.3- Carcaça com pás guias.



Fonte: MACINTYRE (2014)

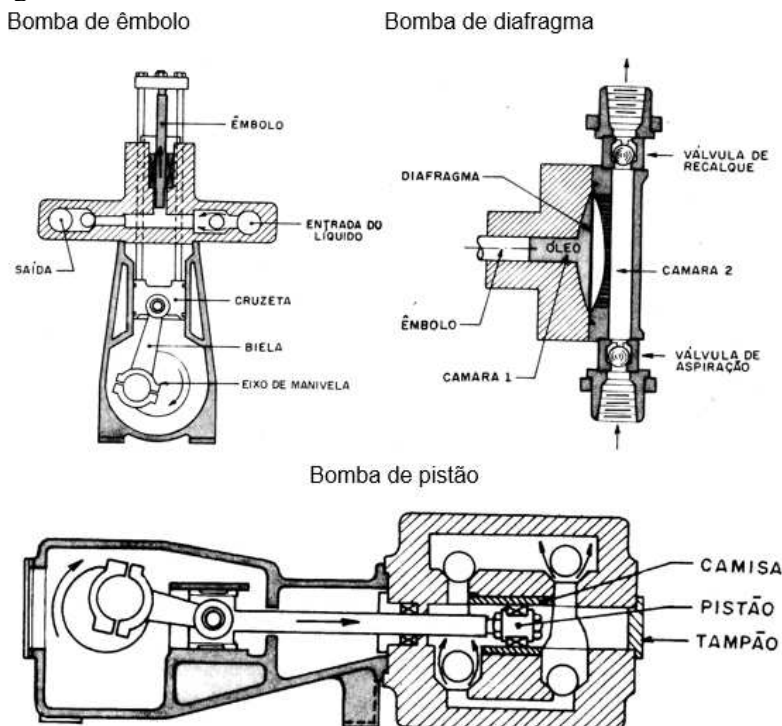
Devido a diferenças nas pás do impelidor, as bombas centrífugas são divididas em dois subgrupos: bomba centrífuga radial (direção de saída do fluido totalmente radial) e bomba centrífuga tipo Francis (direção de saída do escoamento é mista, radial e axial, devido à curvatura em dois planos das pás do impelidor).

3.2.2- Bombas Volumétricas

São bombas em que a energia é fornecida ao líquido sob a forma de pressão, não havendo necessidade de transformação. O líquido se movimenta a partir de um elemento mecânico que se desloca, forçando o líquido a executar um movimento.

As bombas alternativas são empregadas onde são necessárias cargas elevadas e vazões baixas. Podem ser: alternativas de pistão, em que o órgão mecânico que movimenta o líquido se deslocando é um pistão alocado dentro de um cilindro. Alternativas de êmbolo, que funciona semelhante à de pistão só que o aspecto construtivo do órgão mecânico é diferente e alternativa de diafragma, em que o órgão que fornece energia ao líquido é uma membrana acionada por uma haste com movimento alternativo. Essas bombas são ilustradas na Figura 3.4.

Figura 3.4- Bombas alternativas

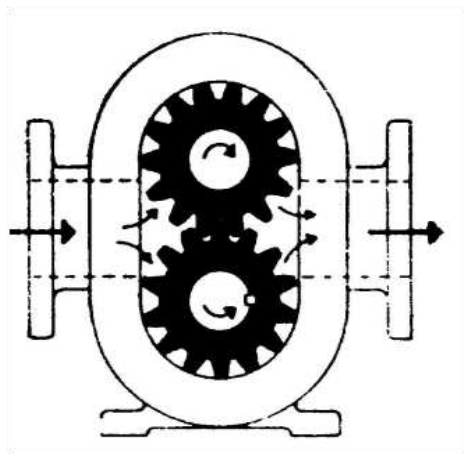


Fonte: adaptado, MACINTYRE (2014)

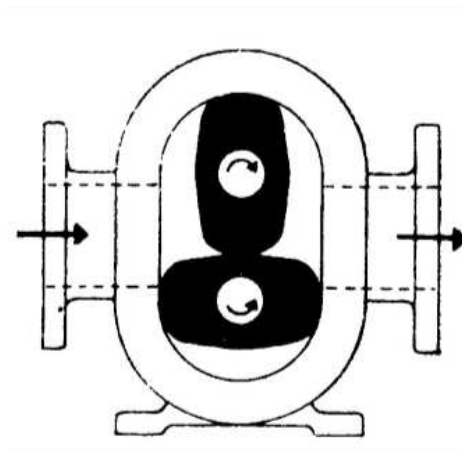
Bombas Rotativas são volumétricas comandadas por um movimento de rotação. Podem ser de quatro tipos: Rotativas de Engrenagem, que consiste de duas rodas dentadas que aprisiona o fluido nos vazios entre o dente e a carcaça e o empurra pelos dentes, forçando-o a sair pela tubulação. Rotativa de lóbulos, cujo princípio de funcionamento é semelhante ao de engrenagem só que com lóbulos. Rotativa de parafusos, que consiste de dois parafusos sincronizados que empurra o fluido, devido ao movimento de rotação e aos filetes do parafuso, para a parte central onde é descarregado. Palhetas deslizantes, que é composta de um rotor, que possui ranhuras onde se alojam as palhetas, sendo o mesmo excêntrico ao eixo da carcaça e, devido a sua rotação, o fluido aprisionado que fica aprisionado nas câmaras formadas entre as palhetas e a carcaça. Essas câmaras apresentam uma redução de volume no sentido do escoamento, gerando um aumento de pressão no fluido. Essas bombas são ilustradas na figura 3.5.

Figura 3.5- Bombas Rotativas.

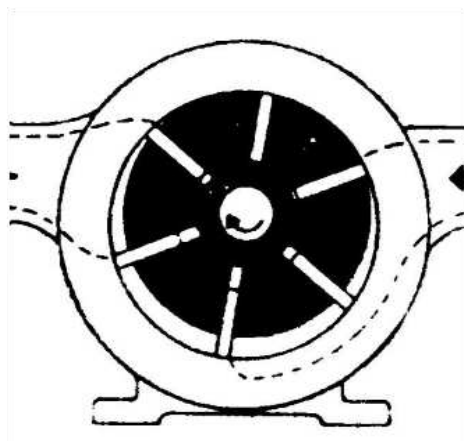
Bomba de engrenagens



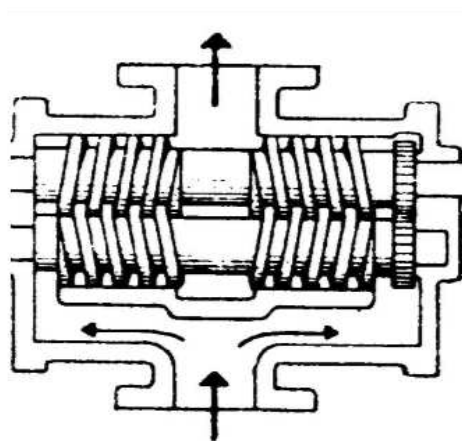
Bomba de lóbulos



Bomba de palhetas



Bomba de parafusos



Fonte: adaptado, MACINTYRE (2014)

4 CONCEITOS TEÓRICOS DE MECÂNICA DOS FLUÍDOS

Neste capítulo serão mostrados alguns conceitos hidráulicos que serão importantes para os cálculos existentes nesse projeto, assim como suas curvas características e do sistema.

4.1 Propriedades Físicas dos Fluidos

Nesta seção será apresentado alguns conceitos sobre as propriedades físicas dos fluidos, juntamente com suas simbologias e unidades empregadas no desenvolvimento do projeto.

4.1.1 Massa Específica (ρ)

Massa específica de uma substância é a propriedade que quantifica a massa presente em uma unidade de volume. A unidade de massa específica utilizada nesse trabalho é Kg/m^3 e seu símbolo é ρ .

4.1.2 Peso Específico (γ)

É a força, por unidade de volume, exercida em um corpo de massa específica ρ submetido a uma aceleração gravitacional g . Utiliza-se como símbolo a letra grega “ γ ” e N/m^3 como unidade. Sua fórmula, portanto, é:

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (4.1)$$

4.1.3 Volume Específico (ϑ_e)

Representa a relação entre o volume ocupado por uma determinada substância e sua massa. No SI a unidade é m^3/Kg . O volume específico também pode ser definido como o inverso da massa específica.

$$\vartheta_e = \frac{1}{\rho} \quad (4.2)$$

4.1.4 Viscosidade Absoluta (μ)

A viscosidade absoluta também pode ser chamada de viscosidade dinâmica, que é o grau de resistência de um fluido ao cisalhamento. Seu símbolo é μ e sua unidade neste trabalho será $Kg/m \cdot s$.

4.1.5 Pressão de vapor (P_v)

A pressão de vapor de um fluido é a pressão crítica na qual as fases líquido e vapor coexistem. Abaixo da pressão de vapor o fluido encontra-se em estado de vapor, e acima encontra-se na fase líquida. Assim como a pressão, a pressão de vapor será expressa na unidade Pascal (Pa) neste trabalho.

4.1.6 Densidade Relativa (d)

A densidade é a razão entre a massa específica de uma determinada substância de interesse e massa específica de uma substância de referência em condições padrão. No estado sólido ou líquido a substância de referência é a água e no estado gasoso o ar.

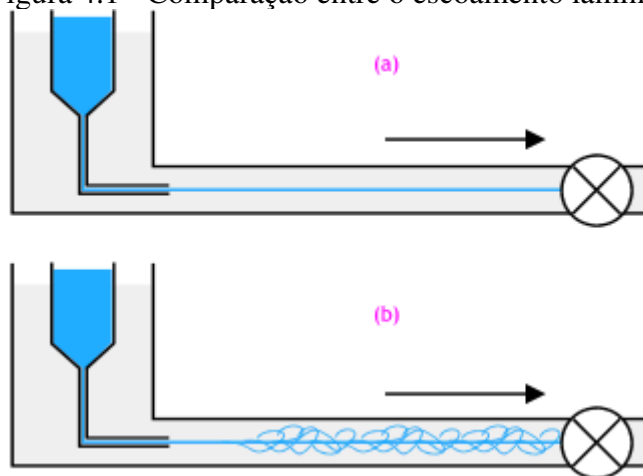
4.2 Escoamento de Fluidos em Tubulações

A determinação do tipo de escoamento é o ponto de partida para a análise de problemas de escoamento de fluidos, incluindo a aplicação em tubulações. Para a realização dos cálculos, o escoamento estudado nesse trabalho é considerado permanente, uniforme e incompressível

4.2.1 Escoamento Laminar e Turbulento

O regime de escoamento é analisado através do número de Reynolds. Na figura 4.1, pode-se observar a diferença de comportamento entre o escoamento laminar e o turbulento.

Figura 4.1 - Comparação entre o escoamento laminar (a) e o turbulento (b).



Fonte: MSPC (2017)

O escoamento laminar é caracterizado pelo movimento suave em lâminas ou camadas. Neste tipo de escoamento não há mistura macroscópica de camadas adjacentes ao fluido, a velocidade num ponto permanece constante com o tempo. Por ser bastante uniforme, a ausência de perturbações é importante para o escoamento laminar existir (FOX, 2014).

A estrutura do escoamento no regime turbulento é caracterizada por movimentos tridimensionais aleatórios de partículas fluidas (FOX, 2014). As partículas de fluido se movimentam em todas as direções, com velocidades que variam em módulo de acordo com a

posição e com o tempo (DE MATTOS,1998). Como este regime de escoamento é definido pela falta de organização, ele ocorre quando as perturbações sobre o fluido são maiores.

4.2.2 Número de Reynolds (Re)

O número de Reynolds é um número adimensional, usado em mecânica dos fluidos, que caracteriza o comportamento global de um fluido. A partir dele, podemos determinar a natureza do escoamento (laminar ou turbulento) dentro de um tubo ou sobre uma superfície (FOX, 2014).

A grandeza que nos permite identificar um escoamento como laminar ou turbulento é o número adimensional de Reynolds. Que pode ser calculado pela expressão:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (4.3)$$

Sendo,

ρ : Massa específica do fluido

V : Velocidade de escoamento do fluido

D : Diâmetro interno do tubo

μ : Viscosidade absoluta

E para determinarmos o tipo de escoamento, os seguintes critérios são seguidos:

$Re < 2000$ – Escoamento Laminar

$Re > 4000$ – Escoamento Turbulento

4.2.3 Vazão Volumétrica (Q)

A vazão volumétrica (Q) é uma grandeza que diz o quanto de volume de um fluido passa por uma tubulação em uma unidade de tempo. Existem duas formas de se calcular a vazão. Uma é dividindo o quanto de volume do fluido passou pela tubulação em um determinado intervalo de tempo. A outra é multiplicando velocidade com que um fluido escoar pela área da seção reta

do tubo. Dessa forma, sua unidade é fruto da divisão de unidade de volume por unidade de tempo, a usada nesse estudo foi m^3/h .

A segunda maneira de calcular a vazão é mais utilizada, pois permite, em situações onde se conhece a vazão e a área da seção do tubo, descobrir o valor da velocidade do escoamento. Sua expressão, para um tubo de seção circular, é exibida abaixo.

$$Q = \frac{V \cdot \pi \cdot D^2}{4} \quad (4.4)$$

Onde:

Q : é a vazão, em m^3/s ;

V : é a velocidade do escoamento, em m/s ;

D : é o diâmetro interno da tubulação, em m .

4.2.4 Equação de Bernoulli

O teorema de Bernoulli pode ser deduzido a partir da conservação de energia, considerando-se que em um fluido ideal, a energia se conserva ao longo de seu percurso.

Considera que não há alteração no estado no do fluido e que a energia total se apresenta na forma de energia de pressão, energia cinética e a energia potencial gravitacional.

A fim de representar fluidos reais, o teorema deve ser acrescido de mais um termo que consiste das perdas de energia, viscosas e de turbulência, chamadas perdas de carga

O teorema de Bernoulli pode ser aplicado entre dois pontos quaisquer de uma linha de corrente. O resultado é:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + Z_2 + h_f \quad (4.5)$$

Onde:

$\frac{P_1}{\gamma}$ Refere-se a energia específica de pressão no ponto 1;

$\frac{V_1^2}{2 \cdot g}$ Refere-se à energia cinética específica no ponto 1;

Z_1 Refere-se à energia potencial gravitacional específica no ponto 1;

h_f Refere-se às perdas de energia entre os dois pontos.

4.2.5 Perda de Carga

Visto que num sistema real, existem perdas por atrito na superfície da tubulação assim como entre as partículas do fluido, devido à viscosidade do fluido. Assim, como as linhas de corrente não são constantes devido aos acidentes e regime turbulento.

Assim, precisam-se considerar as perdas de carga representada por h_f .

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + Z_2 + h_f \quad (4.6)$$

As perdas de carga podem ser separadas por perdas em trecho reto chamadas de perda de carga normal (h_{fn}) e perdas em acidentes chamadas de perda de carga localizada (h_{fl}).

$$h_f = h_{fn} + h_{fl} \quad (4.7)$$

4.2.5.1 Perda de Carga Normal

Perdas devido à rugosidade da tubulação que varia de acordo com o material, processo de fabricação da tubulação e conservação desta.

Para o cálculo dessa perda de carga, utiliza-se a equação de Darcy-Weisbach:

$$h_{fn} = f \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (4.8)$$

Onde:

f : Fator de atrito

L : Comprimento reto da tubulação

D : Diâmetro da tubulação

Para determinar o valor do fator de atrito f , precisa-se analisar primeiramente o tipo de escoamento pelo número de Reynolds.

Para o escoamento laminar, o fator f será descrito pela formula abaixo:

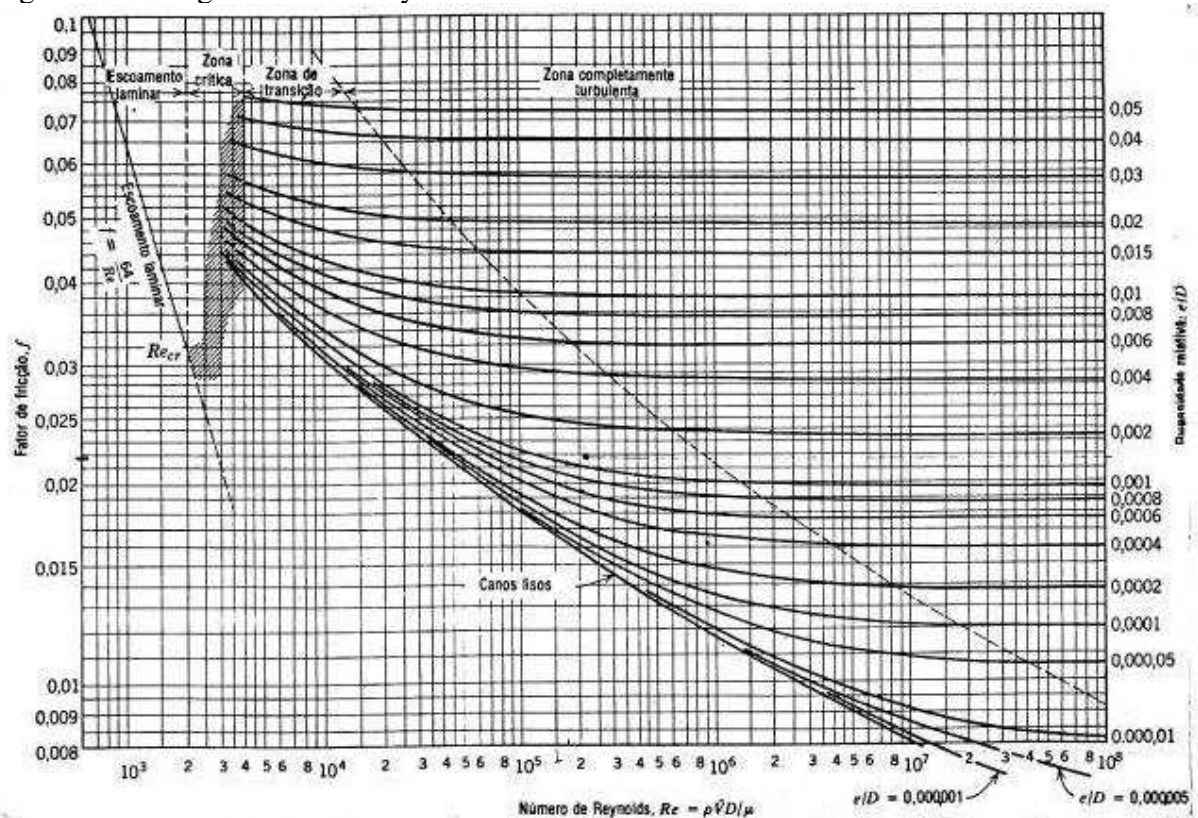
$$f = \frac{64}{Re} \quad (4.9)$$

Para o escoamento turbulento, usa-se a equação de Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{e}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (4.10)$$

Visto que esta fórmula é complicada de se utilizar na prática, por se tratar de uma equação implícita, Moody a fim de facilitar a determinação do fator de atrito de uma tubulação para diversos padrões de escoamento, elaborou um diagrama com dados experimentais para diversas condições da equação de Colebrook-White, conhecido como diagrama de Moody, como mostra a figura 4.2.

Figura 4.2 - Diagrama de Moody.



Fonte: DE MATTOS (1998)

4.2.5.2 Perda de Carga Localizada

A perda de carga localizada é a perda de carga devido aos acidentes como válvulas e curvas. Definida como h_{fl} , a formula abaixo mostra como calcular essa perda.

$$h_{fl} = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (4.11)$$

Onde:

K : Coeficiente de perda

O coeficiente de perda é obtido experimentalmente para os diversos tipos de acidentes e geometrias. Existem muitas literaturas e tabelas que listam valores de K para os acidentes mais comuns.

Outra maneira de se obter as perdas localizadas é pelo método do comprimento equivalente, que nada mais é do que um comprimento reto de tubulação que causa a mesma perda de carga que a perda localizada de um determinado acidente.

$$h_{fl} = f \frac{L_e}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (4.12)$$

Onde L_e é o comprimento equivalente de cada acessório. Os valores de L_e dependem do diâmetro da tubulação e são tabelados.

4.2.6 Determinação do Diâmetro em Tubulações

A determinação do diâmetro de uma tubulação é dependente primordialmente do critério de análise escolhido. Desta forma, em uma tubulação de descarga o critério mais utilizado é o econômico, por outro lado para tubulações de sucção o critério utilizado é proporcionar uma boa condição de sucção, afim de evitar a cavitação. De acordo com a equação da continuidade podemos estimar o diâmetro da tubulação, assim temos:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} \quad (4.13)$$

Então, se para uma determinada vazão fixarmos o valor da velocidade ideal, a equação acima dará uma estimativa do diâmetro da tubulação a ser utilizado.

4.3 Características do Sistema Hidráulico

Para podermos selecionar um modelo de bomba é preciso obter as informações sobre o sistema hidráulico no qual o equipamento será instalado.

4.3.1 Altura Manométrica de Descarga (H_d)

A altura manométrica de descarga é a energia por unidade de peso que é necessária no flange de descarga para o líquido alcançar o final da linha de descarga, de acordo com as condições do processo.

Podemos determinar H_d aplicando o teorema de Bernoulli entre o flange de descarga e o final da linha de descarga, assim a expressão para a altura manométrica de descarga fica:

$$H_d = Z_d + \frac{P_d}{\gamma} + h_{fd} \quad (4.14)$$

Onde:

Z_d : Altura estática de descarga

γ : Peso específico

P_d : Pressão manométrica no reservatório de descarga

h_{fd} : Perda de carga normal e localizada na linha de descarga

4.3.2 Altura Manométrica de Sucção (H_s)

É a grandeza que mede a quantidade total de energia presente no fluido ao passar pelo flange de sucção da bomba. Sua fórmula deriva da expressão de Bernoulli para líquidos reais e pode ser representada da seguinte maneira:

$$H_s = Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{fs} \quad (4.15)$$

Onde h_{fs} , é a perda de carga total entre o reservatório de sucção até a bomba.

4.3.3 Altura Manométrica do Sistema (H)

A altura manométrica do sistema representa o quanto de energia por unidade de peso é demandado do sistema, sendo a diferença entre a altura manométrica de descarga (H_d) e sucção (H_s)

$$H = H_d - H_s = \left[\left(\frac{P_d - P_s}{\gamma} \right) + (Z_d - Z_s) \right] + [(h_{fd} + h_{fs})] \quad (4.16)$$

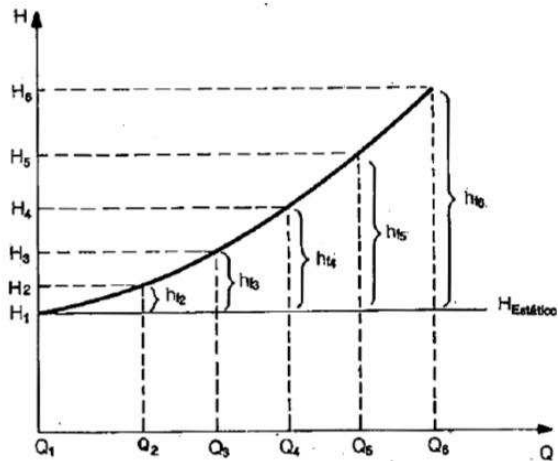
A primeira parcela da equação é conhecida como H estático (não varia com a vazão) e o segundo termo como H de fricção (varia com a vazão).

4.3.4 Curvas do Sistema

A curva característica do sistema, ou curva do sistema, é uma representação gráfica da altura manométrica total do sistema em função da vazão volumétrica de escoamento do fluido. É um instrumento extremamente utilizado na seleção de bombas, uma vez que determina a energia que o sistema solicita para cada valor de vazão.

Pela expressão do *Head* do sistema, percebe-se que somente as perdas de carga são alteradas com a variação da vazão, uma vez que nem as elevações nem as pressões dos reservatórios são função da vazão. Dessa forma, a curva apresenta um formato parabólico, uma vez que a perda de carga, de acordo com a expressão de Darcy-Weisbach, é função do quadrado da vazão. Um exemplo de curva característica é mostrado na Figura 4.3.

Figura 4.3 - Curva do sistema.

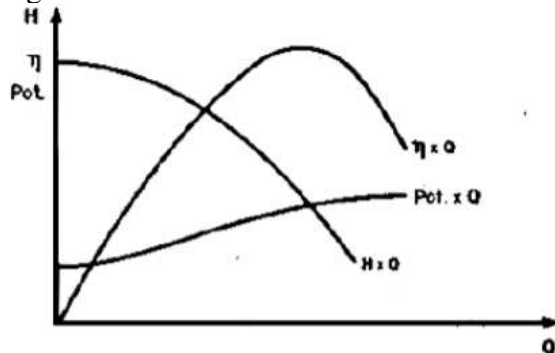


Fonte: DE MATTOS (1998)

4.4 Curvas características das bombas

Neste tópico serão apresentadas as curvas características das bombas, que, para cada produto, são disponibilizadas pelos fabricantes. Na Figura 4.4 são apresentadas, em um mesmo gráfico, as três curvas características de bombas: *Head*, Rendimento e Potência absorvida em função da vazão.

Figuras 4.4- Curvas características das bombas.



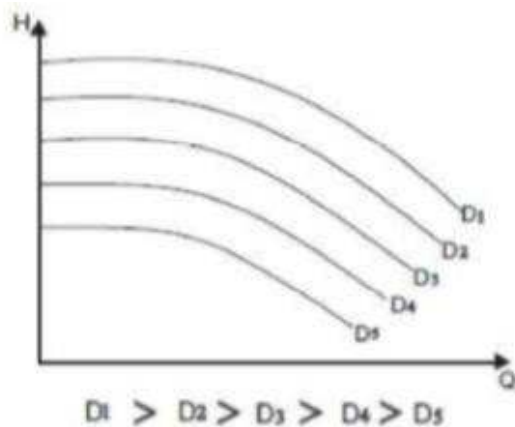
Fonte: DE MATTOS (1998)

4.4.1 Curva Carga (H) x Vazão (Q)

O *Head* da bomba é a energia por peso que a bomba é capaz de fornecer ao fluido para certa vazão. Essa grandeza varia com a velocidade de rotação do eixo e o diâmetro do impelidor. No caso de líquidos reais, essa carga sofre perdas devido ao atrito e a turbulência, que aumentam proporcionalmente a velocidade do escoamento. É comum, portanto, a representação da curva de carga da bomba em função da vazão para um determinado diâmetro de impelidor e rotação do eixo.

A figura 4.5 contém uma curva genérica Carga x Vazão para diferentes valores de diâmetro do impelidor (D_n).

Figura 4.5 - Curva Carga (H) x Vazão (Q).



Fonte: DE MATTOS (1998)

4.4.2 Curva Potência Absorvida (Pot_{abs}) x Vazão (Q)

A potência absorvida é a quantidade de energia que a bomba demanda do acionador para aplicar determinado *Head* ao fluido, ela um importante critério de escolha entre modelos de bombas. Dado que essa potência é proporcional à vazão, é comum representá-la num gráfico em função da vazão do escoamento.

A mensuração correta da potência demandada pela bomba é fundamental para a seleção de um acionador apropriado. Essa grandeza é calculada, pela seguinte fórmula:

$$Pot_{abs} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta} \quad (4.17)$$

Onde:

$$Pot_{abs} \rightarrow Cv$$

$$Q \rightarrow m^3/s$$

$$H \rightarrow m$$

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

É importante ressaltar que a potência absorvida é diferente da potência cedida ao fluido (potência útil) devido ao rendimento da bomba (η).

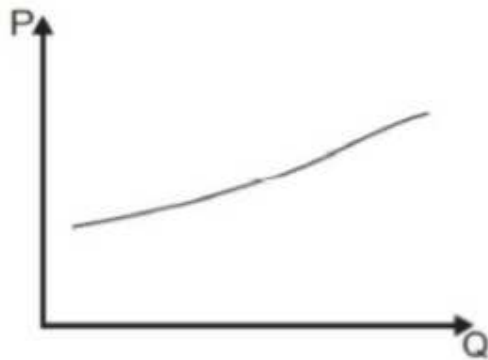
Para encontrar a potência útil cedida ao fluido, deveremos usar a equação demonstrada abaixo.

$$Pot_c = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta} \quad (4.18)$$

As unidades são iguais as da equação (4.17).

A Figura 4.6 contém uma curva genérica Potência absorvida x vazão.

Figura 4.6 - Curva Potência Absorvida (Pot_{abs}) x Vazão (Q).



Fonte: DE MATTOS (1998)

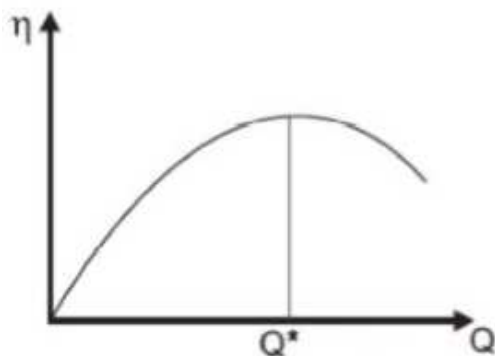
4.4.3 Curva de Rendimento Total (η) x Vazão (Q)

O rendimento pode ser definido como a razão entre a potência útil cedida ao fluido (Pot_c) e a potência absorvida pela bomba (Pot_{abs}).

$$\eta = \frac{Pot_c}{Pot_{abs}} \quad (4.19)$$

A turbulência do escoamento, o atrito existente entre as partes mecânicas móveis e fixas da bomba e a viscosidade do fluido são os principais responsáveis para o rendimento das bombas reais ser inferior a 100%. A Figura 4.7 contém uma curva genérica Rendimento Total (η) x Vazão (Q).

Figura 4.7 - Curva rendimento total (η) x Vazão (Q).



Fonte: DE MATTOS (1998)

Na curva de rendimento, o ponto de máxima eficiência (Q^*) é conhecido como BEP (*Best Efficiency Point*).

4.5 Cavitação

A cavitação é um fenômeno físico que ocorre quando a pressão absoluta de qualquer ponto de um sistema bombeado atingir o valor inferior ao da pressão de vapor do fluido na temperatura de escoamento. Esse acontecimento requer uma atenção maior quando for observado na entrada do olho do impelidor da bomba, esta atenção se faz necessária devido às consequências causadas como vibração, ruído e retirada de material da superfície das pás do impelidor (DE MATTOS, 1998).

Existem duas maneiras de se explicar este fenômeno. A conceituação clássica utilizada leva em consideração apenas a pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento. Uma conceituação moderna leva em conta a resistência à tensão que o líquido suporta. Líquidos puros e homogêneos podem resistir a valores de pressão negativa ou tensão (DE

MATTOS,1998). Em operações de bombeamento industriais dificilmente serão utilizados líquidos que não sejam uma mistura de duas ou mais substâncias e com o agravante de ocorrência de sólidos em suspensão ou até mesmo microbolhas de gases dissolvidos. Estas impurezas funcionam como núcleos, ao se atingir valores críticos de pressão. Esses valores críticos se mostraram muito próximos aos valores de pressão de vapor do líquido bombeado (DE MATTOS,1998).

Afim de evitar a cavitação, os fornecedores calculam o NPSH requerido pela bomba em função da velocidade do fluido. O projetista do sistema então necessita garantir que o sistema possuirá o NPSH disponível superior com margem de segurança. O cálculo desse NPSH disponível será mostrado na equação (4.20) deste projeto.

4.5.1 NPSH Disponível

Para que um fluido não se vaporize ao chegar a bomba é preciso que ele tenha uma pressão maior do que sua pressão de vapor. Portanto, o NPSH disponível representa a energia que um fluido possui, ao chegar ao flange de sucção da bomba, além da energia de pressão correspondente à pressão de vapor. Lembrando que a energia absoluta que um fluido possui ao chegar a sucção da bomba é a soma entre a altura manométrica de sucção e a energia de pressão correspondente a pressão atmosférica. A expressão para o cálculo do NPSH disponível é exibida abaixo.

$$NPSH_{disp} = Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{fs} + \frac{(P_{atm} - P_v)}{\gamma} \quad (4.20)$$

Sabendo que o $NPSH_{disp}$ é dado em metro de coluna de líquido.

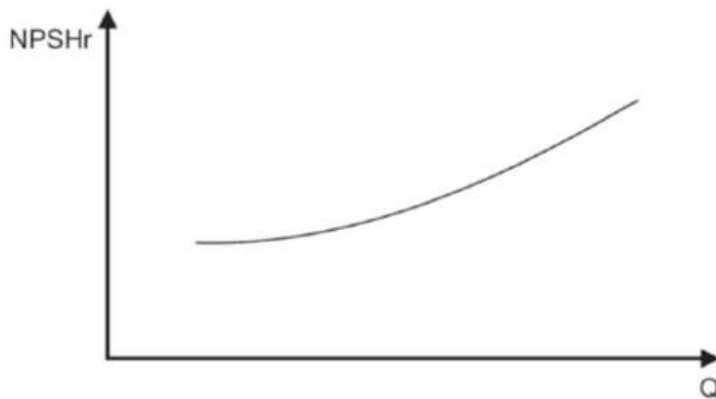
4.5.2 NPSH Requerido

O NPSH requerido é a grandeza que mede o quanto de energia um escoamento precisa ter, além da energia de pressão de vapor, para que não ocorra a vaporização do fluido ao entrar

na bomba. Esse valor aumenta juntamente com a velocidade do escoamento, pois quanto maior a velocidade do escoamento maior são as perdas de carga no flange de sucção.

Na figura 4.8 é exibido um gráfico genérico de NPSH requerido versus vazão fornecido por fabricantes.

Figura 4.8 - Curva de NPSH disponível em função da vazão.



Fonte: DE MATTOS (1998)

4.5.3 Critério de Avaliação

Para que não haja 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.

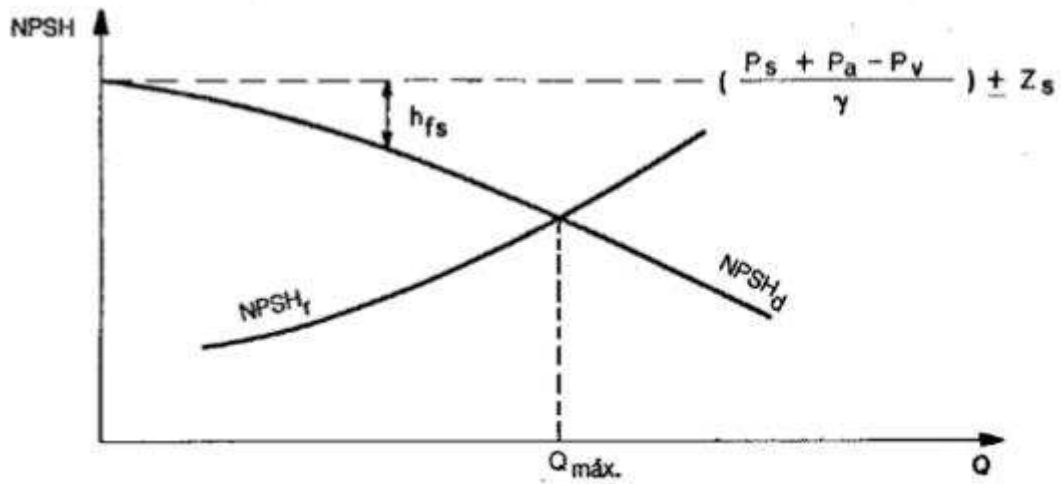
De um modo geral, a margem de segurança utilizada na prática é de 0,6 m de líquido. Com isso, a condição para que não haja cavitação está exposta abaixo.

$$NPSH_{disp} \geq NPSH_{req} + 0,6m \text{ de líquido} \quad (4.21)$$

A partir da interseção das curvas apresentadas para o NPSH disponível e NPSH requerido (Figura 4.9), 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 4.9 - Vazão máxima para efeito da cavitação.



Fonte: DE MATTOS (1998)

5 MATERIAIS E MÉTODOS

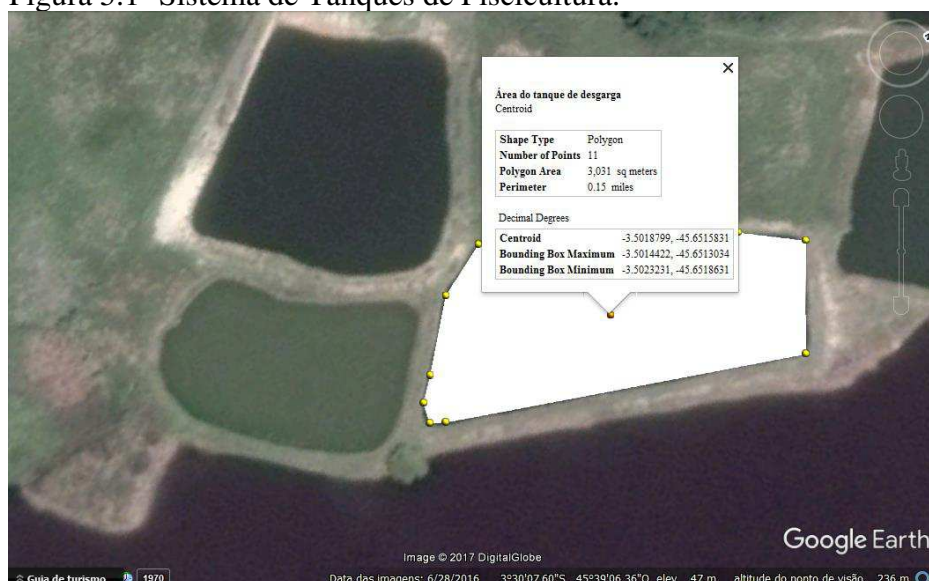
Neste capítulo serão apresentados os métodos, materiais e ferramentas utilizados para a elaboração deste projeto.

5.1 Análise e coleta de dados do sistema

Foi feita uma visita na propriedade localizada no município de Bom Jardim-MA, com objetivo de analisar o sistema de tanques e coletar dados. Durante a análise obtivemos informações essenciais juntamente com o proprietário, tais como: Nível de redução crítica da água, informações sobre a sazonalidade climática local, necessidades do sistema e análise dos componentes (acessórios) do sistema.

Para obter a temperatura da água foi utilizado um termômetro de mercúrio analógico, a partir desta temperatura foram coletados dados específicos da água à 24°C, como pressão de vapor, viscosidade absoluta e massa específica, extraídos de tabelas que se encontram nos anexos A, B e C, respectivamente. No *software Google Earth* foram obtidas as coordenadas geográficas e a altitude local conforme ilustra a figura 5.1, estes dados foram inseridos no site *WolframAlpha* afim de obtermos a pressão atmosférica local.

Figura 5.1- Sistema de Tanques de Piscicultura.



Fonte: *Software Google Earth* (2017)

A profundidade do tanque de sucção foi medida, com o auxílio de um bastão que foi submerso no centro do mesmo até tocar o fundo, após isso com uma trena foi medida a profundidade do tanque de acordo com a marca do nível da água no bastão.

A altura estática de sucção foi obtida medindo altura da superfície do tanque de sucção até a bomba e somando com a profundidade do tanque. A altura estática de descarga foi obtida medindo a altura da superfície do tanque de descarga até a bomba, ambas foram medidas com o auxílio de uma trena.

Para medir a área da superfície do tanque de descarga foi utilizado o *software Google Earth* em conjunto com o site *earthpoint.us* conforme já ilustrado na figura 5.1.

O comprimento reto da tubulação de descarga e sucção foi medido utilizando uma trena.

5.2 Cálculos do sistema

Os cálculos do projeto serão baseados nas seguintes bibliografias: Bombas Industriais (DE MATTOS, 1998), Bombas e Instalações de Bombeamento (MACINTYRE, 2014), Introdução à Mecânica dos Fluidos (FOX, 2014). Utilizando como ferramenta auxiliar para realização de cálculos, tabelas e gráficos o *software Microsoft Excel 2016*.

5.3 Seleção da Bomba

Para a pré-seleção das bombas serão escolhidos dois fornecedores internacionalmente conhecidos e de alta confiabilidade no mercado de bombas. Com base nos parâmetros que serão calculados no capítulo 6, selecionaremos uma bomba de cada um dos fornecedores.

Em seguida, serão comparadas as curvas características das bombas obtidas no site dos fabricantes, serão comparados os pontos de operação das bombas, serão feitas análise da vazão, potência e cavitação através de tabelas comparativas e por fim será selecionada a bomba.

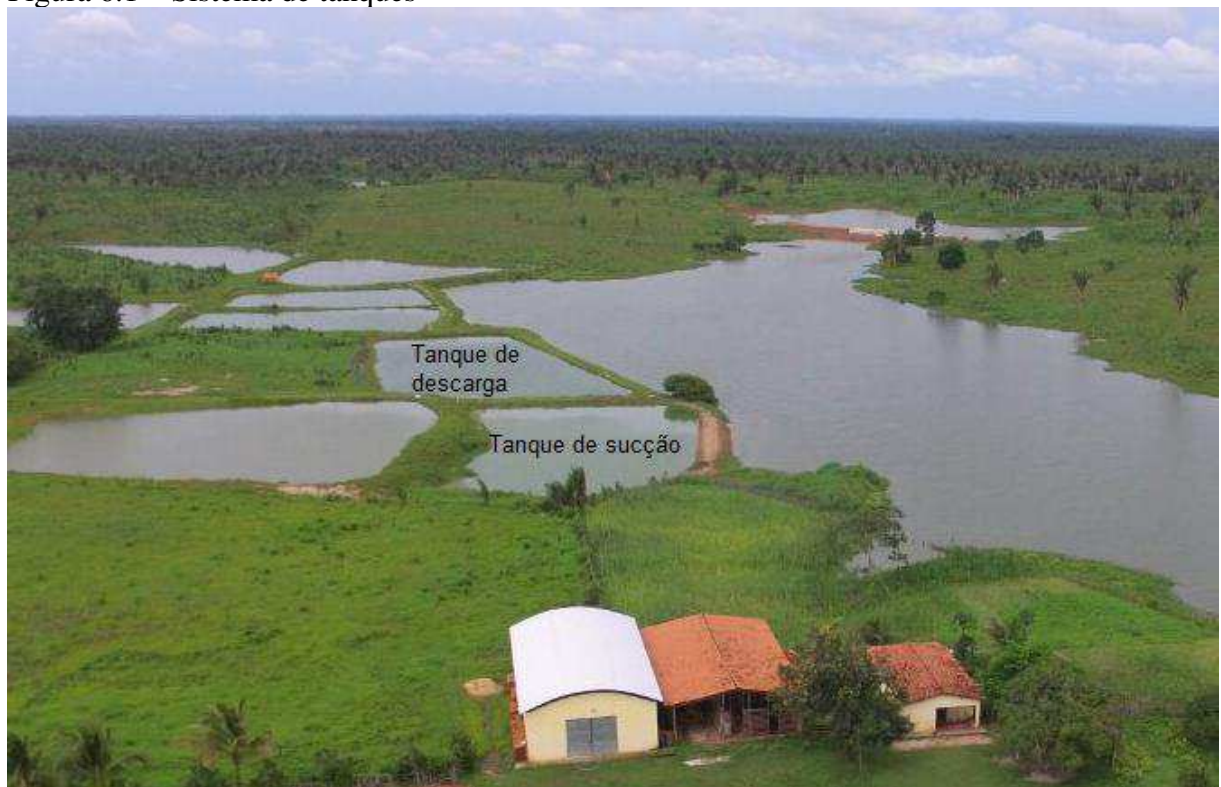
6 ANÁLISE DO SISTEMA

Esse capítulo irá exibir os dados do projeto, que servem como ponto de partida para a seleção da bomba, e apresentar os cálculos feitos a partir dos conceitos teóricos.

6.1 Apresentação do Sistema

O sistema a ser tratado neste trabalho é composto de dois tanques, um de descarga e um de sucção, além da bomba a ser projetada. Tais tanques necessitam transferir água entre si no menor período de tempo possível, afim de evitar que os peixes sofram danos e acabem morrendo. A Figura 6.1 mostra o sistema de tanques a serem estudados.

Figura 6.1 – Sistema de tanques

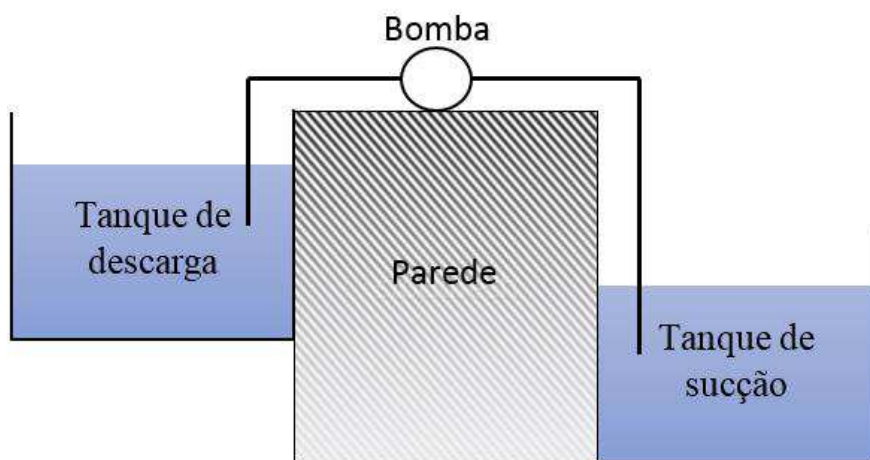


Fonte: O autor (2017)

6.2 Dados de Entrada do Sistema

Nesta seção são apresentadas as condições operacionais do sistema, incluindo as características do fluido bombeado, das linhas de tubulação e dos demais equipamentos existentes, a Figura 6.2 mostra um esboço do sistema. Os dados coletados nesta pesquisa são exibidos nos quadros 6.1 a 6.5.

Figura 6.2 – Esboço do sistema



Fonte: O autor (2017)

Quadro 6.1 – Propriedades do Fluido

Fluido		Água	
Temperatura	T	24	$^{\circ}C$
Massa específica	ρ	997,38	Kg/m^3
Viscosidade absoluta	μ	0,000911	$Kg/(m \cdot s)$
Pressão de vapor	P_v	3,16	KPa

Fonte: O autor (2017)

Quadro 6.2 – Dados Locais

Aceleração da gravidade	g	9,81	m/s^2
Pressão atmosférica	P_{atm}	101404	Pa
Altitude	A	47	m

Fonte: O autor (2017)

Quadro 6.3 – Dados operacionais

Altura estática de sucção	z_s	2,63	m
Altura estática de descarga	z_d	1,12	m
Pressão manométrica no tanque de sucção	P_s	0	Pa
Pressão manométrica no tanque de descarga	P_d	0	Pa

Fonte: O autor (2017)

Quadro 6.4 – Comprimento reto da tubulação

Tubulação	Comprimento Reto de Tubulação	Und.
Sucção	5,63	m
Descarga	3,61	m

Fonte: O autor (2017)

Quadro 6.5 – Acessórios na tubulação

	Acidente / Equipamentos	Quantidade
Sucção	Joelho 90°	2
	Válvula de Retenção	1
	Entrada $k = 0,5$	1
Descarga	Joelho 90°	1
	Válvula de Retenção	1
	Válvula de Esfera	1

Fonte: O autor (2017)

6.3 Cálculos do Sistema

A tarefa de selecionar uma bomba centrífuga para o sistema consiste em calcular os seguintes parâmetros: Vazão e *Head*. Com esses valores em mãos é possível encontrar uma bomba adequada no catálogo de um fabricante. Há também, além desses dois principais parâmetros, a necessidade de verificarmos o NPSH da bomba afim de evitar a cavitação.

6.3.1 Cálculo da Vazão

Para determinarmos a vazão de trabalho da bomba, devemos considerar dois fatores críticos: volume dos tanques, nível mínimo dos tanques e em quanto tempo queremos que os tanques voltem ao seu nível normal. Através do *software Google Earth* e do site *earthpoint.us* conseguimos estimar a área de superfície do tanque de descarga, que foi de 3.031 m². Em uma situação crítica o nível deste tanque diminui em 0,5 m. O tempo médio que o nível de água deve ser reestabelecido para que não ocorra dano aos peixes é de 5 dias, com esses dados já é possível calcular a vazão necessária da bomba.

Dessa forma, temos a seguinte vazão de trabalho para a bomba:

$$Q = \frac{0,5 \text{ m} \times 3.031 \text{ m}^2}{120 \text{ horas}} = 12,63 \text{ m}^3/\text{h}$$

6.3.2 Cálculo do *Head* do Sistema

O cálculo do *Head* do sistema é um cálculo mais complexo por englobar todas as perdas de carga em cada componente do sistema.

Considerando-se que os dois tanques estão abertos, manipulando a equação (4.16), a equação da altura manométrica assume a seguinte forma: Na equação abaixo, apenas o termo da perda de carga (h_f) varia com a vazão.

$$H = Z_d - Z_s + h_f \quad (6.1)$$

6.3.2.1 Cálculo das alturas estáticas (Z_d e Z_s)

A altura estática de descarga é encontrada medindo a altura da bomba em relação a superfície do tanque de descarga. Já a altura estática de sucção, pode ser encontrada através da

diferença entre a posição da bomba e fundo do tanque de sucção. Estes dados podem ser encontrados no quadro 6.3. Aplicando esses dados na equação (6.1), temos:

$$H = Z_d - Z_s + h_f = (-1,12m) - (-2,63m) = 1,51m + h_f$$

6.3.2.2 Cálculo da Perda de Carga (h_f)

A perda de carga do sistema será calculada a partir das equações, (4.8) para perda de carga normal e (4.12) para perda de carga localizada, demonstradas no capítulo 4.

As perdas de carga normal e localizada utilizarão os seguintes parâmetros para o cálculo, são eles: O Número de Reynolds, fator de atrito, velocidade do escoamento, rugosidade da tubulação, comprimento da tubulação, comprimento equivalente dos acessórios, além das propriedades da água, como massa específica e viscosidade absoluta.

A seguir, os principais parâmetros serão detalhados:

a) Determinação do Diâmetro da Tubulação

Sabendo que a massa específica do fluido do sistema é de $997,38 \text{ Kg/m}^3$ e de posse do quadro 6.6, que apresenta recomendações de velocidade econômica, será determinado o diâmetro da tubulação do sistema.

Quadro 6.6 - Recomendação de velocidades de escoamento

$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	0,12	1,2	12	800	1200
$v \text{ (m/s)}$	12,5 - 15,5	5,5 - 7,7	3,2 - 4,0	1,6 - 2,0	0,79 - 1,0

Fonte: Ortega, Unicamp (2017)

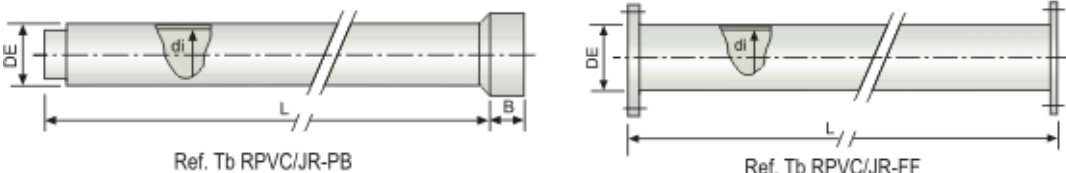
Sendo assim, através de interpolação a velocidade econômica para água com uma massa específica de $997,38 \text{ Kg/m}^3$ é de $1,5 \text{ m/s}$.

Utilizando a equação (4.13), podemos estimar o diâmetro da tubulação:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot (0,0035 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi \cdot (1,5 \text{ m/s})}} = 0,05450 \text{ m} = 54,5 \text{ mm}$$

No Quadro 6.7 constam os diâmetros padronizados na indústria. O uso desta tabela foi com o objetivo de facilitar a seleção, de forma que fosse mais economicamente viável a aquisição de equipamentos e acessórios.

Quadro 6.7 – Diâmetros comerciais de tubos de PVC



DN		DIMENSÕES				
Referência Interfibra		di	DE	L	B	Massa Aprox. CL 10
mm	in	mm	mm	mm	mm	kg
25	1	22,6	25,8	3.000	10	1,0
40	1.1/2	37,6	40,8	3.000	10	1,5
50	2	47,5	51,7	6.000	10	4,0
63	2.1/2	59,6	64,6	6.000	10	5,5
75	3	72,1	77,3	6.000	15	7,0
100	4	98,0	103,4	6.000	15	10,0
150	6	145,8	153,0	6.000	20	19,0
200	8	195,0	203,6	6.000	25	32,0
250	10	244,0	253,6	6.000	30	45,0
300	12	293,0	304,6	6.000	35	65,0
350	14	342,0	355,4	6.000	40	88,0
400	16	391,0	406,4	6.000	45	115,0
450	18	441,0	557,2	6.000	50	147,0
500	20	492,0	510,5	6.000	55	179,0
600	24	592,5	612,3	6.000	65	240,0
700	28	693,0	714,6	6.000	75	310,0

Fonte: Interfibra Industrial S/A (2017)

De acordo com o Quadro 6.7, o primeiro diâmetro padronizado imediatamente superior ao calculado é:

$$D_i = 59,6 \text{ mm}$$

Uma vez determinado o diâmetro da tubulação, é necessário recalculer a velocidade de escoamento.

Manipulando a equação (4.13), temos:

$$V = \frac{4Q}{\pi D_i^2} = \frac{4 \cdot 0,0035}{\pi \cdot (0,0596)^2} = 1,2575 \text{ m/s}$$

b) Número de Reynolds

Para determinarmos o tipo de escoamento (turbulento ou laminar), precisamos calcular o número de Reynolds.

De acordo com o Quadro 6.1, vemos que os valores da massa específica (ρ) e da viscosidade absoluta (μ) são, respectivamente, 997,38 kg/m³ e 0,000911 kg/(m.s).

A característica da tubulação é a rugosidade, que depende de seu material, neste projeto estaremos trabalhando com o PVC, cuja rugosidade é de 0,015 mm, como visto no Quadro 6.8.

Quadro 6.8 – Rugosidade absoluta dos materiais

Material	Rugosidade absoluta ϵ (mm)
Aço, revestimento asfalto quente.	0,3 a 0,9
Aço, revestimento esmalte centrifugado.	0,011 a 0,06
Aço enferrujado ligeiramente	0,15 a 0,3
Aço enferrujado	0,4 a 0,6
Aço muito enferrujado	0,9 a 2,4
Ferro galvanizado novo, com costura.	0,15 a 0,2
Ferro galvanizado novo, sem costura.	0,06 a 0,15
Ferro fundido revestido com asfalto	0,12 a 0,20
Ferro fundido com crostas	1,5 a 3,0
PVC e Cobre	0,015
Cimento-amianto novo	0,05 a 0,10

Fonte: Flexa, Paulo (2017)

A equação (4.3), vista no capítulo 4, nos mostra:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (4.3)$$

Utilizando a velocidade de escoamento e o diâmetro da tubulação calculados anteriormente é possível calcular o Número de Reynolds, como pode ser visto abaixo:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{997,38 \cdot 1,2575 \cdot 0,0596}{0,000911} = 8,2055 \times 10^4$$

Portanto, de acordo com os critérios mostrados no capítulo 4, o escoamento é considerado turbulento.

c) Fator de Atrito

O fator de atrito pode ser determinado utilizando-se o diagrama de Moody (Figura 4.2). Para isso, devemos ter o valor do Número de Reynolds (Re) e da rugosidade relativa (ϵ/D), que é a razão entre a rugosidade absoluta e o diâmetro da tubulação.

Dados:

$$\epsilon/D = \frac{0,015mm}{59,6mm} = 0,0002516$$

$$Re = 8,2055 \times 10^4$$

Utilizando os dados acima e o diagrama de Moody obtemos um fator de atrito de 0,02.

d) Comprimento Total Reto da Tubulação

De acordo com o Quadro 6.4 o comprimento da tubulação de sucção é de 5,63 m e o comprimento da tubulação descarga é de 3,61 m. Portanto o comprimento total da tubulação reta é de 9,24 m.

e) Comprimento Equivalente dos Acidentes

Como mencionado no capítulo 4, o comprimento equivalente serve para representar a perda de carga em um acessório expressando seu valor equivalente a um trecho reto de tubulação.

No Quadro 6.5 listamos todos os equipamentos e acidentes presentes no sistema e com o auxílio de tabelas conseguimos fazer a correlação em função do tipo de acessório.

Os Quadros 6.9 a 6.11 mostram os valores dos comprimentos equivalentes de alguns tipos de acessórios e acidentes, como: joelhos, curvas, T's, válvulas, entradas e saídas.

Quadro 6.9 – Comprimento equivalente para entradas e saídas.

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 (41,36)	85 (25,91)	42 (12,80)

Fonte: DE MATTOS (1998)

Quadro 6.10 - Comprimento equivalente para joelhos e curvas.

Diâmetro nominal (in.)	Joelho (3) 90° 		Curvas (3) 90° 		 Fluxo pelo ramal	 Fluxo direto
	Raio curto R = 1D	Raio longo R = 1,5D	R = 5D	R = 10D		
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)

Fonte: DE MATTOS (1998)

Quadro 6.11 - Comprimento equivalente de válvulas.

Diâmetro Nominal (Polegada)	Válvulas giratórias (abertura total)	Válvulas globo (2) (abertura total)			Válvulas de retenção		Válvulas de esfera ou macho (abertura total)	Válvulas de três vias (Área de abertura 80% da área tubo)		Válvulas borboleta (abertura total)	Diâmetro Nominal (Polegada)
					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)	4 (1,22)	1 1/2"
2"	2.25 (0,69)	60 (18,29)	30 (9,15)	24 (7,32)	22 (6,71)	25 (7,62)	3.5 (1,07)	7.5 (2,29)	24 (7,32)	8 (2,44)	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)	36 (11,59)	35 (10,67)	38 (11,59)	5 (1,52)	12 (3,64)	36 (11,59)	12 (3,64)	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 (26,82)	72 (22,25)	65 (19,82)	75 (22,87)	10 (3,05)	22 (6,71)	70 (21,34)	23 (7,02)	6"
8"	9 (2,74)	220 (70,12)	120 (36,59)	95 (28,96)	90 (27,44)	100 (30,49)	15 (4,57)	30 (9,15)	95 (28,96)	27 (8,23)	8"
10"	12 (3,64)	280 (85,37)	150 (45,70)	130 (39,63)	120 (36,59)	130 (39,63)	16 (4,88)	36 (11,59)	120 (36,59)	35 (10,67)	10"
12"	14 (4,27)	320 (97,54)	170 (51,87)	145 (44,22)	140 (42,66)	150 (45,73)	19 (5,79)			40 (12,20)	12"
14"	15 (4,57)	360 (113,65)	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)			55 (17,07)	18"
20"	20 (6,10)	530 (161,59)	290 (88,41)	240 (73,17)	200 (60,96)	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 (38,13)	36"
										145 (44,21)	42"
										165 (50,50)	48"
										175 (53,35)	52"

Fonte: DE MATTOS (1998)

O Quadro 6.12 mostra cada acessório da tubulação do sistema e seu respectivo comprimento equivalente.

Quadro 6.12 – Comprimento equivalente da tubulação do sistema

Acidente / Equipamentos	Quantidade	L_e unitário	L_e
Joelho 90°	3	1,83	5,49
Válvula de Retenção	2	8,23	16,46
Entrada $k = 0,5$	1	1,83	1,83
Válvula de Esfera	1	1,22	1,22
Total			25

Fonte: O autor (2017)

O valor do comprimento equivalente unitário da entrada $K = 0,5$ para o diâmetro de 2 ½” foi obtido através da média dos valores para os diâmetros de 2” e 3” polegadas.

Como visto no quadro 6.12, ao somarmos os comprimentos equivalentes de cada acessório, obtemos um comprimento equivalente total de:

$$L_e = 25m$$

f) Perda de Carga

Conforme visto na seção 4.2.5, vamos separar a perda de carga em duas componentes utilizando a equação (4.7):

$$h_f = h_{fn} + h_{fl} \quad (4.7)$$

A perda de carga normal é calculada segundo a equação (4.8), a fórmula de Darcy-Weisbach. O comprimento reto da tubulação é de 9,24 m, então temos:

$$h_{fn} = f \frac{L_{reto}}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,02 \cdot \frac{9,24}{0,0596} \cdot \frac{1,2575^2}{2 \cdot 9,81} = 0,2499 \text{ m}$$

Para o cálculo da perda de carga localizada será utilizado o método do comprimento equivalente (L_e). Utilizando a equação (4.12) e o valor de L_e calculado anteriormente, temos:

$$h_{fl} = f \frac{L_e}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,02 \cdot \frac{25}{0,0596} \cdot \frac{1,2575^2}{2 \cdot 9,81} = 0,6761 \text{ m}$$

Para obter a perda de carga total basta somarmos a perda de carga normal e a perda de carga localizada.

$$h_f = h_{fn} + h_{fl} = 0,9260 \text{ m}$$

g) Altura Manométrica Total

Para calcularmos a altura manométrica total utilizaremos a equação 6.1.

$$H = Z_d - Z_s + h_f \quad (6.1)$$

Com todas as variáveis da equação acima já calculadas, é possível calcular a altura manométrica do sistema.

$$H = Z_d - Z_s + h_f = 2,4360 \text{ m}$$

6.3.3 Determinação da Curva do Sistema

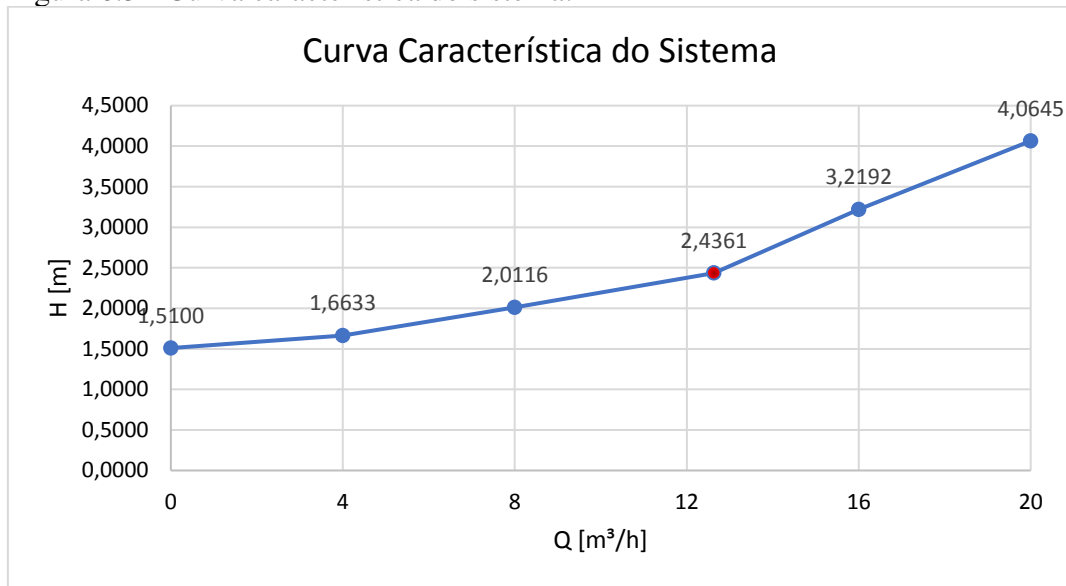
Para a plotagem da curva característica do sistema, é necessário possuir o valor da altura manométrica para diferentes valores de vazão. Portanto, repetindo-se os cálculos anteriores para outros cinco valores de vazão, serão obtidos os dados apresentados no Quadro 6.13 e assim obter a curva característica mostrada na Figura 6.3.

Quadro 6.13- Valor de H para diferentes vazões

Q [m³/h]	H [m]
0	1,5100
4	1,6632
8	2,0116
12,63	2,4360
16	3,2191
20	4,0644

Fonte: O autor (2017)

Figura 6.3 - Curva característica do sistema.



Fonte: O autor (2017)

6.3.4 Cálculo do NPSH disponível

O NPSH disponível vai ser calculado a partir da equação 4.20. Será considerada a situação mais crítica no recalque, que ocorre quando a bomba puxa a água do ponto mais fundo do tanque. A seguir, veremos o cálculo de forma detalhada.

$$NPSH_{disp} = Z_s + \frac{P_s}{\gamma} - h_{fs} + \frac{(P_{atm} - P_v)}{\gamma} \quad (4.20)$$

Os valores da pressão de vapor, da pressão atmosférica, de Z_s e P_s encontram-se nos quadros 6.1, 6.2 e 6.3, respectivamente. Esses valores são destacados a seguir:

$$P_v = 3,16 \text{ KPa}$$

$$P_{atm} = 101.404 \text{ Pa}$$

$$Z_s = -2,63 \text{ m}$$

$$P_s = 0$$

$$\gamma = 9784,298 \text{ N/m}^3$$

O parâmetro que falta é a perda de carga na sucção da bomba. A perda de carga foi calculada considerando o caminho feito até a sucção da bomba. Como visto no Quadro 6.4 o

comprimento reto da tubulação de sucção é 5,63 m, o comprimento equivalente dos acessórios na sucção pode ser encontrado com o auxílio dos quadros 6.9 ao 6.11, como observado no quadro 6.14 obtemos um comprimento equivalente na sucção de 13,72 m,

Quadro 6.14 – Comprimento equivalente dos acessórios na sucção

Acidente / Equipamentos	Quantidade	L_e unitário	L_e
Joelho 90°	2	1,83	3,66
Válvula de Retenção	1	8,23	8,23
Entrada $k = 0,5$	1	1,83	1,83
Total			13,72

Fonte: O autor (2017)

$$L_{total} = L_{reto} + L_{eq} = 19,35 \text{ m}$$

Portanto a perda de carga total da sucção na vazão de trabalho é:

$$h_{fs} = f \frac{L_{total}}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (6.2)$$

Substituindo os dados obtemos o seguinte resultado:

$$h_{fs} = f \frac{L_{total}}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,02 \cdot \frac{19,35}{0,0596} \cdot \frac{1,2575^2}{2 \cdot 9,81} = 0,5233 \text{ m}$$

Agora, já podemos calcular o NPSH disponível. Substituindo os valores na equação (4.20), temos:

$$NPSH_{disp} = 6,8876 \text{ m}$$

7 SELEÇÃO DA BOMBA

Nesta etapa do projeto serão avaliadas propostas de dois fornecedores, Gusher Pumps e KSB, que são internacionalmente conhecidos e de alta confiabilidade no mercado de bombas. A comparação será feita com o objetivo de escolher a bomba que melhor satisfaça os requisitos do sistema previamente calculados.

O projeto visa atender ao requisito de ser selecionada uma bomba, operando sozinha, capaz de satisfazer as necessidades impostas pelo sistema de forma segura e eficiente.

As bombas foram selecionadas através de programas disponíveis em sites de fabricantes de bombas. Estes programas permitem que os clientes façam seleções rápidas e acuradas de bombas e salvem os resultados da curva e dados de desempenho em arquivos.

Como não foi possível ter acesso a dados quanto ao custo da bomba, não houve possibilidade de ser realizada uma análise de custos, e assim a análise se restringe a parte técnica das bombas. Assim, são analisadas neste capítulo o desempenho de duas bombas, que para efeito didático serão denominadas de bomba A e bomba B

7.1 Critério de Seleção

Foram considerados diversos critérios em conjunto para a comparação e seleção, dentre os quais, podemos destacar:

- Eficiência
- NPSH requerido
- Posicionamento em relação ao BEP
- Potencia requerida
- Diâmetro do impelidor

Devemos sempre procurar a bomba que apresente a maior eficiência para a condição de operação desejada. De forma oposta, é desejado um baixo $NPSH_r$, para que não se aproxime do $NPSH_d$ do sistema, o que causaria o fenômeno da cavitação, muito prejudicial ao funcionamento da bomba.

A potência requerida pela bomba está diretamente ligada à sua eficiência. Quanto maior a eficiência, menor a potência requerida. Portanto, deve-se buscar o equipamento que necessite da menor potência possível.

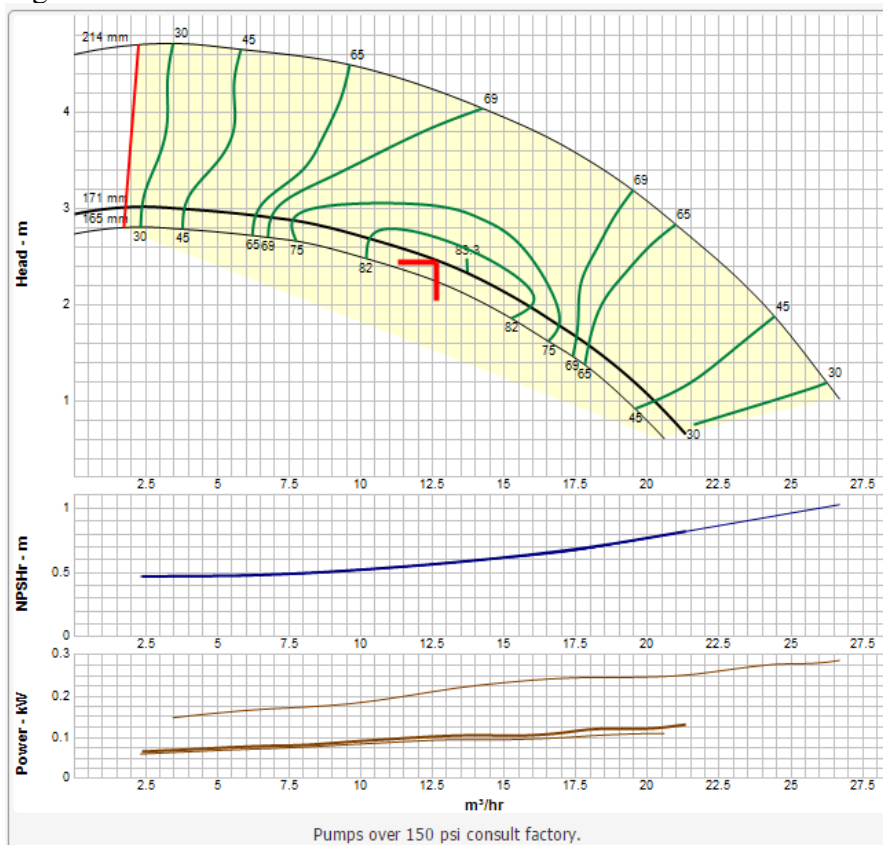
7.2 Curvas Características das Bombas

As curvas características a serem analisadas, serão exibidas a seguir.

7.2.1- Bomba Gusher Pumps HORIZONTAL DN 50-200 (Bomba A)

Para fazer uma pré-seleção da bomba mais indicada entre as possibilidades oferecidas por este fabricante, foi utilizado o software *GusherSelect* disponível no próprio site do fabricante.

Figura 7.1 – Curvas Características da Bomba A

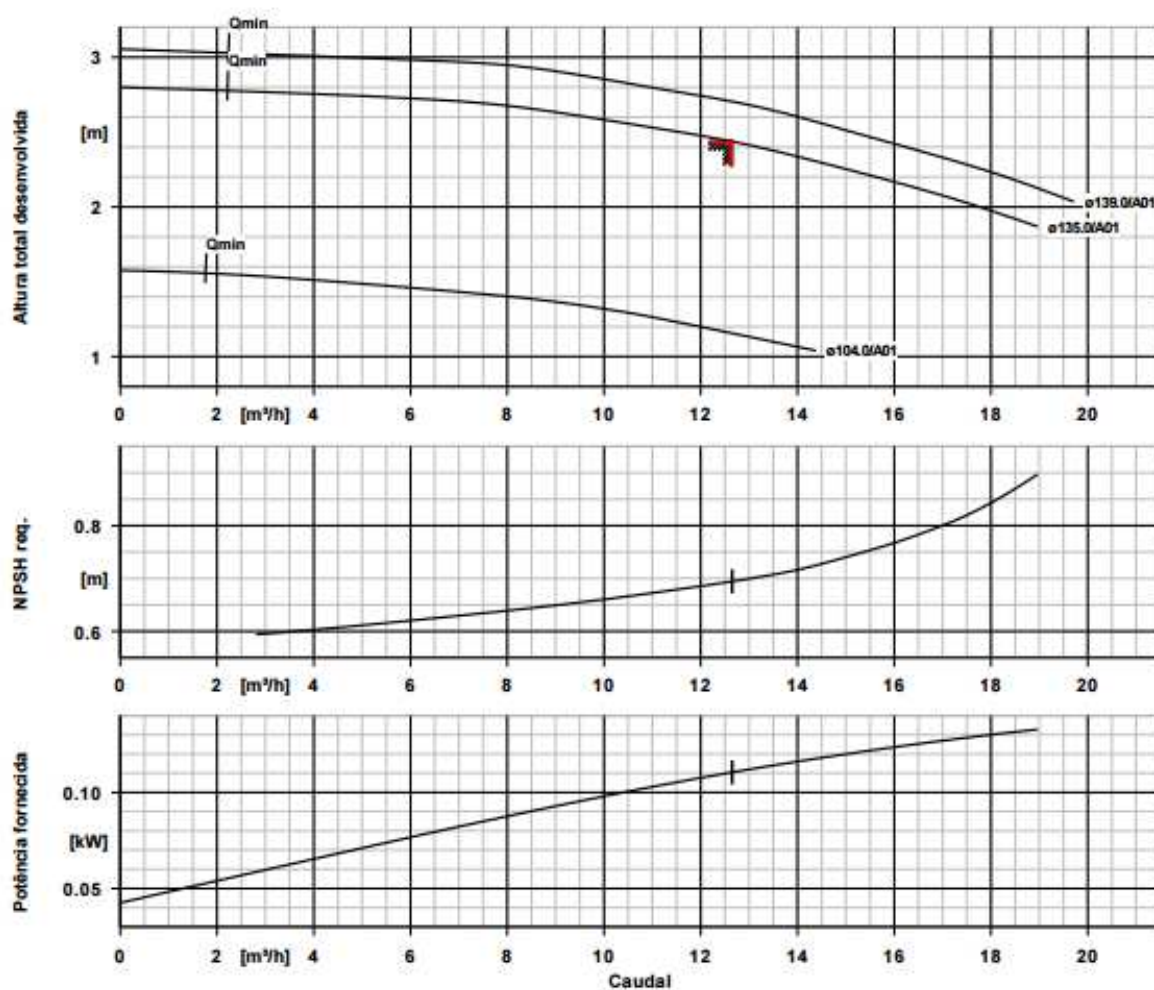


Fonte: <http://gusher.pump-flo.com>. Acessado em 13/06/2017

7.2.2 Bomba KSB ETB 065-040-125 (Bomba B)

Assim como no caso do fabricante anterior, para a pré-seleção entre os modelos de bomba oferecidos pelo fabricante KSB também foi utilizado um software hospedado no próprio site do fornecedor, o KSB *EasySelect*®.

Figura 7.2 – Curvas características da Bomba B



Fonte: <http://easyselect.ksb.com>. Acessado em 13/06/2017

7.3- Análise de Desempenho

Esta seção é dedicada à análise de performance das bombas de cada fornecedor.

7.3.1 Análise de Potência

A análise de potência absorvida é realizada com o propósito de se dimensionar a potência instalada que alimentará o eixo da bomba. Sendo assim, nesta seção é analisado o valor da potência absorvida pela bomba selecionada, verificando qual bomba necessita de menos potência instalada, ou seja, menor consumo de energia para poder operar, para o cálculo da potência instalada iremos aplicar um acréscimo de 25% da potência absorvida.

Para realizar esse estudo, abaixo é mostrada um quadro com as informações disponibilizadas pelos fabricantes das bombas A e B:

Quadro 7.1 – Potência das bombas A e B

Bomba	Pot útil [KW]	Eficiencia (n) %	Pot abs [KW]	Acréscimo	Potência instalada [KW]
A	0,083	82,9	0,0999	25%	0,1248
B		75,8	0,11		0,1375

Fonte: O autor (2017)

Como podemos ver no quadro 7.1, a bomba A exige uma potência instalada menor que a bomba B, evidenciando o fato de que a bomba A é a mais eficiente.

7.3.2- Análise da Vazão

A análise da faixa de vazão consiste em verificar se vazão de projeto está próxima da vazão no ponto de maior eficiência e comparar as vazões ideais de cada bomba. O quadro 7.2 exhibe a vazão no BEP e a porcentagem em relação a vazão do projeto.

Quadro 7.2 – Análise da vazão

Bomba	Vazão do projeto [m³/h]	Vazão no BEP [m³/h]	Diâmetro do impelidor [mm]	Vazão de projeto em % BEP
A	12,63	15,16	171	83,3
B		14,65	135	86,2

Fonte: O autor (2017)

7.3.3- Análise de Cavitação

A análise de cavitação é destinada à verificação da possibilidade de ocorrência deste fenômeno durante o funcionamento da bomba. Para isso, foram utilizados os valores de NPSH requerido contidos nas propostas, o valor de NPSH disponível do sistema obtido no tópico 6.3.4.

- Bomba A

$$6,8876 \text{ m} \geq 0,566 \text{ m} + 0,6 \text{ m líquido}$$

$$6,8876 \text{ m} \geq 1,166 \text{ m} \rightarrow \textbf{OK!}$$

- Bomba B

$$6,8876 \text{ m} \geq 0,69 \text{ m} + 0,6 \text{ m líquido}$$

$$6,8876 \text{ m} \geq 1,29 \text{ m} \rightarrow \textbf{OK!}$$

A partir dos cálculos acima podemos perceber que ambos os fabricantes apresentam valores de NPSH requerido menor que o NPSH disponível do sistema.

7.4- Conclusão técnica

Através da análise e conclusões desenvolvidas nesse capítulo podemos perceber que mesmo que as bombas de ambas as propostas atendam satisfatoriamente as necessidades do projeto, mas a bomba A é superior tecnicamente.

Durante a análise de potência, já foi perceptível a maior eficiência da bomba A. Na análise de vazão, apesar da bomba B ter um valor de vazão BEP mais próximo do projeto que a bomba A ainda sim a bomba A segue superior, pois apresenta uma vazão dentro da faixa permitida, e, portanto, é superior tecnicamente.

Figura 7.3 – Gusher Pumps Horizontal DN 50-200



Fonte: <http://www.gusher.com>. Acessado em 13/06/2017

8 CONCLUSÃO

O estudo apresentado analisou detalhadamente o sistema de transferência de água entre tanques, abordando as necessidades impostas na seleção da bomba. Depois, foram escolhidos dois modelos de bombas de fabricantes distintos, com base nos parâmetros calculados, tendo como objetivo selecionar a bomba mais adequada ao projeto estudado.

Após a análise entre as duas bombas, concluiu-se que a bomba A é superior tecnicamente que a bomba B, pois ela apresenta um rendimento superior necessitando de uma potência instalada menor para operar a vazão ideal. Quanto à vazão, as duas bombas apresentaram a vazão no BEP próximas a vazão do projeto. No quesito cavitação ambas as bombas conseguiram bons resultados, sendo que a bomba A conseguiu um valor do NPSH requerido menor que a bomba B, evidenciando sua superioridade técnica.

A elaboração deste projeto foi bastante enriquecedora pois foi possível colocar em prática grande parte dos conhecimentos desenvolvidos nas aulas de Máquinas de Fluxo, com base nestes conhecimentos teóricos, foi projetado um sistema mais eficiente, com menor custo e capaz de transferir a água em um menor período de tempo.

Portanto, o estudo realizado atendeu a finalidade principal que era selecionar uma bomba para o sistema analisado, com êxito. Além disso, atendeu a todas as condições do processo da forma mais eficiente possível.

Referências

BORGNAKKE, CLAUD. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7ª Edição Americana, Blucher, 2009. Apêndice B, p. 576.

DE MATTOS, E.E., DE FALCO, R. **Bombas Industriais**. 2ª edição, Rio de Janeiro, Editora Interciência, 1998.

EARTH POINT. **KML Shapes**. Disponível em: <<http://www.earthpoint.us/Shapes.aspx>>. Acesso em: 15 mai. 2017, 10:26:14.

FOX, ROBERT W., MCDONALD, ALAN T., PRITCHARD, PHILIP J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 8ª edição, LTC, 2014.

GUSHERPUMP. **Gusher Select**. Disponível em: <<http://gusher.pump-flo.com/app/pump.aspx?sid=gusher&CATID=442&SELID=1807869&PSID=21434440>>. Acesso em 13 jun. 2017, 23:48:25.

INTERFIBRA. **Propriedades físicas dos tubos RPVC**. Disponível em: <http://www.interfibra.com.br/index_arquivos/index2_arquivos/rpvc.htm>. Acesso em 17 jun. 2017, 22:55:14.

KSB. **KSB EasySelect®**. Disponível em: <<https://www.ksb.com/ksb-pt/KSB-EasySelect/>>. Acesso em: 13 jun. 2017, 22:30:49.

MACINTYRE, ARCHIBALD JOSEPH. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2ª edição, Rio de Janeiro, LTC, 2014.

MARTINS, ANTONIO C. **Como montar um negócio para criação de peixes**. Brasília, Sebrae, 2010.

MEDEIROS, FRANCISCO DAS CHAGAS; MORAES, ADAIR J. **Como iniciar piscicultura com espécies regionais**. 1ª edição, Brasília, Sebrae, 2013

MSPC. **Escoamento laminar e turbulento**. Disponível em: <http://www.mspc.eng.br/fldetc/fluid_0520.shtml>. Acesso em: 20 mar. 2017, 14:21:09.

ORTEGA. **Diâmetro e velocidade econômica.** Unicamp. Disponível em: <www.unicamp.br/fea/ortega/aulas/aula10_diametro&velocidadeEconomica.ppt>. Acesso em: 13 jun. 2017, 18:30:19.

VAXASOFTWARE. **Densidad del agua líquida entre 0 °C y 100 °C.** Disponível em <http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/qui/denh2o.pdf>. Acesso em: 22 mar. 2017, 16:29:21.

VAXASOFTWARE. **Viscosidad dinámica del agua líquida a varias temperaturas.** Disponível em <www.vaxasoftware.com/doc_edu/qui/viscoh2o.pdf>. Acesso em: 22 mar. 2017, 16:45:12.

WOLFRAMALPHA. **Pressure, Bom Jardim, Maranhão, Brazil.** Disponível em: <<http://www.wolframalpha.com/input/?i=atmospheric+pressure+in+pa+bom+jardim>>. Acesso em: 01 jun. 2017, 16:30:30.

ANEXO A – Propriedades termodinâmicas da água

Tabela B.1 — Propriedades termodinâmicas da água

Tabela B.1.1												
água saturada: tabela em função da temperatura												
Temp. °C	Pressão kPa	Volume específico (m³/kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
		Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
T	P	v_f	v_g	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
0,01	0,6113	0,001000	206,132	0,00	2375,33	2375,33	0,00	2501,35	2501,35	0,0000	9,1562	9,1562
5	0,8721	0,001000	147,118	20,97	2361,27	2382,24	20,98	2489,57	2510,54	0,0761	8,9496	9,0257
10	1,2276	0,001000	106,377	41,99	2347,16	2389,15	41,99	2477,75	2519,74	0,1510	8,7498	8,9007
15	1,705	0,001001	77,925	62,98	2333,06	2396,04	62,98	2465,93	2528,91	0,2245	8,5569	8,7813
20	2,339	0,001002	57,7897	83,94	2318,98	2402,91	83,94	2454,12	2538,06	0,2966	8,3706	8,6671
25	3,169	0,001003	43,3593	104,86	2304,90	2409,76	104,87	2442,30	2547,17	0,3673	8,1905	8,5579
30	4,246	0,001004	32,8922	125,77	2290,81	2416,58	125,77	2430,48	2556,25	0,4369	8,0164	8,4533
35	5,628	0,001006	25,2158	146,65	2276,71	2423,36	146,66	2418,62	2565,28	0,5052	7,8478	8,3530
40	7,384	0,001008	19,5229	167,53	2262,57	2430,11	167,54	2406,72	2574,26	0,5724	7,6845	8,2569
45	9,593	0,001010	15,2581	188,41	2248,40	2436,81	188,42	2394,77	2583,19	0,6386	7,5261	8,1647
50	12,350	0,001012	12,0318	209,30	2234,17	2443,47	209,31	2382,75	2592,06	0,7037	7,3725	8,0762
55	15,758	0,001015	9,56835	230,19	2219,89	2450,08	230,20	2370,66	2600,86	0,7679	7,2234	7,9912
60	19,941	0,001017	7,67071	251,09	2205,54	2456,63	251,11	2358,48	2609,59	0,8311	7,0784	7,9095
65	25,03	0,001020	6,19656	272,00	2191,12	2463,12	272,03	2346,21	2618,24	0,8934	6,9375	7,8309
70	31,19	0,001023	5,04217	292,93	2176,62	2469,55	292,96	2333,85	2626,80	0,9548	6,8004	7,7552
75	38,58	0,001026	4,13123	313,87	2162,03	2475,91	313,91	2321,37	2635,28	1,0154	6,6670	7,6824
80	47,39	0,001029	3,40715	334,84	2147,36	2482,19	334,88	2308,77	2643,66	1,0752	6,5369	7,6121
85	57,83	0,001032	2,82757	355,82	2132,58	2488,40	355,88	2296,05	2651,93	1,1342	6,4102	7,5444
90	70,14	0,001036	2,36056	376,82	2117,70	2494,52	376,90	2283,19	2660,09	1,1924	6,2866	7,4790
95	84,55	0,001040	1,98186	397,86	2102,70	2500,56	397,94	2270,19	2668,13	1,2500	6,1659	7,4158
100	101,3	0,001044	1,67290	418,91	2087,58	2506,50	419,02	2257,03	2676,05	1,3068	6,0480	7,3548
105	120,8	0,001047	1,41936	440,00	2072,34	2512,34	440,13	2243,70	2683,83	1,3629	5,9328	7,2958
110	143,3	0,001052	1,21014	461,12	2056,96	2518,09	461,27	2230,20	2691,47	1,4184	5,8202	7,2386
115	169,1	0,001056	1,03658	482,28	2041,44	2523,72	482,46	2216,50	2698,96	1,4733	5,7100	7,1832
120	198,5	0,001060	0,89186	503,48	2025,76	2529,24	503,69	2202,61	2706,30	1,5275	5,6020	7,1295
125	232,1	0,001065	0,77059	524,72	2009,91	2534,63	524,96	2188,50	2713,46	1,5812	5,4962	7,0774
130	270,1	0,001070	0,66850	546,00	1993,90	2539,90	546,29	2174,16	2720,46	1,6343	5,3925	7,0269
135	313,0	0,001075	0,58217	567,34	1977,69	2545,03	567,67	2159,59	2727,26	1,6869	5,2907	6,9777
140	361,3	0,001080	0,50885	588,72	1961,30	2550,02	589,11	2144,75	2733,87	1,7390	5,1908	6,9298
145	415,4	0,001085	0,44632	610,16	1944,69	2554,86	610,61	2129,65	2740,26	1,7906	5,0926	6,8832
150	475,9	0,001090	0,39278	631,66	1927,87	2559,54	632,18	2114,26	2746,44	1,8417	4,9960	6,8378
155	543,1	0,001096	0,34676	653,23	1910,82	2564,04	653,82	2098,56	2752,39	1,8924	4,9010	6,7934
160	617,8	0,001102	0,30706	674,85	1893,52	2568,37	675,53	2082,55	2758,09	1,9426	4,8075	6,7501
165	700,5	0,001108	0,27269	696,55	1875,97	2572,51	697,32	2066,20	2763,53	1,9924	4,7153	6,7078
170	791,7	0,001114	0,24283	718,31	1858,14	2576,46	719,20	2049,50	2768,70	2,0418	4,6244	6,6663
175	892,0	0,001121	0,21680	740,16	1840,03	2580,19	741,16	2032,42	2773,58	2,0909	4,5347	6,6256
180	1002,2	0,001127	0,19405	762,08	1821,62	2583,70	763,21	2014,96	2778,16	2,1395	4,4461	6,5857

ANEXO B – Viscosidade absoluta ou dinâmica da água

Viscosidad dinámica del agua líquida a varias temperaturas

www.vaxasoftware.co

Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)	Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)	Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)
0	0,001792	34	0,000734	68	0,000416
1	0,001731	35	0,000720	69	0,000410
2	0,001674	36	0,000705	70	0,000404
3	0,001620	37	0,000692	71	0,000399
4	0,001569	38	0,000678	72	0,000394
5	0,001520	39	0,000666	73	0,000388
6	0,001473	40	0,000653	74	0,000383
7	0,001429	41	0,000641	75	0,000378
8	0,001386	42	0,000629	76	0,000373
9	0,001346	43	0,000618	77	0,000369
10	0,001308	44	0,000607	78	0,000364
11	0,001271	45	0,000596	79	0,000359
12	0,001236	46	0,000586	80	0,000355
13	0,001202	47	0,000576	81	0,000351
14	0,001170	48	0,000566	82	0,000346
15	0,001139	49	0,000556	83	0,000342
16	0,001109	50	0,000547	84	0,000338
17	0,001081	51	0,000538	85	0,000334
18	0,001054	52	0,000529	86	0,000330
19	0,001028	53	0,000521	87	0,000326
20	0,001003	54	0,000512	88	0,000322
21	0,000979	55	0,000504	89	0,000319
22	0,000955	56	0,000496	90	0,000315
23	0,000933	57	0,000489	91	0,000311
24	0,000911	58	0,000481	92	0,000308
25	0,000891	59	0,000474	93	0,000304
26	0,000871	60	0,000467	94	0,000301
27	0,000852	61	0,000460	95	0,000298
28	0,000833	62	0,000453	96	0,000295
29	0,000815	63	0,000447	97	0,000291
30	0,000798	64	0,000440	98	0,000288
31	0,000781	65	0,000434	99	0,000285
32	0,000765	66	0,000428	100	0,000282
33	0,000749	67	0,000422		

www.vaxasoftware.com

ANEXO C – Massa específica da água

Densidad del agua líquida entre 0 °C y 100 °C

www.vaxasoftware.com

Presión externa: 1 atm = 101 325 Pa

Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³
0 (hielo)	917,00	33	994,76	67	979,34
0	999,82	34	994,43	68	978,78
1	999,89	35	994,08	69	978,21
2	999,94	36	993,73	70	977,63
3	999,98	37	993,37	71	977,05
4	1000,00	38	993,00	72	976,47
5	1000,00	39	992,63	73	975,88
6	999,99	40	992,25	74	975,28
7	999,96	41	991,86	75	974,68
8	999,91	42	991,46	76	974,08
9	999,85	43	991,05	77	973,46
10	999,77	44	990,64	78	972,85
11	999,68	45	990,22	79	972,23
12	999,58	46	989,80	80	971,60
13	999,46	47	989,36	81	970,97
14	999,33	48	988,92	82	970,33
15	999,19	49	988,47	83	969,69
16	999,03	50	988,02	84	969,04
17	998,86	51	987,56	85	968,39
18	998,68	52	987,09	86	967,73
19	998,49	53	986,62	87	967,07
20	998,29	54	986,14	88	966,41
21	998,08	55	985,65	89	965,74
22	997,86	56	985,16	90	965,06
23	997,62	57	984,66	91	964,38
24	997,38	58	984,16	92	963,70
25	997,13	59	983,64	93	963,01
26	996,86	60	983,13	94	962,31
27	996,59	61	982,60	95	961,62
28	996,31	62	982,07	96	960,91
29	996,02	63	981,54	97	960,20
30	995,71	64	981,00	98	959,49
31	995,41	65	980,45	99	958,78
32	995,09	66	979,90	100	958,05

www.vaxasoftware.com