

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ABNER LUIZ TORTORELI

**DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE PARA SELEÇÃO DE BOMBAS
ALTERNATIVAS DE SIMPLES EFEITO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

GUARAPUAVA
2021

ABNER LUIZ TORTORELI

**DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE PARA SELEÇÃO DE BOMBAS
ALTERNATIVAS DE SIMPLES EFEITO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Coordenação de Engenharia Mecânica, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Aldo Przybysz
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

GUARAPUAVA
2021



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

ABNER LUIZ TORTORELI

**DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE PARA SELEÇÃO DE BOMBAS
ALTERNATIVAS DE SIMPLES EFEITO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Coordenação de Engenharia Mecânica, como
requisito parcial à obtenção do título de Bacha-
rel em Engenharia Mecânica, da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná.

Data de aprovação: 13 de dezembro de 2021

Denise Alves Ramalho
Doutora
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Sergio Dalmas
Doutor
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Aldo Przybysz
Doutor
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

GUARAPUAVA
2021

AGRADECIMENTOS

Meu principal agradecimento é a Deus!

Agradeço ao meu pai Luiz Tortoreli e minha mãe Sonia de Fátima Tortoreli por ser a minha base em todos os momentos.

Expresso aqui a minha gratidão a todos professores pelo conhecimento durante a graduação, em especial ao Prof. Dr. Aldo Przybysz pela orientação desse presente trabalho.

Agradeço a toda equipe Prominas Equipamentos pela possibilidade de realizar o estágio, sendo fundamental a colaboração do gerente de engenharia do produto José Roberto Gambarini, que foi meu supervisor na empresa e compartilhou a experiência e conhecimento a respeito das bombas alternativas e todo conceito envolvido.

Meu agradecimento também é para todos que tiveram influência direta e indireta para que eu pudesse elaborar esta monografia.

RESUMO

TORTORELI, Abner Luiz. DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE PARA SELEÇÃO DE BOMBAS ALTERNATIVAS DE SIMPLES EFEITO. 2021. 98 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Coordenação de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2021.

O presente trabalho tem por objetivo desenvolver um software que auxilie a seleção de uma bomba alternativa de simples efeito no catálogo do fabricante Prominas Equipamentos Ltda, usando conceitos de hidráulica e mecânica, visando a agilidade nas etapas de análise da empresa no que diz respeito a seleção de bombas adequadas aos seus clientes. O estudo foi feito em conjunto com um estágio na referida empresa.

Palavras-chave: Bombas alternativas. Seleção de bombas. Desenvolvimento de software.

ABSTRACT

TORTORELLI, Abner Luiz. DEVELOPMENT SOFTWARE FOR SELECTION OF ALTERNATIVE SIMPLE EFFECT PUMPS. 2021. 98 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Coordenação de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2021.

The present study aims to develop a software to assist in the selection of a alternative single-acting pump in the manufacturer's catalog Prominas Equipamentos Ltda, using the concepts of hydraulics and mechanics, agility in the company's analysis stages with regard to a selection of pumps to its customers. The study was carried out in together with the internship at the company.

Keywords: Alternative pumps. Pump selection. Software development.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – O dispositivo Shadoof data de uma época de 2000 A.C	1
Figura 2 – Cronologia das bombas hidráulicas	2
Figura 3 – Pontos de medição em um tanque	7
Figura 4 – Pressão de vapor de água aquecida.....	8
Figura 5 – Comportamento de um fluido com escoamento laminar entre duas placas.....	10
Figura 6 – Gráfico da relação tensão de cisalhamento pela taxa de deformação de fluidos	10
Figura 7 – Fluidos Newtonianos e sua relação entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação	11
Figura 8 – Viscosidade da água e derivados do petróleo	12
Figura 9 – Efeitos mecânicos de cavitação	13
Figura 10 – Detalhe da implosão da bolha de cavitação	14
Figura 11 – Detalhe de rotor danificado pela cavitação	14
Figura 12 – Fluido com escoamento ideal no interior de um tubo.....	15
Figura 13 – A velocidade média de um fluido dentro da seção transversal	16
Figura 14 – Comportamento das moléculas do fluido no escoamento laminar e turbulento	17
Figura 15 – Variação da velocidade em relação ao tempo de ambos escoamentos	18
Figura 16 – Perfil de velocidade de um fluido em um tubo nos diferentes tipos de escoamento	19
Figura 17 – Esquema do trabalho de fluxo	19
Figura 18 – Ábaco de Moody-Rouse utilizado para o cálculo da perda de carga distribuída ..	23
Figura 19 – Valor característico K para cada tipo de acessório.....	24
Figura 20 – Classificação esquemática das bombas	25
Figura 21 – Campo de aplicação das bombas	26
Figura 22 – Bomba dinâmica centrífuga em caixa em caracol	27
Figura 23 – Representação esquemática de operação de um carneiro hidráulico.....	28
Figura 24 – Bombas de deslocamento positivo rotativas	29
Figura 25 – Representação esquemática para bomba de simples efeito	31
Figura 26 – Aplicações e pressões de referência de bombas alternativas em processos industriais	31
Figura 27 – Relação $NPSHR$, $NPSHD$ e a cavitação	36
Figura 28 – Instalação do conjunto motor máquina.....	40
Figura 29 – Representação esquemática da conversão de potência mecânica para potência hidráulica em bombas alternativas	42
Figura 30 – Bombas alternativas cadastradas na base de dados, uma mesma bomba alternativa pode operar com diferentes diâmetros de êmbolos específicos	46
Figura 31 – Cálculo das potências hidráulica, mecânica e para ativação da válvula de segurança realizada pelo software	48

Figura 32 – Fator de multiplicação da velocidade de rotação n_{max} pela influência da viscosidade	48
Figura 33 – Preenchimento dos parâmetros feitos pelo usuário	50
Figura 34 – Preenchimento das características do líquido de trabalho e fator de redução .	50
Figura 35 – Bombas alternativas que atendem os critérios	51
Figura 36 – Relação de transmissão estimada para frequência de rede de 60 Hz.....	55
Figura 37 – Relação de transmissão estimada para frequência de rede de 50 Hz.....	56
Figura 38 – Preenchimento dos dados da relação de transmissão selecionada da tabela de análise.....	57
Figura 39 – Fornecimento da relação de motores elétricos ao usuário que atendem o requisito de busca inserido	57
Figura 40 – Relação de materiais que atendem aos parâmetros de busca para os componentes bloco do cabeçote, camisa e êmbolo	59
Figura 41 – Representação esquemática do processo Spray Drying para sabão em pó.....	60
Figura 42 – Representação esquemática da etapa em que a bomba alternativa opera	61
Figura 43 – Condições de operação e características do líquido de trabalho.....	61
Figura 44 – Condições gerais e regime de trabalho	62
Figura 45 – Condições e características do motor elétrico	62
Figura 46 – Notas e requerimentos do cliente em relação a operação da bomba alternativa	63
Figura 47 – Representação esquemática entre a ligação da bomba parafuso e a bomba alternativa.....	63
Figura 48 – Preenchimento das características do líquido de trabalho	64
Figura 49 – Preenchimentos dos parâmetros de operação da bomba alternativa de simples efeito.....	65
Figura 50 – Cálculo das potências referentes a bomba alternativa com eficiência de 0,85	65
Figura 51 – Bomba relacionada pelo software que atende as condições de operação	65
Figura 52 – Tabela de transmissão de potência correspondente a redutores.....	66
Figura 53 – Preenchimento dos parâmetros de busca do motor elétrico.....	67
Figura 54 – Motor relacionado que atende os parâmetros	67
Figura 55 – Preenchimento dos campos do software para seleção de materiais dos componentes.....	68
Figura 56 – Materiais mostrados pelo software que atende os parâmetros de busca para o bloco do cabeçote	68
Figura 57 – Materiais mostrados pelo software que atendem aos parâmetros de busca para a camisa	69
Figura 58 – Materiais mostrados pelo software que atendem aos parâmetros de busca para o êmbolo	69
Figura 59 – Cálculo para a velocidade do escoamento do líquido na tubulação para o caso 1	69
Figura 60 – Cálculo do head de aceleração para o caso 1	70

Figura 61 – Cálculo do número de Reynolds para o caso 1	70
Figura 62 – Cálculo da perda de carga distribuída para o caso 1	71
Figura 63 – <i>NPSHR</i> para bombas alternativas PROMINAS	71
Figura 64 – Cálculo do <i>NPSHD</i> quando a bomba alternativa opera com parâmetros do caso 1.....	72
Figura 65 – Dimensionamento mínimo da bomba booster quando a bomba alternativa opera nos parâmetros do caso 1	72
Figura 66 – Cálculo para a velocidade do escoamento do líquido na tubulação para o caso 2	73
Figura 67 – Cálculo do head de aceleração para o caso 2.....	73
Figura 68 – Cálculo do número de Reynolds para o caso 2.....	74
Figura 69 – Cálculo da perda de carga distribuída para o caso 2.....	74
Figura 70 – Cálculo do <i>NPSHD</i> quando a bomba alternativa opera com parâmetros do caso 2.....	75
Figura 71 – Dimensionamento mínimo da bomba booster quando a bomba alternativa opera nos parâmetros do caso 2.....	75
Figura 72 – Representação esquemática entre a ligação da bomba parafuso e a bomba alternativa com a pressão que deve ser ajustada a válvula de alívio 1 e 2 e o pressostato	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tipo de bomba em relação ao número de êmbolos	30
Tabela 2 – Tipo de bomba alternativa de simples ação e o excesso da potência mecânica sugerida para ativar a válvula de segurança	35
Tabela 3 – Fator do tipo de bomba (<i>C</i>) em relação ao número de êmbolos da bomba alternativa de simples efeito	37
Tabela 4 – Fator do tipo de líquido (<i>k</i>).....	38
Tabela 5 – Relação do curso do êmbolo e da rotação máxima, conforme orientação da Hydraulic Institute.....	52
Tabela 6 – Relação do curso do êmbolo e da rotação máxima para bombas alternativas de simples efeito conforme orientação da American Petroleum Institute	52
Tabela 7 – Relação do curso do êmbolo pela rotação máxima para bombas alternativas de simples efeito do fabricante Prominas	52

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Grandeza
γ	Peso específico
ρ	Densidade
g	Aceleração gravitacional
v	Volume
m	Massa
P_{man}	Pressão manométrica
P_{atm}	Pressão atmosférica
P_{vac}	Pressão de vácuo
m.c.a	Pressão em metro de coluna d'água
τ	Tensão de cisalhamento
F	Força
A	Área
V	Velocidade
$^{\circ}C$	Grau Celsius
μ	Viscosidade absoluta
ν	Viscosidade cinemática
Q	Vazão volumétrica
\dot{m}	Vazão mássica
D	Diâmetro
Re	Número de Reynoldes
VC	Volume de controle
L	Comprimento
θ	Energia total específica
Pv	Trabalho de fluxo específico
P	Pressão de trabalho
u	Energia interna específica
ep	Energia potencial específica
ec	Energia cinética específica
h	Entalpia específica
z	Elevação
\dot{E}	Taxa de Energia
\dot{E}_{massa}	Taxa de transporte de massa
\dot{E}_{term}	Taxa de energia térmica
\dot{W}	Taxa de trabalho
α	Coeficiente de escoamento
h_f	Perda de carga

Símbolo	Grandeza
S	Curso do êmbolo
M	Número de êmbolo
n	Rotação do girabrequim
q	Vazão por rotação
p_d	Pressão de descarga
p_s	Pressão de sucção
p_h	Pressão diferencial
P_{mec}	Potência Mecânica
P_h	Potência hidráulica
$P_{valvseg}$	Potência para ativar a válvula de segurança
ρ_r	Densidade relativa
Fe	Força na cabeça do êmbolo
η_{bomba}	Eficiência da bomba alternativa
η_{motor}	Eficiência do motor elétrico
η_{global}	Eficiência global
η_v	Eficiência volumétrica
\dot{W}_{eixo}	Taxa de trabalho de eixo
$\dot{W}_{eletrica}$	Taxa de trabalho elétrico
P_{el}	Potência elétrica
C	Raio do girabrequim
ω	Velocidade angular
i	Relação de transmissão
$i_{estimada}$	Relação de transmissão com valores médios da rotação real dos motores
i_{real}	Relação de transmissão considerando a rotação real do motor elétrico
n_1	Rotação da polia acoplada ao motor elétrico
n_2	Rotação da polia acoplada ao eixo da bomba alternativa
D_1	Diâmetro da polia acoplada ao motor elétrico
D_2	Diâmetro da polia acoplada ao eixo da bomba alternativa
Q_{max}	Vazão máxima da bomba alternativa
P_{max}	Pressão máxima da bomba alternativa
$dembolo$	Diâmetro do êmbolo
N_{max}	Potência máxima suportada no girabrequim da bomba alternativa
n_{max}	Rotação máxima no eixo da bomba alternativa
$Modelos$	Código do modelo da bomba alternativa
η_{mec}	Eficiência mecânica entre potência hidráulica e a consumida pela bomba
$N_{maxestimada}$	Menor potência mecânica máxima das bombas que atendem os parâmetros
$q_{estimada}$	Menor vazão por rotação das bombas que atendem ao parâmetro de busca

Símbolo	Grandeza
$rotB$	Rotação adotada pelo usuário para a bomba alternativa
$rotB_{estimada}$	Rotação sugerida ao usuário que atende a menor vazão por rotação
$rotM$	Rotação do motor elétrico
$n_{max, reduzida}$	Rotação máxima da bomba devido a influência do fator de redução
$Q_{analísada}$	Vazão de trabalho analisada quando a bomba foi selecionada
$p_{analísada}$	Pressão de trabalho analisada quando a bomba foi selecionada
nS	Rotação síncrona do motor elétrico
f	Frequência da rede elétrica
np	Número de pólos
ha	Head de aceleração
k	Fator do tipo de líquido
Hs	Altura estática do reservatório em relação ao bocal de sucção da bomba
H_{smin}	Mínima altura estática para obter a pressão suficiente para operação
Is	Elevação da bomba alternativa em relação a superfície do reservatório
Is_{max}	Máxima elevação da bomba alternativa para ter pressão de alimentação
fS	Fator de segurança
p_v	Pressão de vapor do líquido
$NPSH$	Pressão Positiva de Sucção (do inglês - Net Positive Suction Head)
$NPSHD$	Pressão disponível no bocal de sucção da bomba alternativa
$NPSHR$	Pressão requerida pela bomba alternativa par que essa opere normalmente
BPS	Bomba Prominas simples efeito
Subscritos	
ent	Grandeza que entra no sistema
sai	Grandeza que sai do sistema
med	Média da grandeza
s	Sobre a sucção da bomba alternativa
d	Sobre a descarga da bomba alternativa

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	OBJETIVOS	3
2.1	OBJETIVO GERAL	3
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	4
3.1	PROPRIEDADES DOS FLUIDOS	4
3.1.1	Densidade	4
3.1.2	Densidade relativa	5
3.1.3	Peso específico	5
3.1.4	Volume específico	5
3.1.5	Pressão	6
3.1.5.1	Pressão atmosférica	6
3.1.5.2	Pressão manométrica	6
3.1.5.3	Pressão de vácuo	6
3.1.5.4	Pressão absoluta	6
3.1.5.5	Pressão em metro de coluna de líquido	7
3.1.5.6	Pressão de vapor	8
3.1.6	Viscosidade	8
3.1.6.1	Viscosidade cinemática	11
3.2	CAVITAÇÃO	12
3.3	ESCOAMENTO EM TUBULAÇÕES	14
3.3.1	Escoamento ideal de fluido	14
3.3.2	Escoamento real de fluido	16
3.3.3	Escoamento laminar e turbulento	17
3.3.4	Número de Reynolds	18
3.3.5	Trabalho de fluxo	19
3.3.6	Energia total de um fluido em escoamento	20
3.3.7	Perda de carga em tubulações	22
3.4	CLASSIFICAÇÕES DAS BOMBAS	25
3.4.1	Bombas dinâmicas	26
3.4.2	Bombas especiais	27
3.4.3	Bombas de deslocamento positivo	28
3.4.4	Bombas alternativas de êmbolos	29
3.4.5	Funcionamento de uma bomba alternativa de simples efeito	30

3.5	DEFINIÇÕES E TERMOS RELATIVOS A BOMBA ALTERNATIVA DE SIMPLES EFEITO	32
3.5.1	Curso	32
3.5.2	Rotação.....	32
3.5.3	Vazão por rotação	32
3.5.4	Vazão Teórica.....	32
3.5.5	Vazão efetiva	32
3.5.6	Eficiência volumétrica.....	33
3.5.7	Pressão de sucção	33
3.5.8	Pressão de descarga	33
3.5.9	Pressão diferencial.....	33
3.5.10	Potência hidráulica	34
3.5.11	Força máxima na cabeça do êmbolo.....	34
3.5.12	Velocidade média do êmbolo	34
3.5.13	Potência mecânica requerida	35
3.5.14	Potência para ativar a válvula de segurança	35
3.5.15	Regime de trabalho.....	35
3.6	NPSHR E NPSHD	36
3.6.1	Head de aceleração	37
3.7	EFICIÊNCIA DOS EQUIPAMENTOS	39
3.7.1	Eficiência.....	40
3.7.2	Eficiência do motor	40
3.7.3	Eficiência da bomba	41
3.7.4	Eficiência global.....	41
3.7.5	Potência do conjunto moto-bomba.....	41
3.8	ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA	43
3.9	LIBREOFFICE CALC	44
4	MATERIAIS E MÉTODOS	45
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	46
5.0.1	SELEÇÃO DA BOMBA ALTERNATIVA DE SIMPLES EFEITO	46
5.0.2	RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	53
5.0.3	SELEÇÃO DE MATERIAIS	58
5.1	EXEMPLO APLICADO: SELEÇÃO DE UMA BOMBA ALTERNATIVA PARA BOMBEAMENTO DE SLURRY DE SABÃO.....	59
6	CONCLUSÃO	77
	Referências	79

Apêndices	81
APÊNDICE A FOLHA DE DADOS.....	82

1 INTRODUÇÃO

A necessidade do ser humano em buscar maiores quantidades de água para suprir suas atividades, levou o homem a buscar cada vez mais maneiras de vencer os obstáculos que estão presentes no seu transporte.

As formas mais antigas de transporte de água, eram feitas através de baldes amarrados com uma corda, onde o transporte era feito de forma braçal, ou com ajuda de animais, onde quantidades volumétricas relativamente pequenas eram transportadas. Os primeiros dispositivos com intuito de transportar água tiveram origem na antiga Pérsia e no antigo Egito, onde canecos eram colocados de maneira periférica em eixos, girando tais eixos elevava os canecos cheios com água de um ponto para outro mais alto transportando o líquido, vencendo o obstáculo de desnível de terreno. A Figura 1 ilustra como era a utilização desses dispositivos denominados de Shadoof.

Em meados do século 250 A.C, Arquimedes inventou a bomba de parafuso, que através da rotação de um parafuso helicoidal, transportava a água. No entanto esses dispositivos supracitados são muito limitados aos níveis de elevação do terreno. Ctesibius foi considerado o inventor da primeira bomba, que era utilizada em navios e feita de bronze, tais conhecimentos tiveram grande importância para que tempos depois a criação das válvulas de abertura e fechamento automático e dos pistões conjugados fossem possíveis. A Figura 2 nos mostra a história das bombas na linha do tempo (NETTO, 1989).

Figura 1 – O dispositivo Shadoof data de uma época de 2000 A.C



Fonte: Netto (1989)

Figura 2 – Cronologia das bombas hidráulicas

2000 AC	Egípcios inventam a “shadoof” (cegonha).
200 AC	Ctesibius inventa a bomba recíproca; Arquimedes descreve a bomba de parafuso (que recebeu seu nome).
1580	Ramelli inventa a bomba de palhetas; Serviere inventa a bomba de engrenagens.
1650	Otto van Guericke inventa sua bomba de pistão a vácuo.
1674	Sir Samuel Morland obtém patente para bomba de êmbolo.
1738	Ural, fábrica de máquinas hidráulicas é inaugurada na Rússia.
1830	Revillion inventa a bomba de parafuso.
1840	Henry R. Worthington inventa a primeira bomba a vapor de ação direta
1851	John Gwynne registra patente com melhorias em bombas centrífugas.
1857	Jacob Edson inventa a bomba de diafragma.
1860	A.S. Cameron inventa a primeira bomba alternativa a vapor.
1911	Jens Nielsen fabrica a primeira bomba de engrenagens internas Viking.
1930	René Moineau recebe doutorado pela tese da invenção da bomba de cavidade progressiva.
1956	Flygt lança a bomba submersível de esgotos.

Fonte: Netto (1989)

Aos dias atuais as bombas são utilizadas em diversas operações que é exigido transporte de líquido, como sistema de saneamento, de drenagem, utilizações industriais, hidrojateamento, perfuração de poços de petróleo, entre outros. Em muitas aplicações são exigidas pressões e vazões específicas para determinadas operações de trabalho, para isso diferentes formas construtivas foram sendo desenvolvidas, para que possa atender os parâmetros de operação com maior eficiência, (ROTATAVA, 2011; TSUTIYA, 2006)

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Auxiliar o usuário durante o procedimento da seleção de bombas alternativas de simples efeito através do desenvolvimento de um software, fornecendo informações relevantes quanto aos cálculos envolvidos e parâmetros necessários para o dimensionamento dos elementos do conjunto motor bomba.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Conhecer as propriedades do líquido de trabalho aos quais as bombas alternativas operam;
- Analisar funcionamento de bombas alternativas;
- Verificar procedimentos de seleção de bombas alternativas de simples efeito;
- Fornecer parâmetros necessários para dimensionar os elementos que compõem o conjuntomotor bomba.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para compreender o funcionamento de uma bomba alternativa de simples efeito e analisar os parâmetros de operação para realizar a seleção é necessário a introdução de alguns conceitos físicos fundamentais que envolvem propriedades dos fluidos, escoamento do líquido em sistema hidráulicos e também da transferência da energia mecânica recebida pela bomba ao fluido (BRASIL, 2013).

Os conceitos aqui compreendidos serão indispensáveis durante os cálculos para que possa selecionar o equipamento que mais se adéqua a determinado trabalho (MATTOS; FALCO, 1998).

3.1 PROPRIEDADES DOS FLUIDOS

Uma substância pode ser encontrada na natureza em três estados: sólido, líquido e gasoso. Denomina-se fluido quando o estado é líquido ou gasoso. A substância quando se encontra no estado sólido é caracterizada pela capacidade de resistir a uma determinada tensão de cisalhamento aplicada, sendo essa tensão proporcional a deformação, admitindo assim alterações de volume, tamanho ou forma. Para os fluidos não importa o quão ínfima seja a tensão cisalhante, deforma-se enquanto a mesma estiver atuando e portanto a tensão cisalhante para os fluidos é proporcional a taxa de deformação (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

Os líquidos utilizados em sistema de bombeamento podem ter diferentes propriedades, o fluido mais utilizado em circuitos abertos aos quais esse estudo é direcionado é a água, e essa pode estar na maneira bruta onde pode conter partículas suspensas e tratada onde contém produtos químicos e corrosivos; petróleo e derivados; etanol; produtos alimentícios; farmacêuticos e também outros fluidos de diferentes naturezas (FILHO, 2015).

Os líquidos possuem as mais diversas propriedades, trataremos as que têm grande importância no estudo de bombas referente aos parâmetros de operação que serão analisados (MATTOS; FALCO, 1998).

A classificação de máquinas hidráulicas às quais as bombas fazem parte operam com líquido em seu interior e portanto é importante conhecer a influência das propriedades do mesmo na operação desses equipamentos (FILHO, 2015).

3.1.1 Densidade

A densidade é a razão da de massa da substância que ocupará uma unidade de volume (Çengel Yunus A., 2013).

A Equação que fornece a densidade é dada por:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (1)$$

onde

ρ = Densidade (kg/m³)

v = Volume (m³)

m = Massa (kg)

3.1.2 Densidade relativa

A densidade relativa de uma substância é obtida através da razão da densidade específica da substância **A** com a densidade específica de uma substância **B** de referência em condição pré estabelecida de temperatura e pressão. Para sólidos e líquidos a substância de referência é a água, conforme Mattos e Falco (1998) na literatura encontra-se diferentes valores de temperatura sendo entre quatro e vinte graus Celsius, sendo o utilizado no presente estudo o valor de quatro graus Celsius com recomendações do American Petroleum Institute. Existe um consenso da pressão referência ser a do nível do mar igual a 1 atm.

3.1.3 Peso específico

O peso específico é obtido da razão do peso da substância pela unidade de volume (MATTOS; FALCO, 1998).

O peso é dado pela força que é um vetor direcionado ao centro da Terra, assim como o vetor da aceleração gravitacional Resnik (1983) nos define força peso como sendo a multiplicação da massa pela aceleração gravitacional baseado na segunda lei de Newton. Portanto o peso específico é dado por

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (2)$$

onde

γ = Peso específico (N/m³)

ρ = Densidade (kg/m³)

g = Aceleração gravitacional (m/s²)

3.1.4 Volume específico

O volume específico é definido como sendo a razão entre o volume ocupado para cada unidade de massa da substância mostrado como

$$v = \frac{V}{m} \quad (3)$$

onde

v = Volume específico (m³/kg)

V = Volume (m³)

m = Massa (kg)

3.1.5 Pressão

Em termos gerais, pressão é definida como sendo a força normal que determinado fluido exerce por unidade de área e é igual em todas as direções. A pressão é diferente da tensão normal quando se trata de um escoamento viscoso (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

3.1.5.1 Pressão atmosférica

A pressão atmosférica (P_{atm}) é a pressão exercida pelo ar sobre a superfície terrestre, tem variação com a altitude pois esta relacionado com a coluna do fluido ar ao qual os corpos estão imersos (Çengel Yunus A., 2013).

3.1.5.2 Pressão manométrica

A pressão manométrica é a diferença entre a pressão medida da pressão atmosférica local (Çengel Yunus A., 2013).

Dado por

$$P_{man} = P_{abs} - P_{atm} \quad (4)$$

onde

P_{man} = Pressão manométrica (kPa)

P_{abs} = Pressão absoluta (kPa)

P_{atm} = Pressão atmosférica (kPa)

3.1.5.3 Pressão de vácuo

Pressão de vácuo (P_{vac}) é a diferença entre a pressão atmosférica local e a pressão medida. (Çengel Yunus A., 2013).

$$P_{vac} = P_{atm} - P_{abs} \quad (5)$$

onde

P_{abs} = Pressão absoluta (kPa)

P_{atm} = Pressão atmosférica (kPa)

P_{vac} = Pressão vácuo (kPa)

3.1.5.4 Pressão absoluta

A pressão absoluta é a medida em relação ao vácuo absoluto, sendo assim também denominada de pressão real (Çengel Yunus A., 2013). A pressão absoluta é

3.1.5.5 Pressão em metro de coluna de líquido

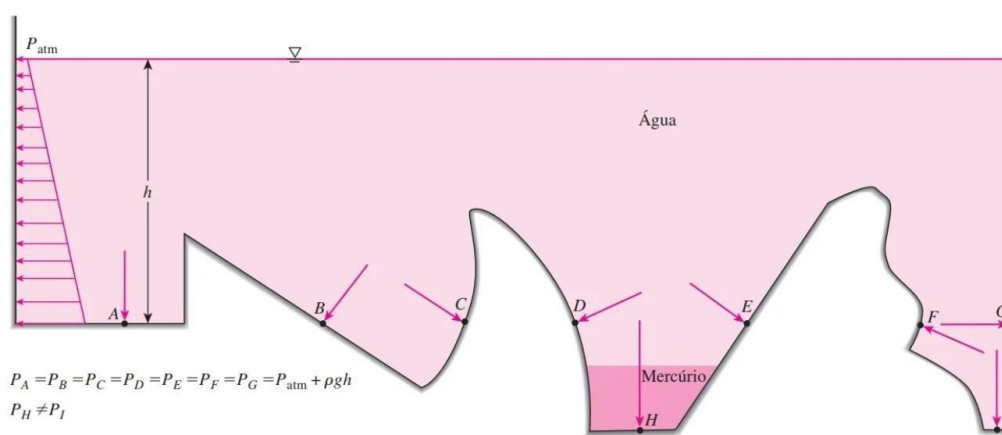
A medida em metro de coluna de líquido é a medida de pressão equivalente a um metro coluna de um líquido. No presente trabalho será utilizado a água (m.c.a) (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

A pressão de um fluido quando está em repouso aumenta à medida que essa coluna vai ficando maior e conforme ilustra a Figura 3, a diferença de pressão medida é proporcional à distância que esse tem na vertical e a densidade do fluido ao qual esta imerso somando-se as pressões das colunas dos fluidos que estão acima do ponto de medição.

Quando se tratar de líquido uma substância essencialmente incompressível a variação da densidade com a influência da pressão pode ser considerada desprezível (Çengel Yunus A., 2013).

Em um plano horizontal a pressão será a mesma para todos os pontos não importando a geometria do tanque ao qual o ponto de medição esta imerso desde que este esteja interconectado com o mesmo fluido, caso o ponto de medição esteja sob ação de outro fluido somam-se os termos de pressão que a coluna do líquido esta exercendo naquele ponto, na Figura 3 o ponto H e o ponto I estão no mesmo plano horizontal no entanto estão imersos em fluidos que possuem diferentes densidades ao qual influenciará na pressão medida pois a coluna do líquido que esta sob o ponto de medição terá influência de um fluido com densidade diferente e portanto exerce uma pressão diferente naquele ponto (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

Figura 3 – Pontos de medição em um tanque



Fonte: Çengel Yunus A. (2013)

A Equação da pressão manométrica (P_{man}) de um ponto de medição que esteja imerso em um líquido em um tanque que esteja aberto a atmosfera ao qual a única pressão exercida na superfície do líquido seja a atmosférica é dada por

$$P_{man} = \frac{\rho \cdot g \cdot h}{1000} \quad (6)$$

onde

P_{man} = Pressão manométrica (kPa)

ρ = Densidade do fluido (kg/m^3)

g = Aceleração gravitacional (m/s^2)

h = Profundidade (m)

3.1.5.6 Pressão de vapor

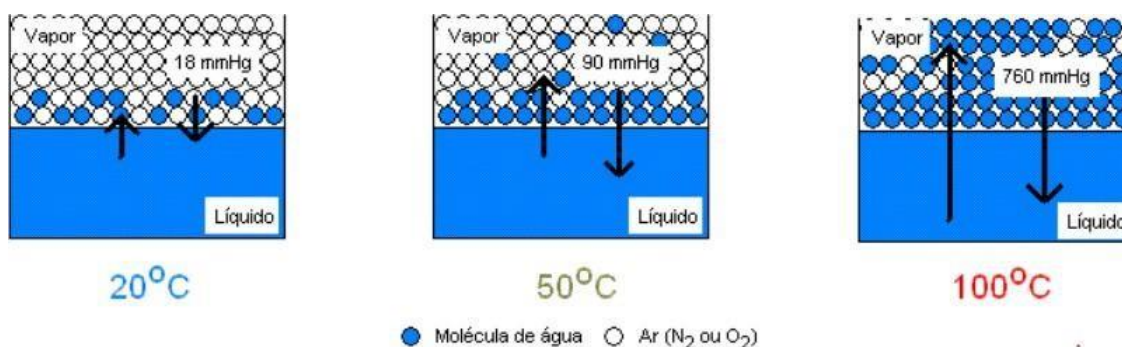
A pressão de vapor é a propriedade que nos fornece a volatilidade de determinada substância sendo que, quanto maior sua pressão de vapor a uma temperatura menor o ponto de ebulição (COIMBRA, 2015).

Quando é atingido o equilíbrio termodinâmico, a mesma quantidade que evapora do fluido, também condensa. Isto também é conhecido como equilíbrio de fases ilustrada pela Figura 4 (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

A pressão de saturação é a pressão onde ocorre a mudança de fase da substância, e depende da temperatura. (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

Quando uma substância atinge a temperatura de saturação a uma dada pressão, também ocorre a mudança de fase, sendo assim, verifica-se que há uma influência direta da temperatura e da pressão com a fase da substância (MORAN et al., 2011).

Figura 4 – Pressão de vapor de água aquecida



Fonte: Paoli (2013)

3.1.6 Viscosidade

A viscosidade de um fluido é a propriedade que mede a resistência interna que o mesmo tem ao movimento, sendo que nem todo movimento de fluido tem influência da viscosidade (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

Por ter direta influência ao movimento do fluido dentro do sistema hidráulico a viscosidade cinemática é uma propriedade importante no estudo das bombas hidráulicas (MATTOS; FALCO, 1998).

Segundo Çengel e Cimbala (2006), para elucidar a viscosidade considere que existe uma placa sob uma camada de fluido, esta placa inicialmente está em repouso e o fluido também, em dado momento uma força movimenta essa placa em um sentido gerando assim uma velocidade constante a essa placa, a camada de fluido em contato com a placa adere a mesma e também

adquire uma velocidade que é igual a da placa, as camadas de fluido abaixo tem velocidade que vai diminuindo a medida que o fluido se afasta da placa que esta sendo movimentada chegando até ser nulo na placa que não recebe movimento, a condição de não escorregamento é a responsável por isso, em um escoamento laminar estacionário é formado um perfil de velocidade que é linear, na camada fluida é gerado tensão de cisalhamento, a Equação 7 nos fornece o cálculo dessa tensão de cisalhamento, a Equação 8 fornece o perfil de velocidade e a Equação 9 fornece o gradiente de velocidade.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (7)$$

onde F é a força exercida na placa e A a área da placa em contato com o fluido.

$$u = \frac{y}{l} V \quad (8)$$

onde y é a distância da placa inferior e l a espessura da camada de líquido.

$$\frac{du}{dy} = \frac{V}{l} \quad (9)$$

Se for considerado um dado intervalo de tempo (dt), e imaginar que existe uma linha MN como mostrado na Figura 5, nesse dado intervalo de tempo infinitesimal as partículas do fluido irão rotacionar e formar um ângulo ($d\beta$), nesse mesmo instante a placa superior irá andar uma distância (da), essa distância é fornecida pela Equação 10, o deslocamento angular conhecido também por tensão de cisalhamento é dado na Equação 11 por:

$$da = V \cdot dt \quad (10)$$

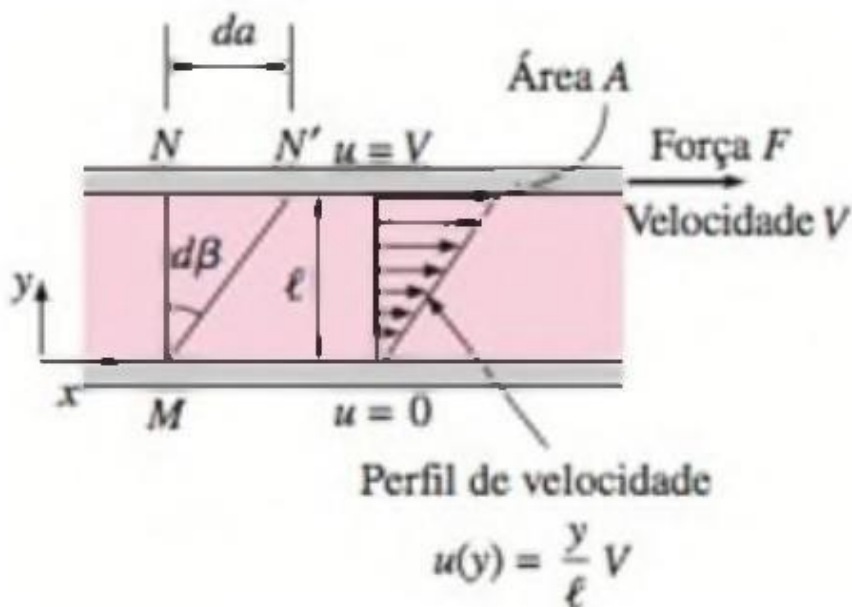
$$d\beta \approx \text{tg}\beta = \frac{da}{l} = \frac{V \cdot dt}{l} = \frac{du}{dy} dt \quad (11)$$

Pela equivalência da Equação 11, pode-se rearranjar os termos e obter a Equação 12 que fornece a taxa de deformação sob a ação da tensão de cisalhamento.

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{du}{dy} \quad (12)$$

E da Equação 12 é obtido a equivalência entre a taxa de deformação e o gradiente de velocidade obtido na Equação 8.

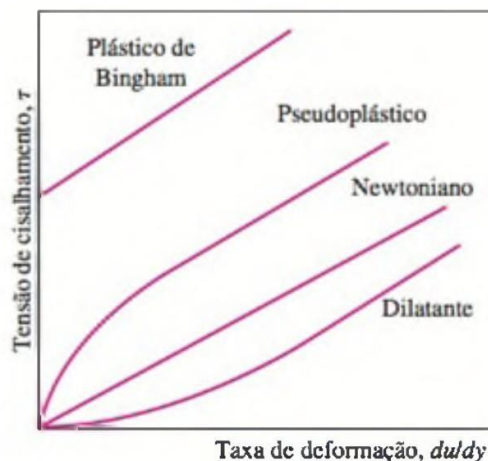
Figura 5 – Comportamento de um fluido com escoamento laminar entre duas placas



Fonte: (ÇENGEL; CIMBALA, 2006)

Para fluidos Newtonianos aos quais serão os estudados nesse trabalho, a taxa de deformação pela aplicação da tensão de cisalhamento se dá de forma linear, e para fluidos não Newtonianos se dá de maneira não linear, a Figura 6 mostra a relação entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação dos fluidos supracitados (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

Figura 6 – Gráfico da relação tensão de cisalhamento pela taxa de deformação de fluidos



Fonte: Çengel e Cimballa (2006)

Para fluidos Newtonianos como citado se dá de forma linear, portanto para diferentes fluidos dessa mesma classificação apresentam diferentes coeficientes angulares que são mos-

trados na Figura 7, viscosidade absoluta é calculada através da Equação 13 que relaciona que a viscosidade absoluta (μ) é a razão entre a tensão de cisalhamento (τ) e a taxa de deformação (du/dy) (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \quad (13)$$

onde

μ = Viscosidade Absoluta (Pa.s) =

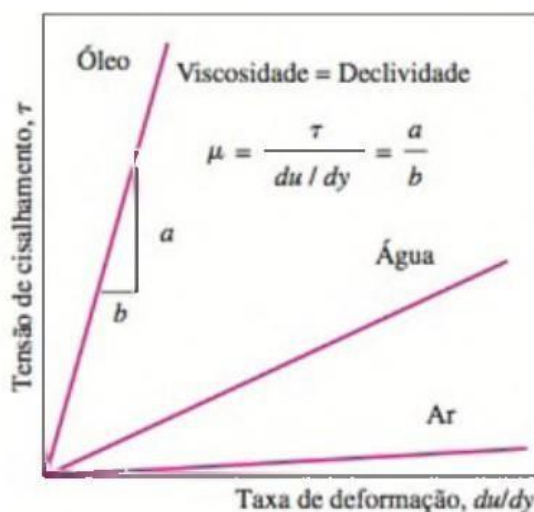
τ = Tensão de cisalhamento (Pa)

du = Velocidade diferencial (m/s)

dy = Espessura diferencial (m)

1 Pa.s é igual a 1000 cP

Figura 7 – Fluidos Newtonianos e sua relação entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação



Fonte: Çengel e Cimbala (2006)

3.1.6.1 Viscosidade cinemática

Conforme Mattos e Falco (1998), da viscosidade absoluta (μ) pode se obter a viscosidade cinemática (ν), pela razão da viscosidade absoluta pela densidade (ρ) do fluido na mesma temperatura dada como

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (14)$$

onde

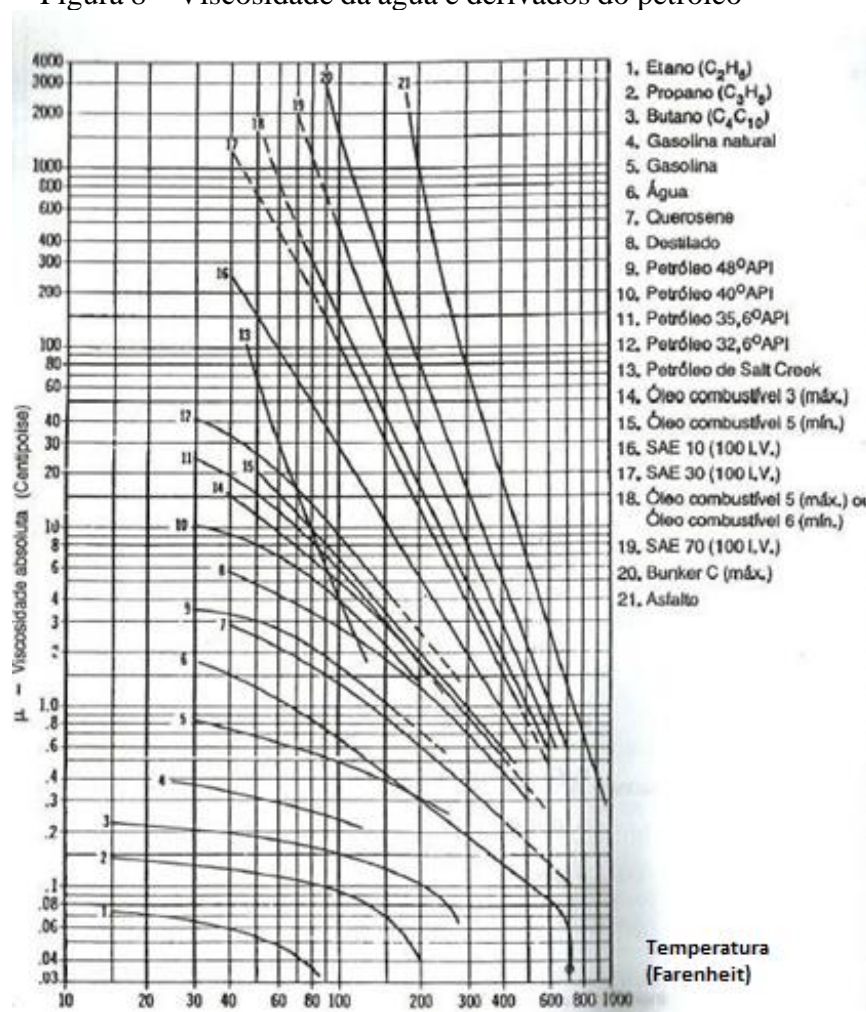
ν = Viscosidade Cinemática (cSt)

μ = Viscosidade Absoluta (cP)

ρ = Densidade (kg/m³)

A Figura 8 mostra a viscosidade absoluta dos fluidos de interesse desse estudo.

Figura 8 – Viscosidade da água e derivados do petróleo



Fonte: MATTOS e FALCO (1998)

3.2 CAVITAÇÃO

O interesse em estudar a propriedade do fluido pressão de vapor se dá a direta relação dela com a cavitação, que por sua vez é indesejada em máquinas de fluxo no geral, por gerar vibrações, ruídos, destruição de componentes e conseqüentemente causar queda de desempenho do equipamento (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

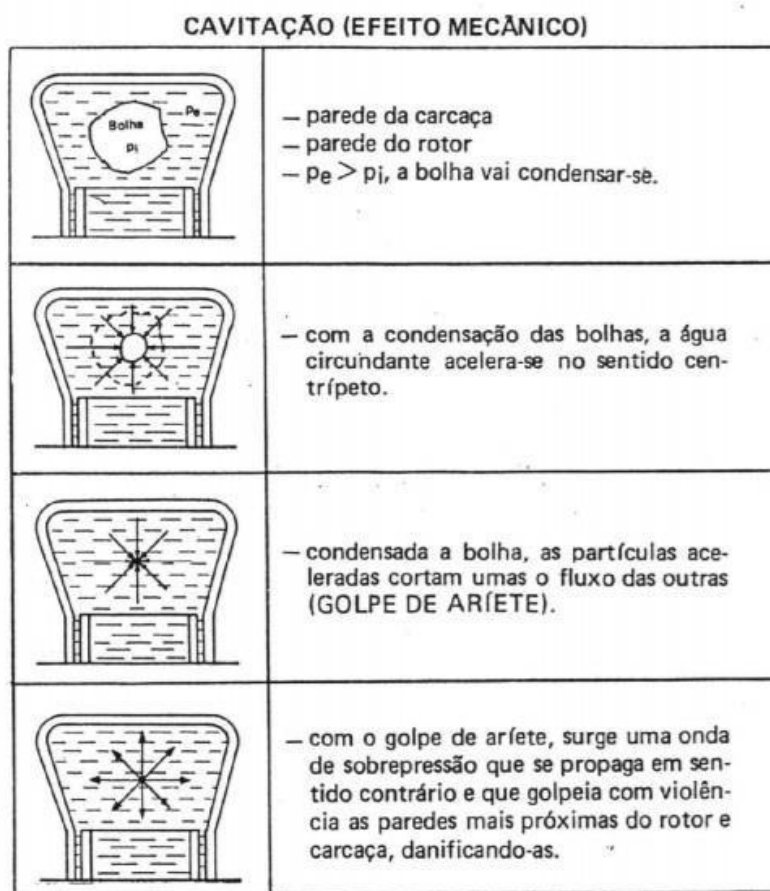
A cavitação ocorre quando a pressão do líquido no sistema hidráulico por onde escoar fica inferior a pressão de saturação sem a variação da temperatura, gerando bolhas de vapor denominadas também por bolhas de cavitação. Çengel e Cimbala (2006) cita que é possível notar tal fenômeno através dos sistema de escoamento por um som característico. Quando a pressão absoluta na entrada de sucção da bomba for menor ou igual a pressão de vapor na temperatura que tal líquido está, e caso isso se estenda por toda seção de escoamento, pode formar uma bolha de vapor que irá interferir no escoamento podendo interrompe-lo (Fonseca De

Carvalho; Duarte Batista Da Silva, 2008).

Essas bolhas de cavitação são formadas em áreas de baixa pressão e ao se afastarem quebram gerando ondas de choque que são destrutivas e pressões muito elevadas que ao colidirem com componentes causam as mais diversas falhas mecânicas (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

Se a pressão de vapor é localizada em pontos de entrada da bomba, tais bolhas de cavitação serão deslocadas para áreas de alta pressão, pela diferença de pressão externa e interna ocorre a implosão das bolhas conforme a Figura 10, essas implosões ondas de choque com altíssima pressão que ultrapassam os limites das propriedades mecânicas ao qual os componentes das bombas são constituídos, dessa maneira efeitos mecânicos são causados dentre eles o pits por erosão como visto na Figura 11 (Fonseca De Carvalho; Duarte Batista Da Silva, 2008).

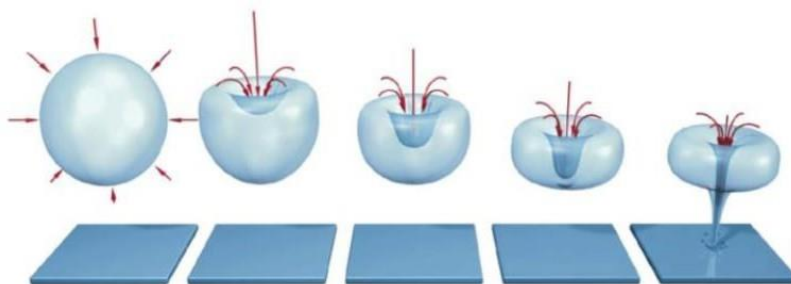
Figura 9 – Efeitos mecânicos de cavitação



Fonte: Fonseca De Carvalho e Duarte Batista Da Silva (2008)

Na Figura 9 pode-se observar com mais detalhes como ocorre o mecanismo de implosão das bolhas de cavitação que colidem com os componentes da bomba.

Figura 10 – Detalhe da implosão da bolha de cavitação



Fonte: Hevvy Pumps (2017)

Figura 11 – Detalhe de rotor danificado pela cavitação



Fonte: Hevvy Pumps (2017)

3.3 ESCOAMENTO EM TUBULAÇÕES

3.3.1 escoamento ideal de fluido

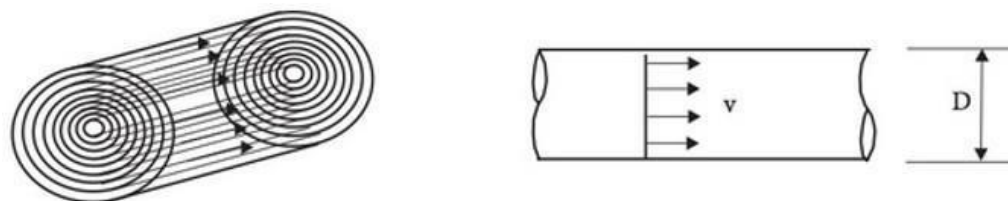
Tubos são elementos com seção circular (A) e comprimento linear, quando tais elementos não são circulares são chamados de conduto. Estes elementos podem ser feitos de metais ou de plásticos próprios para escoamento de fluidos (FERNANDES FILHO, 2015).

O escoamento de fluido ocorre de maneira interna ao tubo, dessa maneira as paredes do tubo contêm o líquido que escoar seu interior, para o presente estudo iremos tratar apenas de líquidos incompressíveis aos quais a sua densidade (ρ) e o volume específico (v) se mantêm constante durante todo escoamento. Para elucidar o escoamento de um líquido vamos considerar

um líquido ideal ao qual sua viscosidade absoluta (μ) é nula, dessa maneira como não ha viscosidade a velocidade de todas as camadas do líquido terão a mesma velocidade (V), já que não haverá atrito entre elas, esse tipo de escoamento é classificado como escoamento uniforme (FILIPPO FILHO, 2015).

A Figura 12 nos mostra como que é a representação de um escoamento uniforme em um tubo de diâmetro (D).

Figura 12 – Fluido com escoamento ideal no interior de um tubo



Fonte: Filippo Filho (2015)

O escoamento do fluido possui uma vazão volumétrica (Q) e uma vazão mássica (\dot{m}) mostradas na Equação 15 e pela Equação 16.

$$Q = V.A \quad (15)$$

$$\dot{m} = \rho.V.A \quad (16)$$

onde

Q = Vazão volumétrica (m^3/s)

V = Velocidade do fluido (m/s)

A = Área da seção do tubo (m^2)

ρ = Densidade do fluido (kg/m^3)

\dot{m} = Vazão mássica (kg/s)

Para o escoamento de fluidos incompressíveis em regime permanente dentro de um tubo o princípio da continuidade nos diz que a variação da vazão volumétrica que entra no tubo é a mesma que sai do tubo, dessa maneira a Equação 17 nos mostra que a taxa de massa que entra (\dot{m}_{ent}) no tubo sera mesma que a taxa de massa sai do tubo (\dot{m}_{sai}) (FILIPPO FILHO, 2015).

Segundo Çengel Yunus A. (2013) em aplicações na engenharia de maneira prática a densidade (ρ) é uniforme durante a seção do tubo e por isso pode ser retirada do cálculo, então da Equação 16 e da Equação 17 obtém a Equação 18.

$$\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sai} \quad (17)$$

onde

\dot{m}_{ent} = Vazão mássica que entra (kg/s)

\dot{m}_{sai} = Vazão mássica que sai (kg/s)

$$V_{ent} \cdot A_{ent} = V_{sai} \cdot A_{sai} \quad (18)$$

onde

V_{ent} = Velocidade que o fluido entra (m/s)

V_{sai} = Velocidade que o fluido sai (m/s)

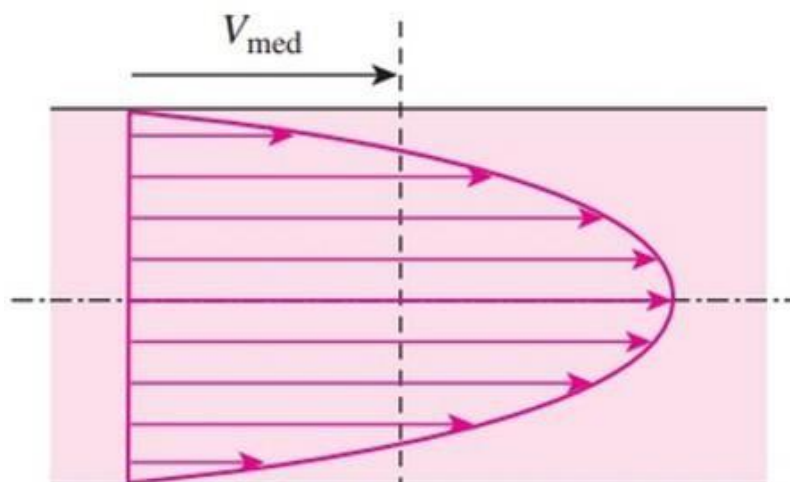
A_{ent} = Área do tubo por onde o fluido entra (m²)

A_{sai} = Área do tubo por onde o fluido sai (m²)

3.3.2 Escoamento real de fluido

Em um escoamento real, considerando a viscosidade, a velocidade na seção do tubo não é constante, pois existe a aderência do fluido as paredes do tubo, a chamada condição não escorregamento, as lâminas de fluidos possuem velocidades diferentes, tendo valor nulo quando esta próxima a parede do tubo até uma velocidade máxima localizada ao centro do tubo, para os cálculos envolvendo escoamento real a velocidade média (V_{med}) é considerada a Figura 13 ilustra a velocidade média de escoamento de um fluido dentro da seção transversal de um tubo (Çengel Yunus A., 2013).

Figura 13 – A velocidade média de um fluido dentro da seção transversal



Fonte: Çengel Yunus A. (2013)

Para fluidos incompressíveis (densidade constante) aos quais as bombas operam, pelo balanço de massa da Equação 17 a variação da taxa de massa em um regime permanente de um volume de controle é fornecida através da quantidade de massa que entra pela quantidade de massa que sai pela unidade de tempo, onde o volume de controle é um espaço imaginário

onde estudamos as variações em seu interior e sua superfície é tida como superfície de controle (Çengel Yunus A., 2013).

Para regime permanente o escoamento incompressível de corrente única a vazão volumétrica é fornecida como sendo

$$Q_{ent} = Q_{sai} \quad (19)$$

onde

Q_{ent} = Vazão volumétrica que entra no volume de controle (m^3/s)

Q_{sai} = Vazão volumétrica que sai do volume de controle (m^3/s)

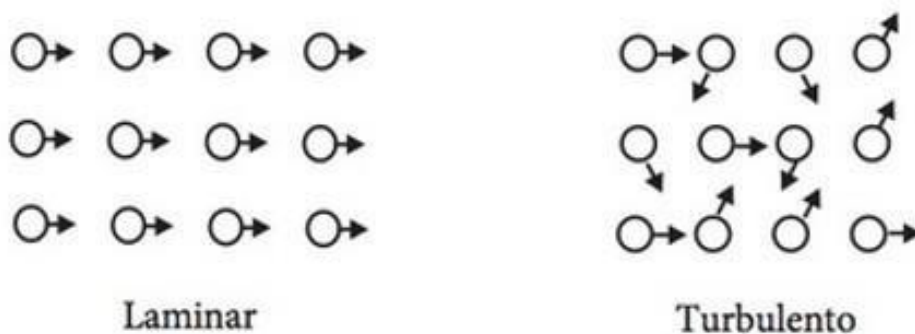
3.3.3 Escoamento laminar e turbulento

A classificação de escoamento leva em consideração a forma que as moléculas do fluido se deslocam dentro do mesmo, no escoamento laminar, o conjunto de moléculas ficam em suas lâminas, não passando para lâminas adjacentes, o atrito da viscosidade do fluido é a única forma do fluido dissipar sua energia (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

Quando o escoamento é turbulento as moléculas estão desordenadas deslocando dentro do tubo no sentido do fluxo, colidem entre si, dissipando energia, além disso elas passam de uma lâmina para outra, a dissipação de energia pelo atrito pela viscoso é pequena quando é comparada a energia dissipada pela colisão das moléculas (FILIPPO FILHO, 2015).

A Figura 14 ilustra o comportamento das moléculas em ambos escoamentos.

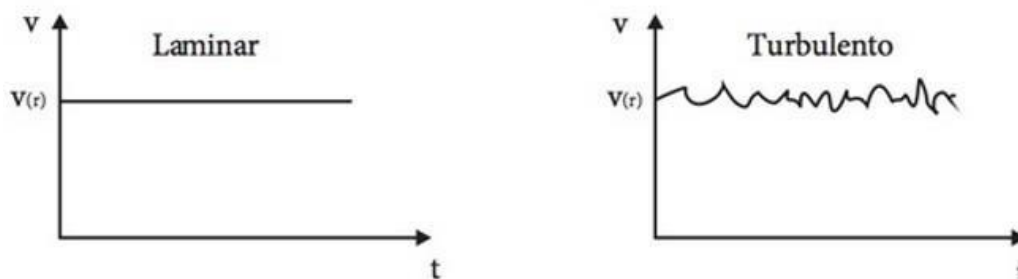
Figura 14 – Comportamento das moléculas do fluido no escoamento laminar e turbulento



Fonte: Filippo Filho (2015)

A Figura 15 mostra a variação da velocidade média da lâmina do fluido em ambos os escoamentos, no escoamento laminar ela ocorre de maneira constante enquanto no escoamento turbulento ela varia de forma aleatória (FILIPPO FILHO, 2015).

Figura 15 – Variação da velocidade em relação ao tempo de ambos escoamentos



Fonte: Filippo Filho (2015)

3.3.4 Número de Reynolds

Segundo Filippo Filho (2015) o número de Reynolds representa um valor adimensional cujo análise considera uma relação entre a viscosidade e as forças gravitacionais que estão presentes durante o escoamento do fluido. A Equação 20 fornece o cálculo para o número de Reynolds do escoamento, a densidade (ρ) a velocidade média do fluido (V_{med}), o diâmetro do tubo (D), a viscosidade absoluta e a viscosidade cinemática (ν) são relacionadas.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{med} \cdot D}{\mu} = \frac{V_{med} \cdot D}{\nu} \quad (20)$$

onde

Re = Número de Reynolds (adimensional)

ρ = Densidade do fluido (kg/m^3)

V_{med} = Velocidade média do fluido (m/s)

D = Diâmetro do tubo (m)

μ = Viscosidade absoluta ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

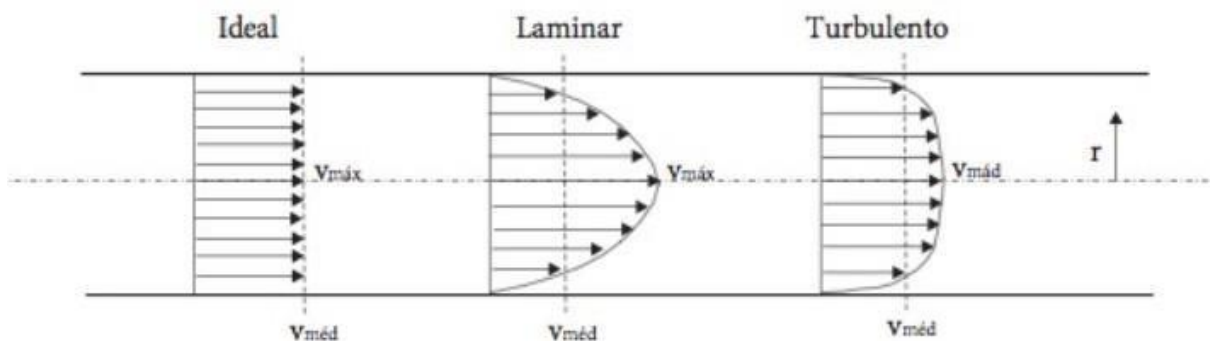
ν = Viscosidade cinemática (m^2/s)

Conforme Filippo Filho (2015) de maneira prática e obtido através de experimentos o número de Reynolds nos fornece um parâmetro de como será o escoamento de um fluido, sendo:

- $Re < 2000$ para ser caracterizado como escoamento laminar.
- $2000 < Re < 3000$ é caracterizado um escoamento de transição e esse pode ter variações entre os escoamentos em situações específicas.
- $Re > 3000$ para ser caracterizado um escoamento turbulento.

A Figura 16 ilustra como ocorre o perfil de velocidade dos fluidos nos escoamentos ideal, laminar e turbulento.

Figura 16 – Perfil de velocidade de um fluido em um tubo nos diferentes tipos de escoamento



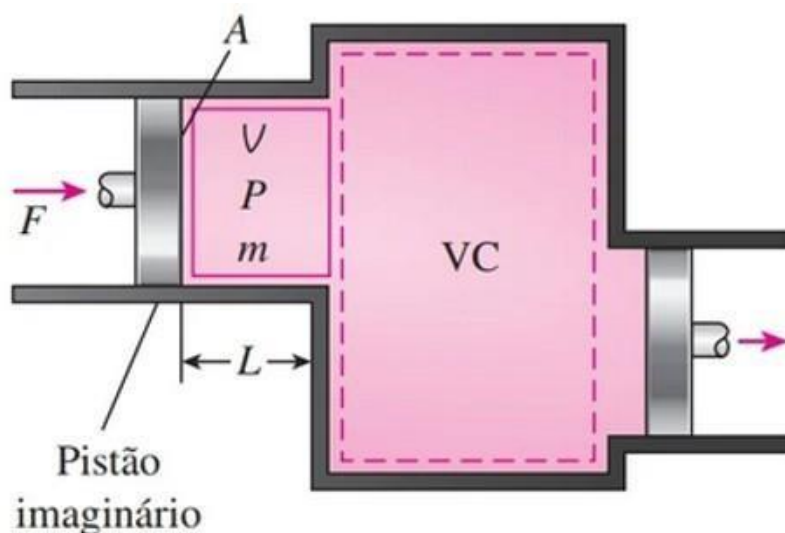
Fonte: Filippo Filho (2015)

Para MATTOS e FALCO (1998) a grande maioria das instalações de bombeamento operam sob regime turbulento com exceções para quando estas operam com fluidos de alta viscosidade e diâmetros relativamente pequenos.

3.3.5 Trabalho de fluxo

O trabalho fluxo ou energia de escoamento é definido por Çengel Yunus A. (2013) como sendo a força necessária para deslocar um pistão que exerce uma pressão capaz de deslocar uma quantidade de massa para dentro do volume de controle, em outras palavras o fluido exige trabalho para ser deslocado dentro de uma tubulação.

Figura 17 – Esquema do trabalho de fluxo



Fonte: Çengel Yunus A. (2013)

O trabalho de fluxo é dado pela Equação 22 como sendo o produto da pressão (P) exercida pelo pistão pela área do pistão (A) pela deslocamento (L) do pistão, a força (F) exercida pelo pistão é dado como

$$F = P.A \quad (21)$$

onde

F = Força exercida no pistão (kN)

P = Pressão exercida pelo pistão (kPa)

A = Área do pistão (m²)

$$W_{fluxo} = F.L = P.A.L = P.V \quad (22)$$

onde

W_{fluxo} = Trabalho de fluxo realizado pelo pistão (kJ)

F = Força exercida pelo pistão (kN)

L = Curso do pistão (m)

P = Pressão exercida pelo pistão (kPa)

A = Área do pistão (m²)

A Equação 22 pode ser usada termos de unidade de massa dessa forma usa-se o volume específico (v). Se não houver aceleração do pistão a força que o pistão faz no fluido é a mesma força que o fluido faz no pistão (Çengel Yunus A., 2013).

3.3.6 Energia total de um fluido em escoamento

Um fluido em escoamento possui energia total (θ) dividida em quatro formas, sendo essas a energia de escoamento, a energia interna (u) que depende da temperatura do fluido, a energia potencial (ep) e a energia cinética (ec). Sendo assim a energia total do sistema é expressa na Equação 23, para simplificar segundo COIMBRA (2015) a soma da energia de escoamento com a energia interna nos fornece a entalpia que é uma propriedade extensiva dos fluidos (Çengel Yunus A., 2013).

$$\theta = Pv + u + ep + ec = h + \frac{V^2}{2} + g.z \quad (23)$$

onde

θ = Energia total específica (kJ/kg)

Pv = Energia de escoamento ou trabalho de fluxo por específico (kJ/kg)

u = Energia interna específica do fluido (kJ/kg)

ep = Energia potencial específica (kJ/kg)

ec = Energia cinética específica (kJ/kg)

h = Entalpia específica do fluido

V = Velocidade média do fluido em escoamento (m/s)

g = Aceleração gravitacional (m/s²)

z = Elevação (m)

A taxa da energia pelo transporte de massa (\dot{E}_{massa}) se dá pelo produto da taxa de massa (\dot{m}) que atravessa o volume de controle pela energia total (θ), a Equação 24 fornece a relação.

$$\dot{E}_{massa} = \dot{m}.\theta \quad (24)$$

onde

\dot{E}_{massa} = Taxa de transporte de energia pela massa (kW)

\dot{m} = Vazão mássica (kg/s)

θ = Energia total específica (kJ/kg)

Para Çengel Yunus A. (2013) energia cinética em uma corrente de fluido possui valores desprezíveis, podemos simplificar a Equação 23 e obter a Equação 25.

$$\dot{E}_{massa} = \dot{m}.(h + g.z) \quad (25)$$

Em regimes permanentes o balanço de energia se da maneira simplificada conforme a Equação 26 onde a taxa de energia que entra em forma de calor, trabalho e massa (\dot{E}_{ent}) é igual a taxa de energia que sai (\dot{E}_{sai}) (MORAN et al., 2011).

$$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sai} \quad (26)$$

Quando um balanço de energia é aplicada um volume de controle em regime permanente considerando uma entrada mássica a soma das taxas de energia térmica (\dot{E}_{term}), de trabalho (\dot{W}) e de trabalho pelo transporte de massa que entram são iguais a soma das taxas que de energia saem que é dado por

$$\dot{E}_{term,ent} + \dot{W}_{ent} + \dot{m}_{ent}(h_1 + g.z_1) = \dot{E}_{term,sai} + \dot{W}_{sai} + \dot{m}_{sai}(h_2 + g.z_2) \quad (27)$$

Onde \dot{m}_{ent} a vazão mássica que entra no volume de controle e \dot{m}_{sai} a vazão mássica que deixa o volume de controle, h_1 a entalpia na entrada e h_2 a entalpia na saída, z_1 a elevação da entrada e z_2 a elevação da saída, \dot{W}_{ent} a taxa de entrada de trabalho, \dot{W}_{sai} a taxa de saída de trabalho, $\dot{E}_{term,ent}$ a taxa de energia térmica que entra, $\dot{E}_{term,sai}$ a taxa de energia térmica que sai.

Para o estudo das bombas aqui apresentado consideraremos que o volume de controle está bem isolado e com isso não há troca de calor sendo um processo adiabático portanto \dot{E}_{term} é nulo (Çengel Yunus A., 2013).

Dessa forma a Equação 28 nos fornece o balanço de energia reduzida. Quando se trata de bombas \dot{W} é e potência do eixo necessária para operação desse equipamento (COIMBRA, 2015).

$$\dot{W} = \dot{m}((h_2 - h_1) + g(z_2 - z_1)) \quad (28)$$

onde

\dot{W} = Potência de eixo requerida (kW)

\dot{m} = Vazão mássica (kg/s)

h_1 = Entalpia específica na entrada (kJ/kg)

h_2 = Entalpia específica na saída (kJ/kg)

z_1 = Elevação na entrada (m)

z_2 = Elevação na saída (m)

g = Aceleração gravitacional (m/s²)

3.3.7 Perda de carga em tubulações

Durante o escoamento de um líquido dentro de uma tubulação, há dissipação de energia através do atrito, as partículas do líquido em contato com as paredes adquirem a velocidade da parede, ou seja nula e passam a influenciar nas partículas através da viscosidade e da turbulência onde a energia vai dissipando ao longo da tubulação (ÇENGEL; CIMBALA, 2006).

A dissipação de energia através desse processo ocasiona uma perda de carga, que é a queda da pressão devido a essa dissipação de energia.

A perda de carga é distribuída quando ao longo de um trecho retilíneo o atrito entre as paredes do tubo e o líquido dissipam energia, gerando uma perda distribuída ao longo do comprimento desse trecho. Para esse cálculo é utilizado o ábaco de Moody-Rouse, onde a Equação 29 determina a perda de carga distribuída, para utilizar esse método primeiramente é necessário encontrar o número de Reynolds do escoamento pela Equação 20. Se o escoamento encontrado for laminar o fator de atrito é dado diretamente pela Equação 30 e aplicado na Equação 29. Se o escoamento for de transição ou turbulento é preciso a utilização do ábaco, para isso é necessário encontrar a relação da divisão da rugosidade (varia de acordo com o material que o tubo é feito e pode ser obtido na tabela anexada ao ábaco) pelo diâmetro do tubo ambos na mesma unidade de medida, no eixo vertical a direita do ábaco temos os valores dessa relação, cruzando com o valor do número de Reynolds no eixo horizontal é obtido no eixo vertical a esquerda o fator de atrito correspondente, obtendo assim a perda de carga pela fórmula 29 conhecida pela fórmula de Darcy-Weisbach.

$$hf_{distribuda} = \frac{\text{Fator de atrito} \cdot L \cdot V^2}{D \cdot 2g} \quad (29)$$

onde

$hf_{distribuda}$ = Perda de carga distribuída (m.c.a)

Fator de atrito = Fator de atrito obtido obtido pelo ábaco (adimensional)

L = comprimento da tubulação (m)

V = Velocidade do escoamento (m/s)

D = Diâmetro da tubulação (m)

g = Aceleração gravitacional (m/s²)

$$Fator\ de\ atrito = \frac{64}{Re} \tag{30}$$

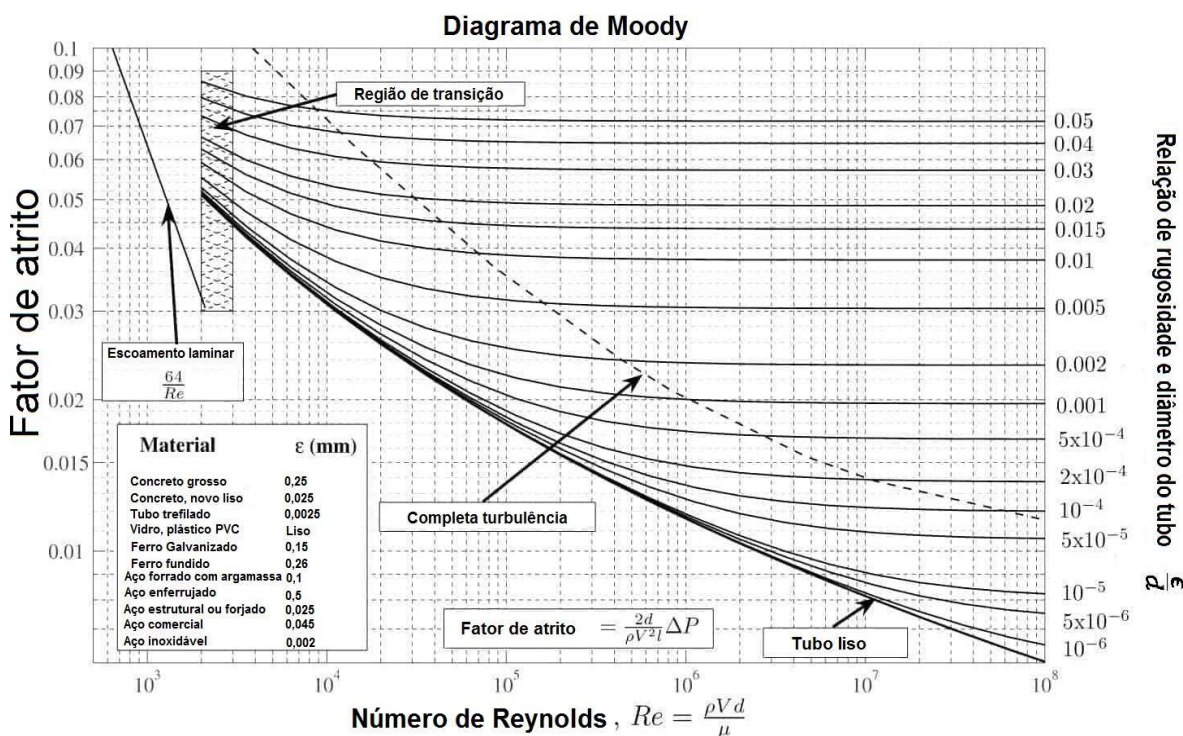
onde

Fator de atrito = Fator de atrito obtido diretamente (adimensional)

Re = Número de Reynolds (adimensional)

A Figura 18 ilustra o ábaco de Moody-Rouse utilizado para obter os cálculos.

Figura 18 – Ábaco de Moody-Rouse utilizado para o cálculo da perda de carga distribuída



Fonte: Adaptado de Çengel e Cimbala (2006)

A perda de carga é localizada quando acessórios que são utilizados em montagens de canalizações para controlar o fluxo causam mudanças bruscas na velocidade do escoamento e geram uma perda de carga no local onde o acessório está instalado, sendo então denominado perda de carga localizada. Acessórios como cotovelos, tês, válvulas, entre outros geram esses tipos de perda. A perda de carga localizada é obtida através da Equação 31, onde cada acessório possuium valor característico *K* que é tabelado e ilustrado pela Figura 19. O cálculo da perda de carga localizada é obtida somando o valor da perda de todos os componentes do trecho em análise.

$$hf_{localizada} = K \frac{V^2}{2g} \tag{31}$$

onde



















$h_{f_{localizada}}$ = Perda de carga localizada do acessório (m.c.a)

K = Valor característico do acessório (adimensional)

V = Velocidade do escoamento (m/s)

g = Aceleração gravitacional (m/s²)

Figura 19 – Valor característico K para cada tipo de acessório

SAÍDA DE CONDUTOS	DESCRIÇÃO	K
	Normal	0,5
	de Borda	0,9
	Convergente	0,1
COTOVELOS	DESCRIÇÃO	
	Raio longo (90°)	0,32
	Raio longo 45°	0,2
	Raio curto (90°)	1,2
	Raio curto (45°)	0,4
TÊS	DESCRIÇÃO	
	Passagem direta	0,6
	Passagem lateral	1,3
	Passagem bilateral	1,8
REGISTROS	DESCRIÇÃO	
	de Gaveta, aberto	0,2
	de Globo, aberto	10
	de Esfera, aberto	4,05
	de Angulo, aberto	5
DIVERSOS	DESCRIÇÃO	
	Luvas	0,1
	Junção Y	0,4
	Válvula de retenção	2,5
	Válvula de pé	1,75

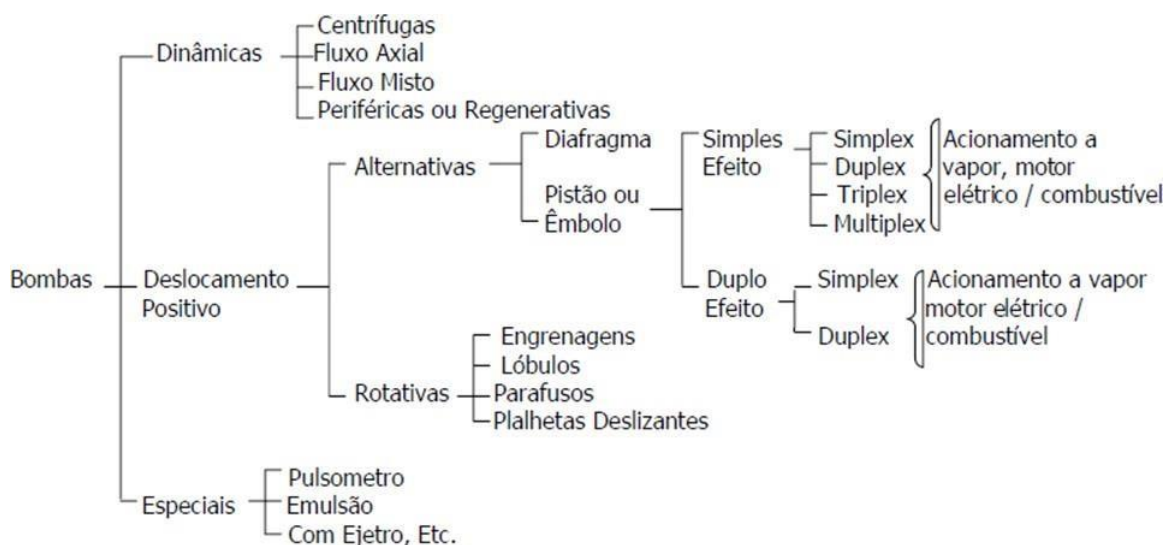
Fonte: Adaptado de MATTOS e FALCO (1998)

A perda de carga total para o trecho analisado é a soma da perda de carga localizada com a perda de carga distribuída.

3.4 CLASSIFICAÇÕES DAS BOMBAS

A classificação das bombas segundo Filippo Filho (2015) é realizada através de três etapas de classificação, primeiro pelo princípio pela qual se dá a transferência da energia ao fluido, em segundo a maneira utilizada para que esse princípio possa efetuar essa transferência e terceiro sobre as geometrias específicas empregadas no equipamento. A Figura 20 mostra como se dá a classificação das bombas de maneira esquemática, sendo as dinâmicas e as de deslocamento positivo as mais utilizadas em sistemas de bombeamento (MATTOS; FALCO, 1998).

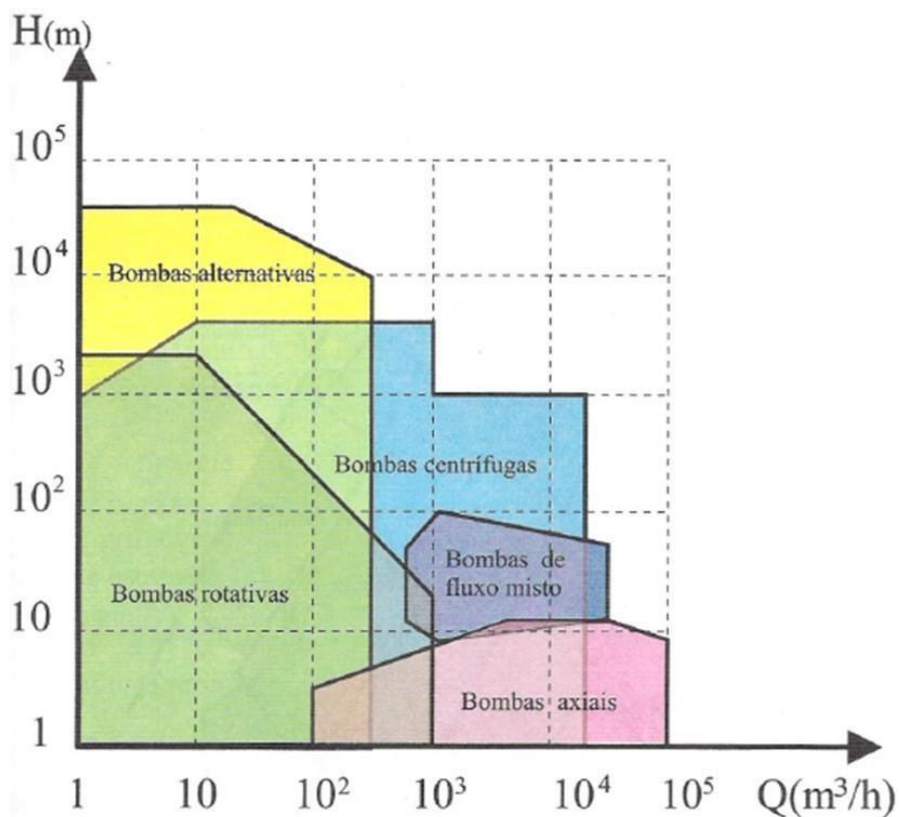
Figura 20 – Classificação esquemática das bombas



Fonte: (GAMBARINI; JÚNIOR, 2004)

A Figura 21 nos mostra áreas demarcadas no gráfico das bombas levando em consideração o campo de aplicação das bombas relacionando a vazão (Q) pela altura de elevação (H).

Figura 21 – Campo de aplicação das bombas

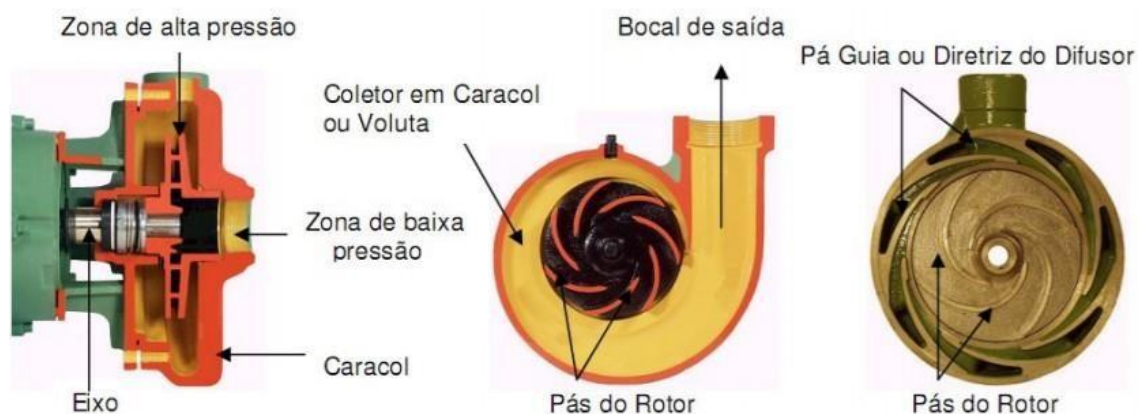


Fonte: Brasil (2006)

3.4.1 Bombas dinâmicas

As bombas dinâmicas são caracterizadas pela transferência de energia ocorrer de maneira cinética e posteriormente hidráulica pelo aumento da pressão, as bombas dinâmicas são dotadas de rotores que através do movimento de rotacionar gerado por um motor externo geram aceleração do líquido que escoar para a tubulação de descarga. A Figura 22 mostra uma bomba dinâmica do tipo caracol (BRASIL, 2013).

Figura 22 – Bomba dinâmica centrífuga em caixa em caracol



Fonte: (BRASIL, 2013)

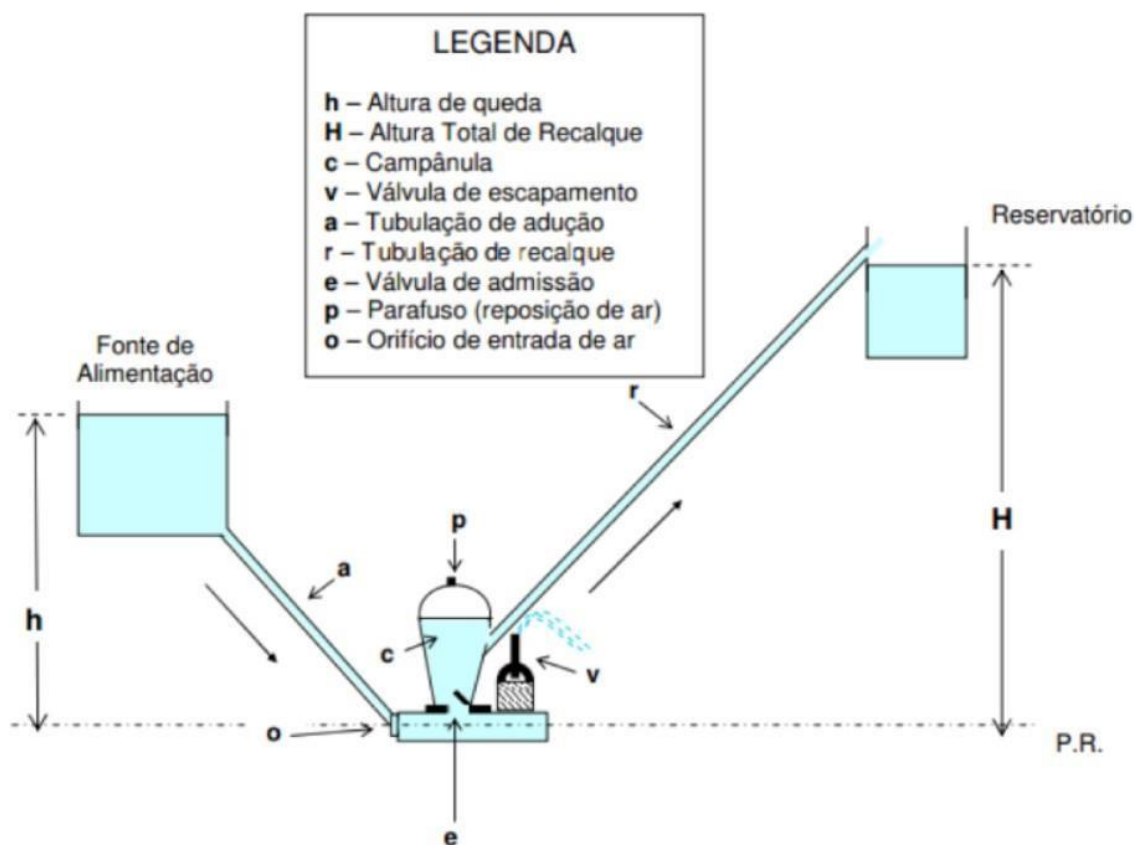
A forma como o líquido se desloca no interior da bomba a classifica em:

- Radial ou centrífuga, é quando o sentido do escoamento do líquido ocorre na direção normal ao eixo da bomba.
- Diagonal ou de fluxo misto, é quando o sentido do escoamento do líquido ocorre de maneira inclinada ao eixo do equipamento .
- Fluxo axial ou helicoidal, é quando o sentido do escoamento do líquido ocorre de maneira paralela ao eixo da bomba.

3.4.2 Bombas especiais

São equipamentos que operam com mecanismos próprios, dentre eles equipamentos que operam através da injeção de ar comprimido em que a diferença de pressão faz o líquido escoar das áreas de alta pressão para baixa pressão. A Figura 23 mostra o mecanismo de funcionamento de um carneiro hidráulico, um equipamento que através da diferença de pressão causada por ar comprimido causa um escoamento pulsante (BRASIL, 2013).

Figura 23 – Representação esquemática de operação de um carneiro hidráulico



Fonte: Macedo (2014)

3.4.3 Bombas de deslocamento positivo

Nas bombas de deslocamento positivo, a transferência de energia para o líquido ocorre de maneira direta em forma do aumento de pressão. Através de êmbolos ou engrenagens e de uma ou mais câmaras geram as condições de diferenças de pressões necessárias para fazer o líquido escoar.

A Figura 24 ilustra a representação esquemática de uma bomba de deslocamento positivo rotativa onde a rotação das engrenagem gera uma área de baixa pressão (verde) que faz a sucção do líquido da tubulação e uma de alta pressão (vermelho) que empurra o fluido para a descarga da bomba.

Figura 24 – Bombas de deslocamento positivo rotativas



Fonte: Moreira (2015)

3.4.4 Bombas alternativas de êmbolos

Nas Bombas Alternativas de êmbolos, os êmbolos são acionados através do girabrequim, que recebem energia pela ação de um motor, em forma de trabalho de eixo que rotaciona e transfere o movimento para a biela que através das cruzetas transfere movimento aos êmbolos de forma linear, esses por sua vez realizam a alternância entre o movimento de avançar (recalque) e recuar (aspiração) dentro da câmara. A forma como o fluido é bombeado durante tal ação define se a bomba é de simples ou duplo efeito. A Figura 25 ilustra como ocorre o mecanismo de uma bomba alternativa de simples efeito (GAMBARINI; JÚNIOR, 2004)

- Simple efeito: o líquido só é bombeado no avanço do êmbolo, ou seja, durante meia revolução do girabrequim. Podem ser utilizadas desde baixas até super altas pressões. Essas serão as bombas tratadas nesse trabalho.

- Duplo efeito: o líquido é bombeado tanto no avanço quanto no recuo do êmbolo, ou seja, durante toda a revolução do girabrequim o fluido é bombeado. É utilizada para baixas pressões.

A Tabela 1 mostra o tipo da bomba em relação ao número de êmbolos (Hydraulic Institute Standards, 2000).

Tabela 1 – Tipo de bomba em relação ao número de êmbolos

Tipo de bomba	Número de êmbolos
Simplex	1
Duplex	2
Triplex	3
Quadruplex	4
Quintuplex	5
Septuplex	7
Nonuplex	9

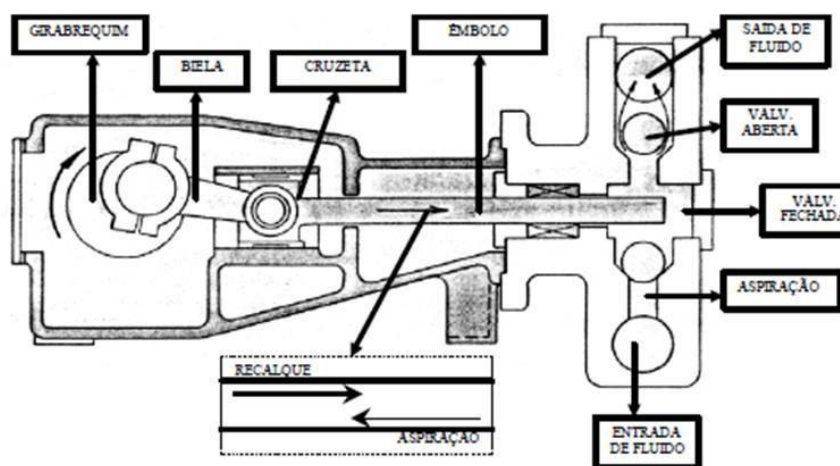
Fonte: Hydraulic Institute Standards (2000)

3.4.5 Funcionamento de uma bomba alternativa de simples efeito

Em uma bomba alternativa de simples efeito, o mecanismo de ação cujo foi citado em 3.4.4 é realizado da seguinte maneira, durante a rotação do girabrequim é transferido movimento aos êmbolos, que durante uma rotação do girabrequim realiza um curso de aspiração (quando o êmbolo recua) e um curso de recalque (quando o êmbolo avança), no curso de aspiração o recuo do êmbolo gera uma diminuição de pressão dentro da câmara que fica menor que a pressão da linha de sucção da bomba, dessa maneira a válvula de admissão abre e o líquido entra na câmara a enchendo, durante o curso de recalque o fluido é pressurizado, a válvula de admissão fecha e válvula de recalque (descarga) abre liberando a passagem de líquido para a descarga da bomba, durante a repetição do ciclo o curso de aspiração a válvula de recalque (descarga) se fecha não permitindo o retorno do líquido da linha de descarga relativamente. Dessa maneira é possível verificar que as pressões variam periodicamente a cada ciclo, as pulsações geradas durante o ciclo é afetada pelo número de êmbolos da bomba, sendo reduzido com o aumento do número de êmbolos (Hydraulic Institute Standards, 2000; GAMBARINI; JÚNIOR, 2004).

A Figura 26, mostra algumas pressões utilizadas em diversas aplicações de bombas alternativa de simples efeito ao qual sera a bomba abordada no presente trabalho.

Figura 25 – Representação esquemática para bomba de simples efeito



Fonte: Gambarini e Júnior (2004)

Figura 26 – Aplicações e pressões de referência de bombas alternativas em processos industriais

TIPO DE INDÚSTRIA	APLICAÇÃO	PRESSÃO DE REFERÊNCIA (BAR)
Petróleo	- Bombeamento de óleo em estações de transferência - Sistemas de segurança contra erupção de poços de petróleo - Bombeamento de produtos químicos em estações de produção - Injeção de água em poços de petróleo - Pressurização de água em caldeiras de injeção de vapor - Bombeamento de lama de perfuração - Teste hidrostático de tubulação de condução	20 / 200 100 / 350 50 / 300 50 / 300 50 / 250 20 / 350 100 / 500
Alimento	- Processos de secagem por Spray Drying para obtenção de alimentos em pó tais como café solúvel, sopas, leite, condimentos e sucos de frutas - Lavagem de carcaças de animais em abatedores - Sistemas de lavagem de alimentos - Corte de carnes - Homogeneização de alimentos	50 / 140 50 / 150 20 / 100 700 / 1000 100 / 500
Siderúrgica	- Sistemas de descarepação de tubos, chapas, tarugos e perfilados - Acionamentos de prensas - Balanceamento de laminadores - Teste hidrostático de fundidos, forjados e tubos	70 / 400 100 / 500 100 / 1000 50 / 700
Química	- Processo de Spray Drying para obtenção de produtos farmacêuticos, sabão em pó e detergentes - Lavagem de filtros prensa - Homogeneização de líquidos - Bombeamento de produtos químicos corrosivos, abrasivos e viscosos a alta pressão	70 / 140 70 / 120 100 / 500 50 / 500
Produtos de borracha	- Pressurização de matrizes para vulcanização de pneus - Processo de recuperação de borracha de pneus - Corte de materiais a alta pressão	100 / 300 200 / 300 500 / 1400
Construção civil	- Processo de estaqueamento por jet growth - Concretagem a alta pressão com nata de concreto - Preparação de superfícies de concreto para recuperação	200 / 400 200 / 400 700 / 1400
Plástico	- Corte de materiais com jato a alta pressão - Teste hidrostático de tubos	500 / 1400 40 / 100
Madeira	- Corte de placas de aglomerado	50 / 200
Metalúrgica	Corte de materiais metálicos a alta pressão	2000 / 4000

Fonte: Gambarini e Júnior (2004)

3.5 DEFINIÇÕES E TERMOS RELATIVOS A BOMBA ALTERNATIVA DE SIMPLES EFEITO

As bombas alternativas possuem definições e termos próprios aqui iremos descreve-los com base na norma seguida pelo fabricante das bombas alternativas de simples efeito ao qual esse estudo se refere.

3.5.1 Curso

O curso (S) é o deslocamento do êmbolo em um único sentido, durante uma rotação do girabrequim (Hydraulic Institute Standards, 2000)

3.5.2 Rotação

Conforme Hydraulic Institute Standards (2000) para bombas alternativas de simples ação a rotação (n) é dada pelo número de revoluções do girabrequim pela unidade de tempo.

3.5.3 Vazão por rotação

Segundo Hydraulic Institute Standards (2000) a vazão por rotação (q) é a quantidade de volume de líquido lançada na descarga para uma rotação dada como sendo

$$q = A.S.M \quad (32)$$

onde

A = Área da cabeça do êmbolo (dm^2)

S = Curso do pistão (dm)

M = Número de êmbolos

3.5.4 Vazão Teórica

A vazão teórica é dada pela Equação 33 e considera eficiência volumétrica de 100%.

$$Q = q.n \quad (33)$$

onde

Q = Vazão teórica (l/min)

q = Vazão por rotação (l/rot)

n = Rotação do girabrequim (rpm)

3.5.5 Vazão efetiva

Conforme Hydraulic Institute Standards (2000) a vazão efetiva é a vazão real medida no bocal de descarga da bomba.

3.5.6 Eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica (η_v) é a razão entre a vazão efetiva pela vazão teórica.

3.5.7 Pressão de sucção

É a pressão de sucção total da bomba onde é dado por

$$p_s = p_{man,s} + \frac{(V_s^2 + z_s)}{0.102 \cdot 2g} \cdot \rho_r \quad (34)$$

onde

p_s = Pressão de sucção total (kPa)

$p_{man,s}$ = Pressão manométrica medida na sucção da bomba (kPa)

V_s = Velocidade da sucção do fluido. (m/s)

g = Aceleração da gravidade (m/s²)

z_s = Elevação do medidor em relação a um referencial(m)

ρ_r = Densidade relativa

3.5.8 Pressão de descarga

É a pressão de descarga total onde é dado por

$$p_d = p_{man,d} + \frac{(V_d^2 + z_d)}{0.102 \cdot 2g} \cdot \rho_r \quad (35)$$

onde

p_d = Pressão de descarga total (kPa)

$p_{man,d}$ = Pressão manométrica medida na descarga da bomba (kPa)

V_d = Velocidade da descarga do fluido. (m/s)

g = Aceleração da gravidade (m/s²)

z_d = Elevação do medidor em relação a um referencial(m)

ρ_r = Densidade relativa

3.5.9 Pressão diferencial

A pressão diferencial é a diferença entre a pressão de descarga e a pressão de sucção da bomba fornecido por

$$p_h = p_d - p_s \quad (36)$$

p_h = Pressão de diferencial (kPa)

p_d = Pressão de descarga (kPa)

p_s = Pressão de sucção (kPa)

3.5.10 Potência hidráulica

A potência hidráulica (P_h) é a potência exigida para que o líquido possa atingir as condições de operação, sem considerar as perdas mecânicas.

$$P_h = \frac{Q \cdot P}{450} \quad (37)$$

onde

P_h = Potência hidráulica (c.v)

Q = Vazão teórica (l/min)

P = Pressão de operação (kgf/cm²)

3.5.11 Força máxima na cabeça do êmbolo

É a máxima força admissível no topo da cabeça do êmbolo quando essa pressuriza o líquido, onde essa força é utilizada para dimensionamento da unidade de acionamento da bomba alternativa conforme (Hydraulic Institute Standards, 2000).

$$F_e = p \cdot A \quad (38)$$

onde

F_e = Força máxima na cabeça do êmbolo (kgf)

p = Pressão de trabalho (kgf/cm²)

A = Área da cabeça do êmbolo (cm²)

3.5.12 Velocidade média do êmbolo

A velocidade média do êmbolo é a velocidade que esse irá ter durante a operação e esta diretamente ligada a rotação do girabrequim como mostra a Equação 39 (MATTOS; FALCO, 1998).

$$V_{med,emb} = \frac{n \cdot S}{30000} \quad (39)$$

onde

$V_{med,emb}$ = Velocidade média do êmbolo (m/s)

n = Rotação do girabrequim (rpm)

S = Curso do êmbolo (mm)

Conforme recomenda Hydraulic Institute Standards (2000) a velocidade do êmbolo deve ser menor que 1,5 m/s para que não haja cavitação pela separação do líquido da cabeça do êmbolo durante a operação.

3.5.13 Potência mecânica requerida

A potência mecânica requerida pela bomba para que se possa acionar o girabrequim sob as condições de pressão e vazão especificadas de operação considerando a eficiência da bomba é dada por

$$P_{mec,req} = \frac{Q \cdot p_h}{450 \cdot \eta_{bomba}} \quad (40)$$

onde

$P_{mec,req}$ = Potência mecânica requerida

Q = Vazão teórica (l/min)

p_h = Pressão diferencial (kgf/cm²)

η_{bomba} = Eficiência da bomba

3.5.14 Potência para ativar a válvula de segurança

A pressão desenvolvida é proporcional a potência do girabrequim e esse pode assumir valores que podem superar os limites da bomba e da linha de descarga, para isso utiliza-se das válvulas de segurança. Por recomendação da norma Hydraulic Institute Standards (2000) a potência para ativar a válvula de segurança, onde essa representa a máxima potência mecânica que se deve atingir para que então a válvula de segurança seja acionada. A Tabela 2 mostra as relação entre o excesso de potência sugerido pela norma e o tipo de bomba.

Tabela 2 – Tipo de bomba alternativa de simples ação e o excesso da potência mecânica sugerida para ativar a válvula de segurança

Tipo de bomba	Excesso de potência mecânica
Simplex	25%
Duplex	20%
Triplex	10%
Quadruplex	10%
Quintuplex	10%

Fonte: Adaptado de Hydraulic Institute Standards (2000)

Os tipos de bombas alternativas tratadas no trabalho são as de simples ação triplex e quintuplex, que possuem 3 e 5 êmbolos respectivamente, ou seja a sugestão da norma para o excesso da potência mecânica é de 10%.

3.5.15 Regime de trabalho

O regime de trabalho representa o tempo de operação da bomba alternativa conforme a norma Hydraulic Institute Standards (2000) para tempo de uso diário:

- Intermitente : até 3 horas em carga por dia.
- Contínuo : de 3 a 8 horas por dia em carga

- Contínuo pesado: de 8 a 24 horas em carga

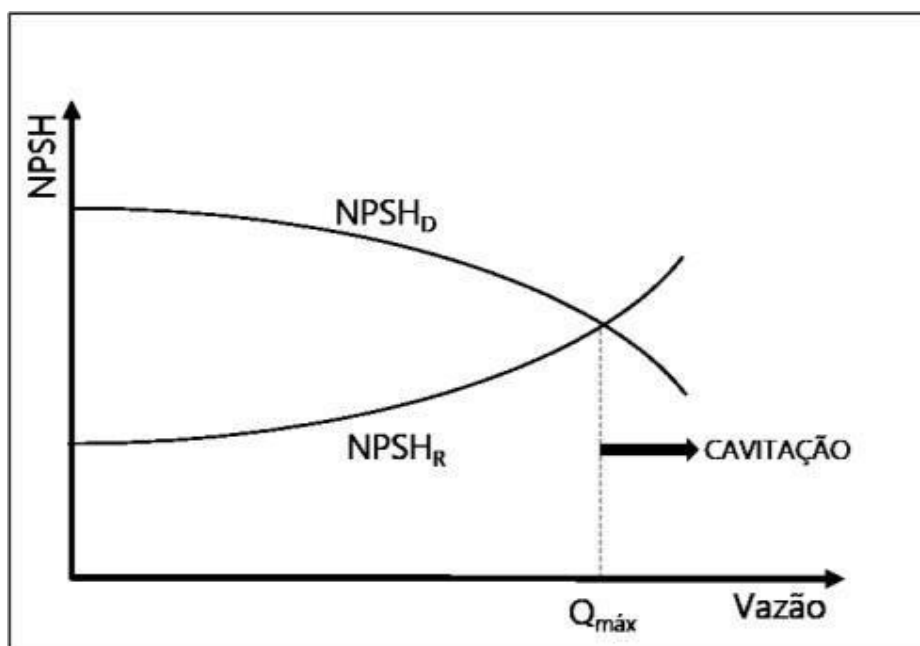
3.6 NPSHR E NPSHD

O Net Positive Suction Head (*NPSH*) do inglês, cujo a tradução, altura livre positiva de sucção, onde adicionado o *R* que significa requerido, *NPSHR* é a mínima pressão absoluta que o fluido deve possuir no bocal de sucção da bomba, para que se possa vencer as resistências internas ao deslocamento do fluido e a pressão necessária para que a válvula de sucção da bomba seja aberta, segundo MATTOS e FALCO (1998) essa varia com a vazão a ser bombeada e a viscosidade, é informada pelos fabricantes de bombas através testes realizados em seus equipamentos através de curvas características.

O *NPSHD* onde *D* significa disponível, é a energia que o líquido possui medida na entrada de sucção da bomba, essa para funcionamento correto do sistema de bombeamento deve ser maior que a *NPSHR* para que não haja cavitação, em outras palavras a energia que o fluido tem a mais para que esse fluido não atinja a pressão de vapor, sendo que essa pressão esta diretamente ligada a cavitação, conforme Çengel e Cimbala (2006) cita, o *NPSHD* tem interferência com a forma que o fluido escoo no sistema, levando em consideração as perdas de carga, a geometria da tubulação, localização do reservatório, entre outros fatores.

Para não haver cavitação o *NPSHD* sempre deve ser maior que o *NPSHR* para a vazão que esta operando conforme mostra a Figura 27.

Figura 27 – Relação *NPSHR*, *NPSHD* e a cavitação



Fonte: (BRASIL, 2013)

3.6.1 Head de aceleração

O movimento dos êmbolos nas bombas alternativas faz com que o líquido que avança pela linha de sucção sofra alternadamente acelerações e desacelerações.

A energia requerida para acelerar o fluido na linha de sucção é chamada head de aceleração (ha) ou pressão de aceleração. O sistema de sucção de uma bomba alternativa deve ter capacidade suficiente para suprir a bomba, vencendo além da perda de carga (devido ao atrito do fluido com a tubulação) e a pressão positiva requerida no bocal da bomba ($NPSHR$), também o head de aceleração. Se essa capacidade for insuficiente, parte do líquido se evapora (por atingir a pressão de vapor) e entra na câmara de compressão da bomba. O choque resultante do colapso repentino das bolhas de gás ou vapor (cavitação), ao serem submetidos à pressão durante o curso de compressão, causam vibração na linha, ruído, danos graves como já mostrado na Figura 11.

O head de aceleração é calculado pela Hydraulic Institute Standards (2000) pela fórmula

$$ha = \frac{LVNC}{gk} \quad (41)$$

onde

L = Comprimento da linha de sucção(m)

V = Velocidade do líquido(m/s)

n = Rotação do girabrequim da bomba (rpm)

C = Fator do tipo de bomba

g = Aceleração da gravidade (m/s²)

k = Fator do tipo de líquido

A Tabela 3 mostra os valores do fator do tipo de bomba (C) para as bombas de simples efeito com diferentes números de Êmbolos e a Tabela 4 mostra o o valor do fator do tipo de líquido (k) para diferentes tipos de líquido.

Tabela 3 – Fator do tipo de bomba (C) em relação ao número de êmbolos da bomba alternativa de simples efeito

Tipo de bomba	Fator do tipo de bomba
Simplex	0,628
Duplex	0,200
Triplex	0,066
Quintuplex	0,040

Fonte: Adaptado de Hydraulic Institute Standards (2000)

Tabela 4 – Fator do tipo de líquido (k)

Líquido	Fator do tipo de líquido(k)
Água quente	1,4
Água ou glicol	1,5
Hidrocarbonetos	2,0
Óleo Quente	2,5

Fonte: Adaptado de Hydraulic Institute Standards (2000)

O CÁLCULO DO *NPSHD* DE ACORDO COM A HYDRAULIC INSTITUTE

A norma realiza o cálculo do *NPSHD* conforme as Equação 42.

Para avaliar se a instalação da linha de sucção da bomba permite uma possível elevação é verificado se a pressão atmosférica é superior a soma das deduções de pressão conforme

$$pa \geq (NPSHR + fS + pv + ha + hf) \quad (42)$$

onde

pa = Pressão atmosférica (m.c.a)

$NPSHR$ = A pressão requerida na sucção (m.c.a)

fS = Fator de segurança igual a 2 m.c.a

pv = pressão de vapor (m.c.a)

ha = Head de aceleração (m.c.a)

hf = Perda de carga (m.c.a)

Se a Equação 42 for verdadeira então a instalação da linha de sucção permite uma elevação máxima dada por

$$Is_{max} = pa - (NPSHR + fS + pv + ha + hf) \quad (43)$$

Onde Is_{max} é a máxima elevação em metros que o bocal de sucção da bomba pode ser elevado em relação a superfície do líquido no reservatório.

Dessa forma o *NPSHD* nesse caso é dado por

$$NSHD = pa - (hf + ha + pv + Is) \quad (44)$$

Onde Is é a elevação em metros da boca de sucção da bomba em relação a superfície do líquido no reservatório.

Quando a pressão atmosférica é menor que a soma das deduções dada pela Equação 42 então a bomba deve ter uma mínima altura estática (Hs_{min}) em metros da superfície

do líquido no reservatório em relação ao bocal de sucção da bomba para que essa possa operar normalmente, dada por

$$Hs_{min} = NPSHR + fS + pv + ha + hf - pa \quad (45)$$

Para casos em que a bomba esta afogada o cálculo do *NPSHD* é dado como sendo

$$NPSHD = (H_s + p_a) - (h_f + h_a + p_v) \quad (46)$$

Onde H_s é a altura estática em metros da superfície do líquido em relação ao bocal de sucção.

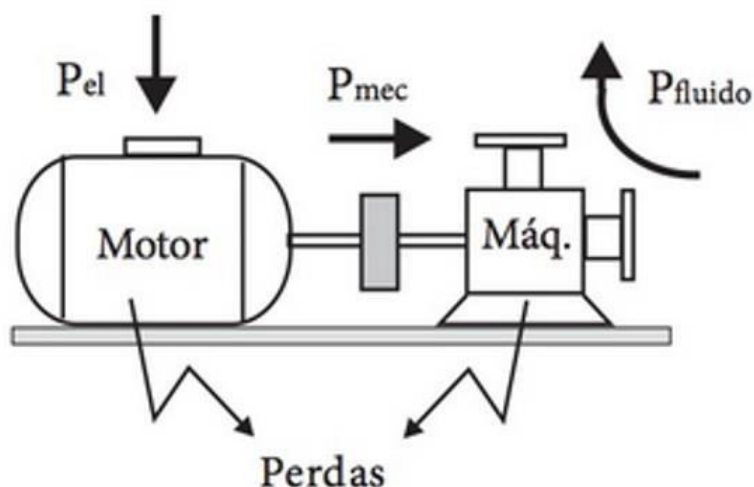
3.7 EFICIÊNCIA DOS EQUIPAMENTOS

As bombas hidráulicas por ser uma máquina de fluxo que necessita receber trabalho oriundo de um motor que forneça tal trabalho para desempenhar sua função, exige um acionamento geralmente feito por motores elétricos, em especial os por indução de corrente alternada, a preferência por tais motores se dá devido a características únicas fornecidas como facilidade de instalação, de manutenção e possuir baixo custo operacional devido a sua alta eficiência energética, uma característica técnica importante de tais motores é a capacidade de manter a rotação praticamente constante mesmo com variação de carga, porém esse tipo de motor exige acesso a uma fonte de energia elétrica e nem sempre isso é possível, principalmente em instalações móveis, quando isso ocorre o motor ao qual fornece trabalho de eixo para a bomba pode ser fornecido através de um motor a combustão, geralmente a diesel, mas quando se exige uma alta potência pode ser feita através de turbinas a vapor ou a gás. Para uma melhor elucidação do estudo trataremos aqui sob a hipótese de utilização de um motor elétrico (FILIPPO FILHO, 2015).

Como em toda máquina motora (motor elétrico) e geradora (bomba), existem perdas durante a conversão da energia, isso se dá devido a processos irreversíveis que ocorrem, como um exemplo o atrito entre as partes internas dos equipamentos, essas perdas diminuem a eficiência do equipamento, gerando uma redução no trabalho de eixo fornecido, sendo assim o conhecimento de todo conceito que envolve eficiência e conseqüentemente potência dos equipamentos envolvidos devem ser estudadas. Segundo Çengel Yunus A. (2013) uma eficiência menor que cem por cento indica que a conversão e transferência da energia relacionada não é perfeita, o que subentende que algumas perdas ocorrem durante o processo.

A Figura 28 mostra como se da a instalação conjunto moto-bomba, ou também denominada motor e máquina segundo Filippo Filho (2015), a potência elétrica (P_{el}) entra no motor elétrico através da rede que a converte em potência mecânica (P_{mec}), a bomba recebe essa potência mecânica e transfere em potência hidráulica (P_h) para o fluido e as perdas dos processos irreversíveis correlacionam a eficiência de cada equipamento.

Figura 28 – Instalação do conjunto motor máquina



Fonte: Filippo Filho (2015)

3.7.1 Eficiência

Em termos gerais eficiência é a razão entre o resultado desejado, que se pode entender como sendo a energia fornecida na saída do equipamento, pela energia que é fornecida ao equipamento para que esse possa transformá-la na energia de saída, tal relação é dada pela Equação 47. As eficiências são informadas pelo fabricantes dos equipamentos e corresponde da relação entre os valores reais considerando um processo irreversível em relação aos valores considerando um processo isentrópico, ou seja reversível, em outras palavras, a medida de quanto o funcionamento de um equipamento se aproxima de um modelo ideal. Para equipamentos de regime permanente como as bombas essas eficiências são as eficiências isentrópicas (Çengel Yunus A., 2013).

$$\eta = \frac{\text{energia}_{\text{fornecida}}}{\text{energia}_{\text{consumida}}} \quad (47)$$

3.7.2 Eficiência do motor

A eficiência do motor é expressa pela Equação 48 onde é a razão entre a potência mecânica produzida pelo motor ($\dot{W}_{\text{eixo,sai}}$) em forma de trabalho de eixo pela potência elétrica consumida pelo motor ($\dot{W}_{\text{elétrica,ent}}$) ambos em cv (Çengel Yunus A., 2013).

Eficiências de motores elétricos variam entre 85% e 90% podendo esses superar para motores de alta eficiência chegando a 97% quando estes operam com carga entre 75% e 100% da sua potência nominal (ELETROBRAS, 2007)

$$\eta_{\text{motor}} = \frac{\dot{W}_{\text{eixo,sai}}}{\dot{W}_{\text{elétrica,ent}}} \quad (48)$$

3.7.3 Eficiência da bomba

A eficiência da bomba segundo Filippo Filho (2015) se dá por

$$\eta_{bomba} = \frac{Ph}{\dot{W}_{eixo,ent}} \quad (49)$$

Onde Ph é a potência hidráulica fornecida para o fluido e $\dot{W}_{eixo,ent}$ a potência mecânica consumida pela bomba ambos em cv.

3.7.4 Eficiência global

A eficiência global de instalação como é chamado por Filippo Filho (2015) e denominada eficiência motor- bomba por Çengel Yunus A. (2013) é definida como o produto da eficiência do motor pela eficiência da bomba, obtendo assim uma eficiência global dada por

$$\eta_{global} = \eta_{motor} \cdot \eta_{bomba} = \frac{Ph}{Pel} \quad (50)$$

Onde Ph é a potência hidráulica fornecida pelo fluido e Pel a potência elétrica consumida pelo motor ambos em cv.

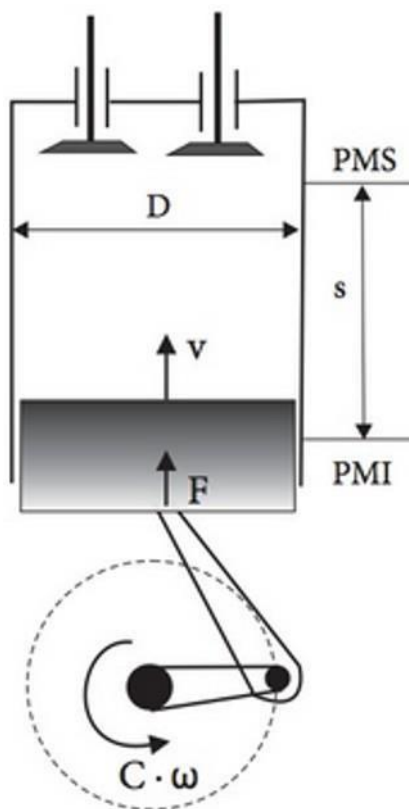
3.7.5 Potência do conjunto moto-bomba

Em uma bomba alternativa a transmissão de potência como mostrada na Figura 29 é feita através do princípio de um conjunto biela manivela, algumas bombas no entanto podem possuir partes construtivas diferentes e substituir alguns componentes, mas o princípio de funcionamento é o mesmo, portanto, transforma a potência mecânica da rotação do girabrequim para o conjunto supracitado que através do mecanismo transforma a rotação em um movimento linear fazendo o pistão empurrar o líquido dentro da câmara, lhe fornecendo pressão, diferente de turbomáquinas onde a conversão de energia mecânica para energia hidráulica se dá de maneira que o líquido adquire energia cinética e essa converte em energia piezométrica, as bombas de deslocamento positivo converte a energia mecânica diretamente em energia piezométrica (FILIPPO FILHO, 2015).

Segundo Çengel Yunus A. (2013) ao comprimir e elevar a pressão do fluido, estamos aumentando a energia mecânica do fluido, isso é denominado como potência hidráulica, considerando um processo de forma ideal, sem considerar as perdas, pode ser dado pela Equação 51.

A potência elétrica absorvida pelo motor para fornecer a potência mecânica para a bomba que por sua vez fornece a potência hidráulica necessária ao fluido considerando a eficiência dos equipamentos é dada pela Equação 52 onde a potência absorvida pelo motor ($P_{elet,motor}$) é a razão entre a potência hidráulica (Ph) pela eficiência global (η_{global}).

Figura 29 – Representação esquemática da conversão de potência mecânica para potência hidráulica em bombas alternativas



Fonte: Filippo Filho (2015)

$$P_{mec} = F \cdot V = p \cdot A \cdot V = Q \cdot p \quad (51)$$

onde

P_{mec} = Potência mecânica (W)

F = Força exercida no pistão (N)

V = Velocidade do pistão (m/s)

A = Área do pistão

Q = Vazão (m³/s)

p = Pressão do pistão

Na Figura 29 (D) representa o diâmetro do pistão em m , (S) o curso em m , (PMI) é o ponto morto inferior e (PMS) o ponto morto superior.

A potência absorvida pelo motor ($P_{el,motor}$) é razão entre a potência hidráulica (P_h) pela eficiência global de instalação (η_{global}) indicada pela Equação 52 e corresponde ao consumo da rede elétrica (FILIPPO FILHO, 2015).

$$P_{el,motor} = \frac{Ph}{\eta_{global}} \quad (52)$$

onde

$P_{el,motor}$ = Potência elétrica consumida pelo motor (kW)

Ph = Potência hidráulica (kW)

η_{global} = Eficiência Global

3.8 ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

Os elementos de transmissão são os responsáveis por transmitir a potência mecânica de um eixo motor para um eixo movido, no caso das bombas alternativas por exigir entrada de trabalho pelo eixo, o eixo movido da bomba recebe rotação através de um motor elétrico através do seu eixo motor. As bombas alternativas trabalham com rotações ideais, determinadas durante a sua seleção para fornecer os valores de pressão e vazão de trabalho objetivadas, portanto a velocidade de rotação do eixo da bomba deve ser estabelecida, no entanto, a velocidade do motor é padronizada com valores superiores a da rotação da bombas do presente estudo, então é feita uma relação de transmissão onde a velocidade periférica seja a mesma. Para transmissão por correias a relação se dá pela diferença de diâmetro entre as polias acopladas aos eixos motor e movido. As equações 53 e 54 fornece como é obtida essa relação (Budynas, R.; Nisbett, 2016).

Como citado por Nunez (2020) para correias do tipo V que é uma escolha amplamente utilizada na indústria pelas vantagens como baixo custo inicial, elevada resistência ao desgaste funcionamento silencioso entre outros, a relação não deve ser maior que 6:1.

$$\pi.D1.n1 = \pi.D2.n2 \quad (53)$$

$$i = \frac{n1}{n2} = \frac{D2}{D1} \quad (54)$$

onde

i = Relação de transmissão

$n1$ = Rotação da polia menor- motor (rpm)

$n2$ = Rotação da polia maior - bomba alternativa (rpm)

$D1$ = Diâmetro da polia menor - motor (rpm)

$D2$ = Diâmetro da polia maior-bomba alternativa (m)

Quando a transmissão é feita por redutores de engrenagens o princípio é o mesmo, no entanto a redução é feita por engrenagens e a relação dada pelo número de dentes, podendo ser várias engrenagens dependendo do grau de redução, os redutores possuem um eixo de entrada de potência acoplado ao motor elétrico esse transmite a rotação para o eixo de entrada de potência do redutor, as engrenagens reduzem a velocidade de rotação a um valor desejado, o eixo de saída de potência do redutor é acoplado ao da bomba, os acoplamentos são feitos por meio de

acoplamentos elásticos e a relação de transmissão se dá pela divisão da rotação do motor elétrico pela rotação do eixo de saída do redutor obtida pela Equação 54 (Budynas, R.; Nisbett, 2016).

O escopo do trabalho não aborda a parte de cálculos dos elementos citados quanto a parte de montagem e construção dos componentes, apenas da análise da relação de transmissão que adiante será vista para a seleção da transmissão de potência e a velocidade de rotação do motor elétrico, dado que esse é um importante parâmetro para a escolha da melhor opção entre as duas citadas, a potência mecânica requerida pela bomba também é um fator decisivo para auxiliar na escolha e é tratada por Budynas, R.; Nisbett (2016) como potência de projeto.

3.9 LIBREOFFICE CALC

O LibreOffice é um pacote desenvolvido em 2010, esse pacote possui o LibreOffice Calc que trabalha com planilhas e é utilizado para armazenamento, organização e análise de dados.

O Macro é um programa que também pode ser chamado de Rotina que possui uma sequência de instruções que serão realizadas no LibreOffice Calc, quando estamos tratando com tarefas repetitivas, longas e sequenciais, essas rotinas ajudam a solucionar o problema.

A programação é composta em uma lista que diz quais procedimentos deverão ser feitos, tais procedimentos visam facilitar ações de maneira que sejam feitas de forma mais ágil e menos errônea já que a sequência pode ser testada visando eliminar erros de operação. As instruções são feitas através de um código para que o computador possa compreendê-los e realizá-los, isso é feito através da linguagem LibreOffice Basic, essa é uma ferramenta de grande valor quando se faz necessário automatizar alguns procedimentos.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

Para se selecionar uma bomba alternativa, deve-se considerar que o cliente especificará os critérios de operação que deseja que o equipamento forneça, como vazão, pressão e regime de trabalho, além de dados inerentes ao líquido de trabalho, bem como suas características, entre outras.

Uma base de dados com todas bombas disponíveis serão cadastradas no LibreOffice Calc com dados inerentes aos equipamentos, como modelo, rotação máxima, pressão máxima de trabalho, vazão máxima, vazão por rotação, potência máxima, diâmetro do êmbolo.

Através dos cálculos realizados pela planilha com base nos critérios fornecidos pelo cliente, serão filtradas as bombas possíveis que atendam os critérios, respeitando as características dos equipamentos cadastrados.

Pretende-se que no final, o software indique a bomba alternativa de simples efeito que atenda aos critérios de operação do cliente, e indique possíveis tipos de transmissão e motores elétricos que atendam aos parâmetros de funcionamento da bomba, com a adoção de procedimentos da indústria com base nas normas (HYDRAULIC INSTITUTE STANDARDS, 2000).

Em resumo, as etapas serão:

- Coletar os dados dos catálogos disponibilizados pela empresa;
- Armazenar estes dados em uma base de dados;
- Desenvolver um programa para automatizar o procedimento de filtragem e cálculo com os dados;
- O programa será avaliado através de análise dos dados de uma aplicação real.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.0.1 SELEÇÃO DA BOMBA ALTERNATIVA DE SIMPLES EFEITO

Para armazenar a base de dados das bombas alternativas de simples efeito é necessário fazer uma prévia análise de quais serão os elementos principais de suas características de operação que atrelam a necessidade do cliente ao equipamento.

Uma bomba alternativa possui 6 dados referentes a sua operação em desempenho máximo que a caracterizam, essas informações são fornecidas pelo catálogo do fabricante, a vazão máxima (Q_{max}), a pressão máxima (P_{max}), a rotação máxima (n_{max}) a vazão por rotação (q), a potência máxima (N_{max}) suportada no eixo do girabrequim (onde tem a entrada de potência fornecida pelo motor elétrico) e o diâmetro do êmbolo (d_{embolo}) utilizado. Diferentes diâmetros de êmbolo para um mesmo equipamento fornecem diferentes parâmetros de q , Q_{max} e P_{max} sendo assim cada bomba alternativa com diâmetro de êmbolo diferente representa um cadastro único na base de dados das bombas alternativas, pois o diâmetro do êmbolo tem direta relação com a vazão por rotação como mostra a Equação 32, dada uma rotação máxima a relação com Q_{max} para este diâmetro de êmbolo, a potência máxima é dada pela relação da Equação 37 e é limitada a máxima potência que a unidade de acionamento da bomba alternativa suporta.

A Figura 30 mostra como é feito o cadastro da base de dados das bombas alternativas para cada bomba alternativa com um êmbolo específico que pode ser utilizado pela mesma, dessa forma, os dados são cadastrados com essas informações específicas de operação do equipamento.

Figura 30 – Bombas alternativas cadastradas na base de dados, uma mesma bomba alternativa pode operar com diferentes diâmetros de êmbolos específicos

CATÁLOGO DE BOMBAS ALTERNATIVAS DISPONÍVEIS							
MODELOS	Q_{max} (l/min)	P_{max} (kgf/cm ²)	d êmbolo (pol)	q	N_{max} (cv)	η_{max} (rpm)	η_{max} REDUZIDA (rpm)
BPS-328-025	20,4	350	5/8	0,034	25	600	600
BPS-328-025	29,4	350	¾	0,049	25	600	600
BPS-328-025	52,2	300	7/8	0,087	25	600	600
BPS-328-025	52,2	230	1	0,087	25	600	600
BPS-328-025	66	180	1 1/8	0,11	25	600	600
BPS-328-025	81,6	140	1 ¼	0,136	25	600	600
BPS-328-025	98,4	120	1 3/8	0,164	25	600	600
BPS-328-025	117	100	1 ½	0,195	25	600	600
BPS-333-080 SAP	22,5	1400	5/8	0,045	80	500	500
BPS-333-080 SAP	32,5	1000	¾	0,065	80	500	500
BPS-333-080 SAP	44,5	730	7/8	0,089	80	500	500
BPS-333-080 AP	44,5	730	7/8	0,089	80	500	500
BPS-333-080 AP	58	560	1	0,116	80	500	500
BPS-333-080 AP	73	440	1 1/8	0,146	80	500	500
BPS-333-080 AP	90,5	360	1 ¼	0,181	80	500	500
BPS-333-080 AP	109,5	300	1 3/8	0,219	80	500	500
BPS-333-080 AP	130	250	1 ½	0,26	80	500	500
BPS-333-080 MP	90,5	210	1 ¼	0,181	80	500	500
BPS-333-080 MP	109,5	210	1 3/8	0,219	80	500	500

Fonte: Autoria própria

Com valor da vazão por rotação (q) da bomba pode-se criar uma relação entre a vazão

de trabalho (Q) inserida pelo usuário, fazendo uma divisão da vazão de trabalho por diferentes rotações do eixo da bomba alternativa ($rotB$), essas rotações podem ser adotadas no intervalo entre 150 e 600 rotações por minuto e correspondem respectivamente a mínima rotação que as bombas podem operar e a máxima para alguns modelos, obtendo uma vazão por rotação mínima ($qmin$) onde essa corresponde a vazão necessária na determinada rotação adotada ($rotB$) para fornecer a vazão solicitada pelo usuário, com acréscimo de 10% a essa $qmin$ se obtém a vazão por rotação máxima ($qmax$), onde fornecerá um critério de busca para o software no intervalo entre $qmin$ e $qmax$.

Através da vazão de trabalho (Q) e pressão de trabalho (p) inseridas é obtida através da Equação 37 a potência hidráulica que deve ser atingida pelo líquido para que essa forneça as condições de operação desejada, para o cálculo da potência hidráulica não se considera as perdas mecânicas, para definir a potência mecânica ($Pmec$) requerida no girabrequim da bomba alternativa com eficiência mecânica (η) definida pelo usuário, podendo esta variar entre 0,85 e 0,9 (corresponde respectivamente a 85% e 90%).

Com a potência hidráulica (Ph) e a potência mecânica ($Pmec$) definidas, é possível calcular qual deve ser a potência para ativar a válvula de segurança ($Pvalvseg$), que fará a preservação do equipamento caso a potência fornecida no eixo da bomba pelo motor atinja valores além dos suportáveis aliviando os esforços nos componentes pela redução da pressão ao ser ativada, por recomendação da Hydraulic Institute Standards (2000) esse valor para bombas alternativas de simples efeito triplex e quintuplex deve ser de 10% superior a potência mecânica. A Figura 31 mostra como é realizado esse cálculo pelo software e mostrado ao usuário.

Deve-se considerar que na Equação 36 é utilizada a pressão diferencial que corresponde a pressão que a bomba alternativa deverá incrementar ao fluido na descarga para atingir o valor de pressão de trabalho para dada pressão de sucção da bomba alternativa, para efeito dos cálculos esse valor de diferença entre a pressão de trabalho e a pressão diferencial é pequena já que as bombas alternativas exigem pressões de alimentação de no máximo 6 kgf/cm² e as pressões de trabalho correspondem a valores superiores a 100 kgf/cm² chegando a 1400 kgf/cm², a pressão utilizada então é a pressão de trabalho onde considera valores um pouco maiores de potência hidráulica, considerando uma eficiência volumétrica de 100% para os cálculos e nos fornece valores acima do que os reais que a bomba estará operando, esse valores de eficiência volumétrica são informados ao final dos cálculos na folha de dados finais, e são individuais para cada bomba alternativa com valores variando entre 92% e 96% testada nos laboratórios do fabricante.

A norma Hydraulic Institute Standards (2000) permite variação de valores para mais ou para menos de 5% do valor da eficiência volumétrica declarada na folha de dados.

As figuras do software que serão apresentadas adiante apresentam a legenda :

- Cor laranja os campos que devem ser preenchidos pelo usuário.
- Cor amarela são dados obrigatórios de preenchimento para correto funcionamento do software.
- Cor branca os campos que são calculados automaticamente ou retiradas de etapas anterior-

res.

Figura 31 – Cálculo das potências hidráulica, mecânica e para ativação da válvula de segurança realizada pelo software

CÁLCULO DAS POTÊNCIAS DA BOMBA ALTERNATIVA			
Potência Hidráulica			
Q	Vazão	50,00	(l/min)
p	Pressão	200,00	(kgf/cm ²)
Ph	$((Q \cdot p)/450)$	22,22	(cv)
Potência Mecânica (Bomba requiere)			
Ph	$((Q \cdot p)/450)$	22,22	(cv)
η	$(0,85 \leq \eta \leq 0,9)$	0,90	
Pmec (cv)	Ph / η	24,69	(cv)
P válv seg	$Pmec \cdot 1,1$	27,16	(cv)

Fonte: Autoria própria

Outro fator importante para a busca da bomba alternativa corresponde as propriedades do líquido de trabalho, informações como nome do líquido e condição (limpo/intermediário/sujo), temperatura normal e máxima durante a operação da bomba, viscosidade dinâmica, densidade relativa, tipo de líquido (não corrosivo/intermediário/corrosivo) e a pressão de vapor na temperatura de operação. Com esses dados o software obtém a viscosidade cinemática pela Equação 14 e através da Figura 32 obtida de valores em consenso entre a norma Hydraulic Institute Standards(2000) e a norma American Petroleum Institute (1995) compara a faixa de valores da redução den_{max} que a bomba alternativa sofre pela influência da viscosidade.

Figura 32 – Fator de multiplicação da velocidade de rotação n_{max} pela influência da viscosidade

VISCOSIDADE SSU	VISCOSIDADE EM cSt	basic speed
1000	219,870	0,90
2000	439,935	0,80
4000	879,968	0,70
6000	1319,978	0,62
8000	1759,984	0,55
10000	2199,987	0,50

Fonte: Adaptado de Hydraulic Institute Standards (2000)

Conforme Gambarini e Júnior (2004) influências do líquido de trabalho como se ele é abrasivo, se é perigoso, se possui alta temperatura, entre outros fatores que dizem a respeito do líquido tem influência quanto a redução da n_{max} que a bomba terá, no entanto, com exceção da viscosidade cinemática para dada temperatura de operação, não possui parâmetros dos outros influenciadores de redução, a não ser de forma a ser obtida pela experiência prática (como

a influência do regime de trabalho na redução da rotação) e outras normas específicas para cada tipo de líquido de trabalho, portanto o operador terá a obtenção do cálculo realizado pelo software apenas da influência através da viscosidade cinemática e essa é sugerida ao usuário, mas pode-se admitir valores inferiores a este por influência que o usuário julgar necessário pois os influenciadores se sobrepõem a esse fator reduzindo cada vez mais a n_{max} .

O fator de redução é obrigatório ser inserido pelo usuário pois ele irá multiplicar todas as rotações máximas de cada bomba alternativa na base de dados criando um novo dado denominado de rotação reduzida ($n_{max_{reduzida}}$) quando a redução não for necessária essa corresponderá a rotação máxima de projeto n_{max} , a vazão máxima (Q_{max}) é modificada automaticamente na base de dados quando essa redução ocorre, pois a vazão máxima leva em consideração a rotação máxima que o equipamento pode operar, a vazão por rotação multiplicada pela rotação máxima possível nos fornece a vazão máxima

De início assim que o usuário indicar os parâmetros de vazão de trabalho e a pressão de trabalho, o software realizará de forma automática uma análise de equipamentos na base de dados das bombas alternativas que:

- Atendem com valores iguais ou superiores a vazão de trabalho (Q);
- Atendem com valores iguais ou superiores a pressão de trabalho (p);
- Atendem com valores iguais ou superiores a potência máxima (N_{max}) no eixo da bomba alternativa;

Após essa primeira análise das bombas alternativas que atendem os parâmetros citados anteriormente, o software irá realizar uma segunda análise nesses equipamentos e obter:

- A menor potência mecânica ($N_{max_{estimada}}$), pois, as bombas alternativas que possuem a menor potência mecânica para atender os parâmetros de entrada Q e p solicitadas representam um dimensionamento otimizado, não gerando superdimensionamento e custos desnecessários com equipamentos mais robustos.
- A menor vazão por rotação ($q_{estimada}$), dado uma Q e p , a bomba alternativa que atende de maneira a utilizar a menor vazão por rotação tende a ser mais compacta pois apresenta a maior rotação da bomba necessária que está diretamente ligada ao curso da bomba alternativa e menores cursos tendem a apresentar bombas compactas, o que será tratado mais adiante.

Com a obtenção desses valores de $N_{max_{estimada}}$ e a menor vazão por rotação estimada ($q_{estimada}$) uma relação entre a divisão da vazão de trabalho pela vazão $q_{estimada}$ fornecerá uma sugestão da rotação necessária no eixo da bomba alternativa ($rotB_{estimada}$) para que a bomba alternativa possa atender o parâmetro de vazão. Os valores de $q_{estimada}$, $N_{max_{estimada}}$ e $rotB_{estimada}$ são indicados ao usuário para sugerir os valores de rotação da bomba alternativa a ser adotada no software pelo usuário ($rotB$) para que sejam selecionados equipamentos mais compactos. A Figura 33 mostra como é realizado o preenchimento dos parâmetros de Q , p , regime de trabalho e $rotB$ no software e como são feitas as sugestões supracitadas. O regime de trabalho deve ser preenchido para constar na folha de dados mas não tem influência direta sobre

nenhum cálculo.

Figura 33 – Preenchimento dos parâmetros feitos pelo usuário

(1) PARÂMETROS DE BUSCA DA BOMBA ALTERNATIVA		
Cliente	Q (l/min)	50
Cliente	p (kgf/cm ²)	200
Cliente	Regime de trabalho	Contínuo pesado
q _{min} (l/rev)	Q/rotB	0,08621
q _{max} (l/rev)	(Q/rotB)*1,1	0,09483
rotB (rpm)	(150 ≤ rpm ≤ 600)	580
rotB estimada (rpm)	Q/q estimada	579,71
q estimada (l/rev)	(menor q atende)	0,087
N _{max} estimada (cv)	(menor N _{max} que atende)	25

Fonte: Autoria própria

A Figura 34 mostra como é feito o preenchimento dos dados referentes a características do líquido e também do fator de redução da *n_{max}*.

Figura 34 – Preenchimento das características do líquido de trabalho e fator de redução

CARACTERÍSTICAS DO LÍQUIDO				
LÍQUIDO	Água Limpa			
TEMPERATURA (°C) (NORMAL/MAX)	50	60	Fator da <i>n_{max}</i> básica	1
VISCOSIDADE DINÂMICA (cP)	100	cP	Fator da <i>n_{max}</i> básica sugerida	1,00
DENSIDADE RELATIVA	0,88	999,97 kg/m ³	ÁGUA 4 °C A 1ATM	Observações
TIPO DE LÍQUIDO	NÃO CORROSIVO			
PRESSÃO DE VAPOR NA OPERAÇÃO (kgf/cm ²)	0,120			

BUSCAR BOMBA

Fonte: Autoria própria

Com os dados da vazão, do intervalo entre *q_{min}* e *q_{max}* definido, *p*, potência mecânica (*P_{mec}*) e do fator de redução inseridos, o software então quando clicado o botão buscar bomba realiza um filtro avançado, realizando uma filtragem na base de dados mostrando apenas bombas alternativas que atendem os critérios:

- Bombas alternativas que possuem valor *q* entre *q_{min}* e *q_{max}* em (l/rev).
- Com valores de *n_{max}reduzida* da bomba iguais ou superiores da rotação inserida inicialmente (*rotB*)
- Que possuem pressão máxima (*P_{max}*) maiores ou iguais com a *p*
- Que possuem vazão máxima (*Q_{max}*) maiores ou iguais a *Q*.

A Figura 35 mostra como é feita a seleção dos equipamentos que atendem esses critérios onde o usuário pode selecionar o equipamento que mais se adéqua a operação solicitada, essa seleção da bomba alternativa de simples efeito irá para a folha de dados, com todas informações dos cálculos realizados para a sua seleção

Figura 35 – Bombas alternativas que atendem os critérios

SELECIONAR BOMBA	MODELOS	Qmax (l/min)	Pmax (kgf/cm ²)	d êmbolo (pol)	q	Nmax (cv)	nmax (rpm)	nmax REDUZIDA (rpm)	rpm analisada	Q analisada (l/min)	P analisada (kgf/cm ²)	η	Ph # Pmec # P valv seg
1	BPS-328-025	52,2	300	7/8	0,087	25	600	600	580	50	200	0,90	22,22 # 24,69 # 27,16
2	BPS-328-025	52,2	230	1	0,087	25	600	600	580	50	200	0,90	22,22 # 24,69 # 27,16

Fonte: Autoria própria

Existe a opção de selecionar a bomba na folha de dados que é onde fica todo resumo das seleções e cálculos importantes da seleção, todos os dados relevantes da bomba alternativa, suas características da base de dados, valores inseridos pelo usuário dos cálculos para a seleção são carregadas para esta folha de dados.

- *Modelos* – corresponde ao modelo do equipamento, sendo BPS (Bomba Prominas Simples efeito). O primeiro algarismo corresponde ao número de êmbolos que ela trabalha, no exemplo acima 3 representa uma bomba alternativa triplex. O segundo algarismo corresponde ao curso do êmbolo em polegadas, o terceiro algarismo representa o número de revisão do equipamento, e o conjunto dos três algarismos finais é a potência máxima do equipamento (cv).
- *Qmax* corresponde a máxima vazão da bomba considerando a rotação máxima reduzida (*nmax_{reduzida}*) em (l/min).
- *Pmax* corresponde a máxima pressão de trabalho da bomba (kgf/cm²)
- *dembolo* corresponde ao diâmetro do êmbolo utilizado (pol)
- *q* corresponde a vazão por rotação da bomba (l/rev).
- *Nmax* a potência máxima do do equipamento (cv)
- *nmax* corresponde a rotação máxima de projeto do equipamento. (rpm)
- *nmax_{reduzida}* corresponde a rotação máxima reduzida pelo fator de redução inserida. (rpm)
- *rpm_{analisada}* corresponde a rotação inserida em *rotB* (rpm)
- *Q analisada* corresponde a vazão inserida (*Q*) (l/min)
- *P analisada* corresponde a pressão inserida (*p*) (l/min)
- *η* a eficiência mecânica adotada para a análise
- *Ph* a potência hidráulica analisada
- *Pmec* a potência mecânica analisada
- *Pvalvseg* a potência que quando atingida no eixo da bomba ativa a válvula de segurança (cv).

Ao analisar as velocidades básicas de rotação conforme Hydraulic Institute Standards (2000) e (American Petroleum Institute, 1995), o curso que o êmbolo percorre é analisado pois existe limitação quanto a velocidade que o êmbolo deve ter, pois quando essa atinge valores superiores ao orientado, pode haver a perda do contato entre o líquido e a superfície da cabeça do êmbolo, gerando um vácuo que é responsável pela cavitação, que é indesejada em equipamentos hidráulicos.

Ambas as normas citam a velocidade sugerida da *nmax*, levando em consideração o curso (*S*) em polegadas.

A Tabela 5 fornece a relação curso pela rotação do girabrequim segundo Hydraulic Institute Standards (2000), a Tabela 6 mostra a relação curso pela rotação conforme American Petroleum Institute (1995) e a Tabela 7 indica a relação curso pela rotação adotada pela empresa Prominas no projeto das suas bombas alternativas.

Tabela 5 – Relação do curso do êmbolo e da rotação máxima, conforme orientação da Hydraulic Institute

Curso (polegadas)	nmax(rpm)
2	750
3	530
4	420
5	360
6	315

Fonte: Adaptado de Hydraulic Institute Standards (2000)

Tabela 6 – Relação do curso do êmbolo e da rotação máxima para bombas alternativas de simples efeito conforme orientação da American Petroleum Institute

Curso (polegadas)	nmax(rpm)
2	450
3	400
4	350
5	310
6	270

Fonte: Adaptado de American Petroleum Institute (1995)

Tabela 7 – Relação do curso do êmbolo pela rotação máxima para bombas alternativas de simples efeito do fabricante Prominas

Curso (polegadas)	nmax(rpm)
2	600
3	500
4	450
4,5	400
6	320

Fonte: Autoria própria

Pode-se analisar que a empresa Prominas adota valores intermediários aos dois institutos, como a base do projeto das bombas alternativas da empresa foi baseada na Hydraulic Institute Standards (2000) iremos utiliza-la como orientação dado que as bombas alternativas da empresa respeitam uma margem de segurança das rotações máximas sugeridas.

Como a rotação máxima e o curso atrelam uma relação inversamente proporcional, ou seja, quanto menor o curso do êmbolo maior a rotação máxima que o girabrequim poderá atingir,

sendo assim, bombas com rotações mais altas indicam cursos menores e isso implica que por ser menor o curso o equipamento é mais compacto, reduzindo a quantidade de materiais empregados na fabricação do equipamento, resultando em uma bomba alternativa de menor custo, nesse sentido, as bombas alternativas podem ter variação de valores quanto aos materiais utilizados e a nobreza desses.

Com isso é sugerido que ao analisar diferentes valores de $rotB$ o usuário comece pela rotação sugerida e que vá diminuindo de acordo com a avaliação do mesmo, sugere-se que o acréscimo ou decréscimo não seja superior a 10% do valor anterior adotado pois dessa maneira os intervalos de vazão por rotação podem ser analisados de maneira contínua sem grandes espaçamentos de valores da vazão por rotação q_{min} e q_{max} que foram anteriormente analisados, a não ser que o usuário decida adotar uma rotação específica autonomamente.

O acréscimo na $rotB$ faz com que os valores de q_{min} e q_{max} diminua e o decréscimo aumente, fornecendo uma busca por êmbolos com diâmetros maiores.

A potência máxima (N_{max}) indicada no equipamento é o valor de potência máxima que a unidade de acionamento suporta, dado que a pressão exercida do líquido na cabeça do êmbolo gera uma força resultante que impacta em toda a unidade de acionamento, da bomba alternativa, essa força é dada pela Equação 38, essa força máxima é definida dado uma pressão máxima (P_{max}) então através da Equação 40 utilizando a vazão máxima (Q_{max}) que é definida pela Equação 33 para uma rotação máxima que é definida para o fabricante Prominas pelo Tabela 7. Dessa forma a potência máxima da bomba alternativa deve atender a potência mecânica (P_{mec}) que os cálculos obtiveram dos parâmetros inseridos pelo usuário, sendo que quanto mais próxima for, desde que atenda, melhor dimensionado será o equipamento, no entanto, o usuário poderá em casos específicos optar por bombas que possuem potência máxima da bomba alternativa acimado que seria necessária para atender os parâmetros, conforme cita Gambarini e Júnior (2004) é possível as bombas alternativas operarem com potências menores a quais foram projetadas no entanto isso resultou em uma deterioração do desempenho do equipamento.

5.0.2 RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

Após selecionar e definir a bomba alternativa com a rotação ($rotb$) escolhida, o usuário deverá definir o tipo de transmissão de potência mecânica entre o motor elétrico e a bomba alternativa, a empresa onde esse estudo foi realizado oferece duas opções, sendo elas por correias do tipo V e por redutor de engrenagem.

Para se definir qual o melhor método alguns conceitos de transmissão de potência são trabalhados, dentre eles a relação de transmissão (i) que é dada pela Equação 54.

Os motores elétricos cadastrados na base de dados são de motores WEG de indução trifásicos de frequência 60Hz e 50Hz, a diferença se dá pela variação da rotação que o motor fornece pelo número de polos que possui. Os motores para cada frequência é de 4,6 e 8 polos.

Foram obtidas rotações médias do motor elétrico considerando, para cada número de polos e para cada frequência supracitados, obtendo médias de rotações que serão utilizadas

para obter a relação de transmissão estimada ($i_{estimada}$) utilizando essas médias de rotações dos motores elétricos e a $rotB$ da bomba alternativa através da Equação 54.

Os valores da relação de transmissão possuem parâmetros adotados pela empresa para padronização das polias no caso da transmissão por correias, como citado por Nunez (2020) as correias do tipo V não devem ultrapassar da relação 6:1, no entanto a empresa estipula que no máximo deve ser igual ou menor que 4:1 pois isso significa que a polia movida terá o diâmetro de no máximo 4 vezes maior que o da polia motora, no caso de relações fora de padronização pode ser mantida a movida padronizada e feita a fabricação da motora que é menor e envolve menos custo de produção.

Para estimar a máxima potência mecânica básica a ser transmitida para esse tipo de transmissão a empresa leva em consideração que números elevados de potência resultam em um maior número de correias e portanto que haveria uma necessidade de mais canais nas polias já padronizadas, portanto adotou-se que a potência mecânica seria de no máximo 150 cv, já que a potência final de projeto seria superior a esse valor.

Para transmissão por redutores de engrenagem adota-se a relação de transmissão em faixas maiores ou iguais a 2 e potências acima de 150 cv, a transmissão por redutor sempre é possível mesmo em casos que a potência seja menor que 150 cv e a relação de transmissão seja menor que 2, no entanto é preferível que seja feita por correias do tipo V, já que essas apresentam inúmeras vantagens, dentre as mais objetivadas a facilidade de manutenção, baixo custo, alta disponibilidade no mercado, não precisar de lubrificação entre outras. No entanto há clientes que exigem que seja feita por redutor de engrenagens, devido a preferência ou quando a transmissão por correias não é viável (GAMBARINI; JÚNIOR, 2004).

Com isso foi feita uma tabela onde se as condições correspondentes ao tipo de transmissão: relação de transmissão (i) e a potência mecânica (P_{mec}) forem atendidas será mostrada uma opção “Selecionável” para o usuário e caso não atenda será exibido “Não recomendada”.

A análise da relação de transmissão leva em consideração a rotação selecionada $rotB$ que é carregada da seleção da bomba alternativa e a rotação do motor elétrico ($rotM$) correspondentes ao número de polos, assim o usuário avalia qual a melhor opção, é relevante dizer que a frequência da rede influencia na rotação síncrona do motor a Equação 55 mostra essa relação.

Há países como Paraguai, Argentina, Chile, Uruguai entre outros da América do Sul e que são clientes da empresa que possuem rede elétrica com a frequência de 50Hz, no Brasil é utilizada a frequência de 60 Hz, dessa forma existem duas tabelas para que o usuário possa verificar a correspondente com o país de destinação do produto, inversores de frequência também modificam a rotação do motor elétrico onde são consideradas as faixas que o mesmo pode variar, para análise nesta etapa do software considera-se apenas a frequência de rede.

$$ns = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (55)$$

Onde:

- ns = Rotação síncrona motor elétrico (rpm)

- f = Frequência da rede (Hz)
- p = Número do par de pólos do motor elétrico

A Figura 36 mostra como é a tabela de análise com a frequência de 60 Hz onde a rotação do motor elétrico são os valores médios para o número de polos e frequência respectiva, a relação de transmissão estimada ($i_{estimada}$) indica a relação de transmissão obtida através dos valores médios de rotação do motor e a $rotB$ da bomba alternativa. A Figura 37 mostra para a frequência de rede de 50 Hz.

Figura 36 – Relação de transmissão estima para frequência de rede de 60 Hz

PARÂMETROS TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA PARA FREQUÊNCIA 60(Hz)			
Relação Transmissão por Correias (Estimada)			
rotB (rpm)	500	i estimado	SELECIONÁVEL
rotM (4pólos) (rpm)	1763,28	3,527	
rotB (rpm)	500	i estimado	SELECIONÁVEL
rot M (6pólos) (rpm)	1169,26	2,339	
rotB (rpm)	500	i estimado	SELECIONÁVEL
rot M (8 pólos) (rpm)	875,41	1,751	
PARA 60 (Hz)			
Relação Transmissão por Redutor (Estimada)			
rotB (rpm)	500	i estimado	NÃO RECOMENDADO
rotM (4pólos) (rpm)	1763,28	3,527	
rotB (rpm)	500	i estimado	NÃO RECOMENDADO
rot M (6pólos) (rpm)	1169,26	2,339	
rotB (rpm)	500	i estimado	NÃO RECOMENDADO
rot M (8 pólos) (rpm)	875,41	1,751	

Fonte: Autoria própria

Figura 37 – Relação de transmissão estimada para frequência de rede de 50 Hz

PARÂMETROS TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA PARA FREQUÊNCIA 50(Hz)			
Relação Transmissão por Correias (Estimada)			
rotB (rpm)	500	i estimado	SELECIONÁVEL
rotM (4pólos) (rpm)	1468,69	2,937	
rotB (rpm)	500	i estimado	SELECIONÁVEL
rot M (6pólos) (rpm)	974,68	1,949	
rotB (rpm)	500	i estimado	SELECIONÁVEL
rot M (8 pólos) (rpm)	729,59	1,459	
PARA 50 (Hz)			
Relação Transmissão por Redutor (Estimada)			
rotB (rpm)	500	i estimado	NÃO RECOMENDADO
rotM (4pólos) (rpm)	1468,69	2,937	
rotB (rpm)	500	i estimado	NÃO RECOMENDADO
rot M (6pólos) (rpm)	974,68	1,949	
rotB (rpm)	500	i estimado	NÃO RECOMENDADO
rot M (8 pólos) (rpm)	729,59	1,459	

Fonte: Autoria própria

Dado isso o usuário seleciona a transmissão, sendo sugerida preferencialmente a menor relação de transmissão, que seja por correia e com o motor de menor custo que normalmente é o que possui menor número de polos, cabe ao usuário selecionar a opção que mais convém para cada situação (GAMBARINI; JÚNIOR, 2004).

Pode ocorrer de não haver uma opção de transmissão selecionável, isso ocorre porque a potência mecânica calculada e/ou a relação de transmissão não corresponde aos critérios estabelecidos para as dois tipos de transmissão, nesse caso o operador deve optar pelo redutor de engrenagem que é sempre possível como citado, porém não prioritário.

Com as informações fornecidas pelo software de seleção através da folha de dados é possível procurar em catálogos específicos dos fabricantes de correias ou redutores de engrenagens compatíveis, uma observação é que alguns fabricantes possuem softwares comerciais que calculam através dos dados fornecidos as melhores opções e dimensões dos componentes de transmissão fornecendo os seus produtos como opção, sendo assim, aqui no trabalho serão fornecidos os dados necessários para essa posterior busca no software comercial.

Com a escolha da transmissão pelo usuário definida, deve-se então ir para os parâmetros de busca do motor, onde o usuário insere, o número de polos do motor escolhido, o tipo de transmissão selecionado, a frequência da rede elétrica, a tensão da rede, onde estes dois últimos são informações obtidas através do cliente e corresponde as características da sua rede elétrica. Após isso o mesmo deve clicar em *Buscar Motor* a Figura 38 mostra como será o preenchimento dos parâmetros no software. Com base nos parâmetros supracitados e com a potência para ativação da válvula de segurança (*P_{válvula}*) calculada anteriormente na etapa de seleção das bombas alternativas, o software realizará um filtro avançado na base de dados dos motores selecionando os que possam atender os critérios:

- Número de polos selecionado.
- Potência do motor elétrico maior ou igual em 35% a *P_{válvula}* (cv)
- Rotação compatível com o número de polos selecionado (rpm)
- Frequência correspondente a selecionada (Hz)

Uma observação é que a seleção mais indicada para a potência do motor elétrico deve ser a menor possível pois essa irá cumprir com o valor da potência de ativação da válvula de segurança através do critério de filtragem descrito, sendo assim a menor potência indicada é suficiente para suprir a necessidade da bomba alternativa, no entanto o operador pode optar por outros equipamentos de potência superior, o que não é recomendado por elevar o custo de um equipamento com o superdimensionamento da potência, além disso é necessário se atentar que a potência da bomba alternativa tem uma potência máxima suportada na unidade de acionamento e essa não deve ser superada, pois acarreta em danificações ao equipamento, para isso caso o motor forneça potência acima da admissível pelo equipamento, a válvula de segurança ativa preservado-o.

A Figura 39 ilustra como seria demonstrado ao usuário o motor correspondente a busca dados os parâmetros.

Figura 38 – Preenchimento dos dados da relação de transmissão selecionada da tabela de análise

(2) PARÂMETROS DE BUSCA DO MOTOR		
Número de polos	6	Transmissão
rot M (Rpm)	1169,26	Correia
Frequência (Hz)	60	
P válvula seg (cv)	27,16	
TENSÃO DA REDE (Cliente) (V)	440Vca	
		BUSCAR MOTOR

Fonte: Autoria própria

Figura 39 – Fornecimento da relação de motores elétricos ao usuário que atendem o requisito de busca inserido

Potência (cv)	Caixa	rpm	Fator de Serviço	Peso Aprox (kg)	Pólos	Frequência (Hz)	Rotação Analisada	iReal	Tipo de transmissão
30	200L	1175	1,15	234,4	6	60	500	2,35	Correia

Fonte: Autoria própria

5.0.3 SELEÇÃO DE MATERIAIS

A seleção de materiais para componentes que entram em contato com o líquido de trabalho, serão feitas para os principais componentes, tais como êmbolo, camisa e cabeçote. Depois de definidas as etapas de seleção da bomba alternativa, do tipo de transmissão e o motor elétrico, então serão definidos os materiais aos quais os principais componentes de contato com o líquido serão constituídos.

Êmbolo

O êmbolo é um elemento fundamental em bombas alternativas é através dele que é pressurizado o líquido, portanto, o material selecionado deve suportar tais esforços recorrentes durante a operação do equipamento e também resistir a possíveis corrosões que o mesmo possa sofrer devido ao líquido de trabalho. Os materiais disponíveis para o êmbolo são dois:

A cerâmica, que apresenta elevada resistência ao desgaste, resiste a altas pressões de operação (máxima de 500 Kgf/cm²), opera com líquidos corrosivos, no entanto, não tolera líquidos com temperaturas elevadas (máxima de 60°C), devido ao seu coeficiente de dilatação podendo gerar trincas e também o seu custo é relativamente alto e é utilizado em casos específicos.

O aço inox revestido, resistente a abrasão, a corrosão, opera com altas temperaturas (máxima 100°C), resiste a pressões de operação de no máximo 700 kgf/cm² é um material amplamente empregado em êmbolos de bombas alternativas.

Os materiais dos êmbolos são produzidos pela própria empresa, esses parâmetros de valores, são os utilizados na indústria e correspondem aos critérios incorporados ao software.

Camisa

As camisas são fabricadas com os mesmos materiais usados para a fabricação do bloco

do cabeçote. No interior das camisas estão alojados o conjunto de gaxetas e o êmbolo. O diâmetro interno da camisa depende das condições de pressão e vazão em que a bomba vai operar. Normalmente as camisas são fabricadas com o diâmetro interno para atender uma série de condições de pressão e vazão de operação.

Bloco do cabeçote

O bloco do cabeçote pode ser fabricado em diversos materiais dependendo da classe de pressão e do fluido a ser bombeado.

Classe de pressão:

- Baixa e média pressão materiais fundidos (até 300kgf/cm²)
- Alta e super alta pressão : materiais forjados (acima de 300 kgf/cm²)

Para selecionar os materiais dos componentes, é necessário que o usuário indique se o líquido de trabalho apresenta característica não corrosiva, intermediária ou corrosiva.

Através da tabela mostrada na figura 40 as opções de materiais disponíveis que atendem os critérios de pressão, temperatura máxima e tipo de líquido para cada componente são mostradas, o usuário através de uma análise de custos e disponibilidade de material para fabricação seleciona os materiais que mais convêm.

Figura 40 – Relação de materiais que atendem aos parâmetros de busca para os componentes bloco do cabeçote, camisa e êmbolo

(3) PARÂMETROS DE BUSCA MATERIAIS DOS COMPONENTES				BUSCAR MATERIAIS
PRESSÃO VALV SEG	220	kgf/cm ²		
TEMPERATURA (°C) (NORMAL/MAX)	50	60		
TIPO DE LÍQUIDO	NÃO CORROSIVO			
COMPONENTE BLOCO DO CABEÇOTE		MATERIAL SELECIONADO *	ASTM A890 – TIPO CD3M (AÇO INOX CD3MN)	
MATERIAL	PRESSÃO MAX (kgf/cm ²)	TEMPERATURA MAX (°C)	TIPO DE LÍQUIDO	
SAE 404 – TIPO 4140 (AÇO LIGA)	700	100	NÃO CORROSIVO	
ASTM A890 – TIPO CD3M (AÇO INOX CD3MN)	350	100	NÃO CORROSIVO	
ASTM A705 – TIPO 630 (INOX 630)	700	100	NÃO CORROSIVO	
COMPONENTE CAMISA		MATERIAL SELECIONADO *	ASTM A890 – TIPO CD3M (AÇO INOX CD3MN)	
MATERIAL	PRESSÃO MAX (kgf/cm ²)	TEMPERATURA MAX (°C)	TIPO DE LÍQUIDO	
SAE 404 – TIPO 4140 (AÇO LIGA)	700	100	NÃO CORROSIVO	
ASTM A890 – TIPO CD3M (AÇO INOX CD3MN)	350	100	NÃO CORROSIVO	
ASTM A705 – TIPO 630 (INOX 630)	700	100	NÃO CORROSIVO	
COMPONENTE ÊMBOLO		MATERIAL SELECIONADO *	AÇO REVESTIDO	
MATERIAL	PRESSÃO (kgf/cm ²)	TEMPERATURA (°C)	TIPO DE LÍQUIDO	
AÇO REVESTIDO	700	100	NÃO CORROSIVO	
CERÂMICA	500	60	NÃO CORROSIVO	

Fonte: Autoria própria

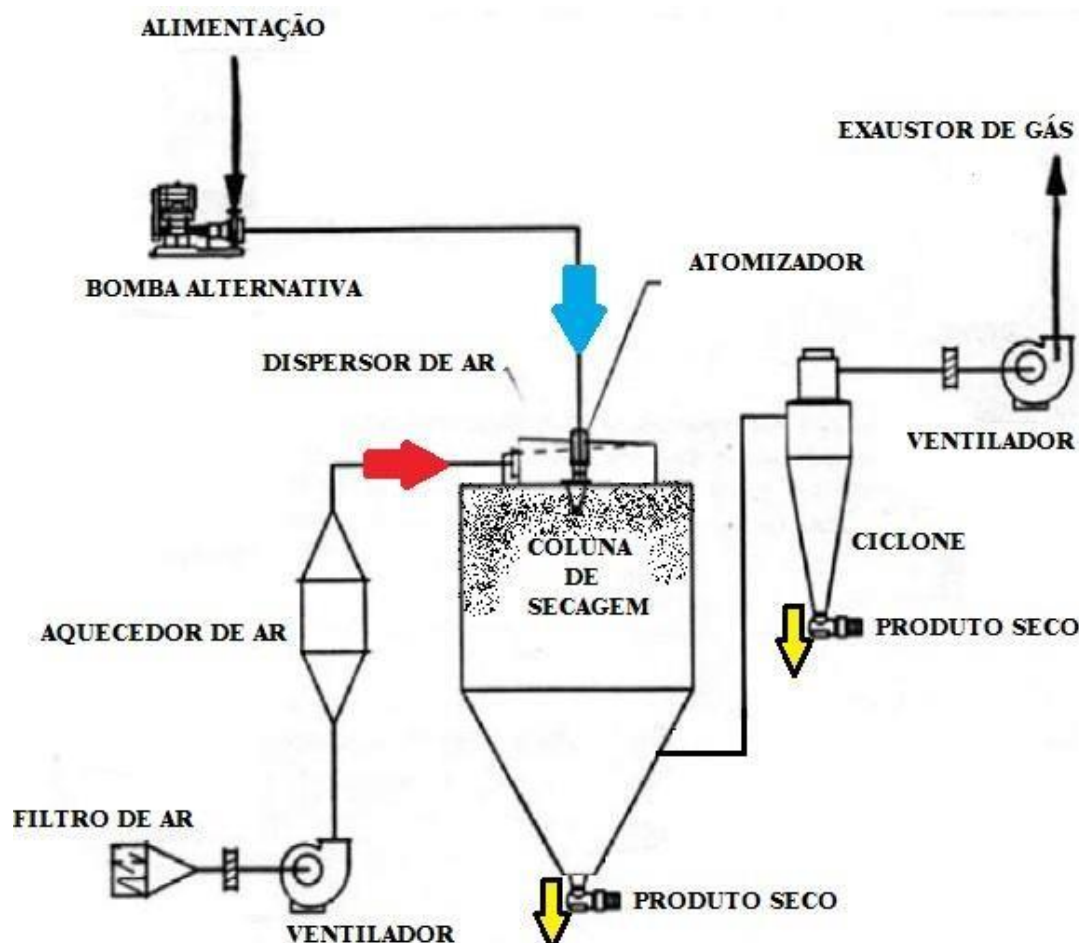
5.1 EXEMPLO APLICADO: SELEÇÃO DE UMA BOMBA ALTERNATIVA PARA BOMBAMENTO DE SLURRY DE SABÃO

No processamento do sabão em pó é utilizada em uma das etapas da produção uma bomba alternativa de alta pressão que deve oferecer pressão ao líquido suficiente para que esse seja vaporizado através do atomizador em uma câmara de secagem onde será injetado ar quente

para que esse possa secar as partículas e obter o produto seco.

A Figura 41 representa de forma esquemática como é parte do processamento do sabão em pó.

Figura 41 – Representação esquemática do processo Spray Drying para sabão em pó



Fonte: Adaptado de Souza (2015)

Na etapa em que a bomba alternativa de alta pressão participa, a mistura de sabão é feita com a dosagem dos químicos presentes na composição do sabão, que através de bombas dosadoras são bombeados em proporções corretas e misturados em um tanque que possui um agitador (alimentação), que faz a homogeneização do slurry de sabão, esse slurry de sabão é uma mistura pastosa de água e a composição do sabão que é bombeada através de uma bomba do tipo parafuso do tanque até a bomba alternativa, após a pressurização da bomba alternativa o líquido é bombeado até o atomizador que pulveriza a mistura dentro da câmara de secagem. É na câmara de secagem onde a mistura de slurry de sabão pulverizado entra em contato com o ar quente para que seja feita a secagem, obtendo assim o pó de sabão que segue outras etapas até ser embalado.

A Figura 42 mostra como é a representação esquemática da operação de uma bomba alternativa de simples efeito aplicada no processamento spray drying da onde é obtido o sabão em pó.

Figura 42 – Representação esquemática da etapa em que a bomba alternativa opera



Fonte: Adaptado de Souza (2015)

Para o processo de seleção da bomba alternativa o cliente informa as condições inerentes ao regime de operação onde são informado as características do líquido de trabalho e dados da operação como vazão de trabalho, pressão de trabalho e o *NPSHD*, a Figura 43 mostra como é o fornecimento dos dados supracitados fornecidos pelo cliente, as notas são mostradas na figura 46 e corresponde as considerações que se deve ter no item correspondente.

Figura 43 – Condições de operação e características do líquido de trabalho

CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO	
FLUIDO:	SLURRY
MASSA ESPECÍFICA (kg/m³):	1100 - 1400
VISCOSIDADE (cP):	14.000 A 15.000
SÓLIDOS EM SUSPENSÃO (%):	70
VAZÃO NOMINAL (m³/h):	10,32
VAZÃO MÍNIMA (m³/h):	NOTA 1
VAZÃO MÁXIMA (m³/h):	NOTA 1
VAZÃO MÍNIMA CONTÍNUA (m³/h):	P/ FABRIC. - NOTA 1
TEMPERATURA DE OPERAÇÃO (°C):	90
PRESSÃO DE SUÇÃO (kgf/cm²g):	3
PRESSÃO DE DESCARGA (kgf/cm²g):	90
NPSH DISPONÍVEL (mcl):	30
PRESSÃO DE VAPOR (kgf/cm²)	0,57

Fonte: Autoria própria

As características importantes nas condições de operação já nas unidades usadas pelo software:

- Tipo de líquido Slurry de sabão
- Massa específica: 1400 kg/m³
- Viscosidade dinâmica: 15000 cP
- Vazão de trabalho (Q): 170,8 l/min

- Pressão de trabalho (p): 90kgf/cm²
- $NPSHD$: 30 m.c.a
- Temperatura de trabalho : 90° C
- Pressão de vapor: 0,57 kgf/cm²

As condições gerais dizem a respeito do regime de operação do equipamento, mostradas pela Figura 44.

Figura 44 – Condições gerais e regime de trabalho

CONDIÇÕES GERAIS	
CICLO DE TRABALHO :	24 h/dia - 365 dias/ano
ALTITUDE (m):	555
TIPO DE BOMBA:	ALTERNATIVA, PISTÃO, ALTA PRESSÃO
CONSTRUÇÃO:	NOTA 1

Fonte: Autoria própria

Das condições gerais as informações dizem que o trabalho será:

- Contínuo pesado, caracterizado pelo regime de 24h/dia em carga durante todos os dias do ano.

As condições requeridas para as características do motor elétrico são informadas na Figura 45.

Figura 45 – Condições e características do motor elétrico

ACIONAMENTO	
CONJUNTO MOTO REDUTOR:	NOTA 4
TENSÃO:	220/380/440 V / 3 FASES / 60 Hz
POTÊNCIA:	(1 X 50 + 1 X 1,0) (NOTA 1)
ROTAÇÃO DO MOTOR:	NOTA 1
ROTAÇÃO DE SAÍDA DO MOTOREDUTOR:	NOTA 1
VEL. VARIÁVEL:	NOTA 2
PROTEÇÃO DO MOTOR:	IP-65
CLASSIFICAÇÃO:	ÁREA NÃO CLASSIFICADA
CARÇAÇA:	NOTA 1
CLASSE DE ISOLAMENTO DO MOTOR:	F (155 °C)
MOTOR DE ALTO RENDIMENTO:	W22 - IR3

Fonte: Autoria própria

Onde das condições é importante para a seleção dos equipamentos realizada pelo software:

- Conjunto moto redutor onde deve ser considerado a massa específica de 1400 kg/m³ conforme nota 4.
- Tensão de rede do cliente 220/380/440 V 3 fases 60Hz
- A potência do motor elétrico selecionado deve ser informado conforme nota 1.
- Deve ser informado ao cliente, a rotação do motor, a rotação de saída do redutor, a carcaça do motor elétrico conforme nota 1
- A velocidade deve ser variável entre as frequências de 20 a 60 Hz conforme informado na nota 2
- Proteção do motor elétrico deve ser IP-65 com classe de isolamento F (155° C)
- Deve ser um motor de alto rendimento W22 – IR3

Figura 46 – Notas e requerimentos do cliente em relação a operação da bomba alternativa

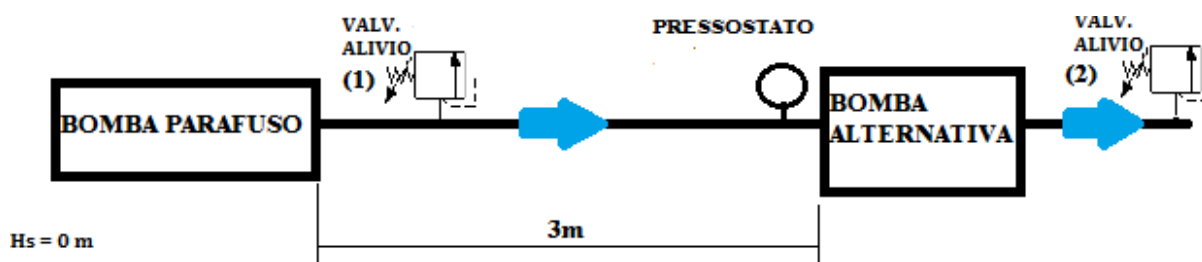
NOTAS:
1. O FABRICANTE DEVE INFORMAR / CONFIRMAR NA PROPOSTA.
2. MOTOR WEG DE ALTO RENDIMENTO, TRABALHARÁ COM INVERSOR DE FREQUÊNCIA, ROTAÇÃO NA FAIXA 20 A 60 HZ.
3. ACIMA DE 85 DBA A FONTE DEVERÁ SER ENCLAUSURADA.
4. PARA CÁLCULO DA POTÊNCIA A DENSIDADE A SER CONSIDERADA É DE 1400 KG/M3.
5. RENDIMENTO VOLUMÉTRICO DE 100%
6. FORNECEDOR DEVERÁ PREVER (VIDE ILUSTRAÇÃO ABAIXO):
- 6.1 SISTEMA DE VÁLVULAS ESFÉRICAS.
- 6.2 AMORTECEDOR DE PULSAÇÃO TIPO BALÃO, COM ADAPTADOR E CARREGADOR DE NITROGÊNIO, SUÇÃO E DESCARGA.
- 6.3 PSV NA DESCARGA DA BOMBA (COM PRESSÃO DE SET 10% ACIMA DA PRESSÃO DE TRABALHO).

Fonte: Autoria própria

Com as informações fornecidas pelo cliente iremos realizar a seleção dos equipamentos no software, para isso iremos entrar com os parâmetros determinados pelo mesmo nas unidades utilizadas pelo software.

Devemos primeiramente esquematizar como será a linha entre a bomba parafuso e a bomba alternativa de simples efeito, a Figura 47 mostra como será essa esquematização.

Figura 47 – Representação esquemática entre a ligação da bomba parafuso e a bomba alternativa



Fonte: Autoria própria

Onde a válvula de alívio (1) deverá ser ajustada para a pressão máxima suportada no bocal de sucção da bomba alternativa, o pressostato de contato mínimo deve ser ajustado para desligar o motor elétrico tanto da bomba parafuso quanto da bomba alternativa caso a pressão no

bocal de sucção da bomba alternativa seja menor que o $NPSHR$, a válvula de alívio (2) que é a válvula de segurança deve ser ajustada para a pressão ser 10% maior que a pressão de trabalho, H_s igual a zero significa que o nível entre o bocal de descarga da bomba parafuso e o bocal da bomba alternativa se encontra no mesmo nível.

O $NPSHD$ informada pelo cliente informa a pressão na saída da bomba parafuso.

O diâmetro da tubulação da saída da bomba parafuso e da sucção da bomba alternativa é de 4" e o comprimento dessa linha é de 3 m.

Iremos realizar a primeira etapa da seleção inserindo os dados fornecidos pelo cliente, para isso iremos utilizar respectivamente:

- Vazão de trabalho: 170,8 l/min
- Pressão de trabalho: 90 kgf/cm²
- Regime de serviço: Contínuo pesado
- Nome do líquido: Slurry de sabão
- Temperatura normal e máxima: 90° C
- Viscosidade dinâmica: 15000 cP
- Densidade relativa: obtida da divisão entre densidade do líquido e da água a 4 °C a 1 atm: 1,4
- Tipo de líquido: composição corrosiva (corrosivo)
- Pressão de vapor: 0,57 kgf/cm²

A Figura 48 mostra o preenchimento das características do líquido no software.

Figura 48 – Preenchimento das características do líquido de trabalho

CARACTERÍSTICAS DO LÍQUIDO DE TRABALHO			
LIQUIDO	SLURRY DE SABÃO		
TEMPERATURA (°C) (NORMAL/MAX)	90	90	Fator da n_{max} básica
VISCOSIDADE DINÂMICA (cP)	15000	cP	Fator da n_{max} básica sugerida
DENSIDADE RELATIVA	1,40	999,97 kg/m ³	AGUA 4 °C A 1ATM
TIPO DE LIQUIDO	CORROSIVO		
PRESSAO DE VAPOR NA OPERAÇÃO (kgf/cm ²)	0,570	5,7	← Pressão de vapor em (m.c.a)

BUSCAR BOMBA

Fonte: Autoria própria

Considerando a viscosidade de 15000 cP o software através dos cálculos sugeriu um fator de redução de 0,5 no entanto como o líquido é quente, sujo e o regime de operação é contínuo pesado adota-se um fator de redução de 0,4.

O preenchimento dos parâmetros de busca da bomba alternativa devem ser preenchidos em conjunto com as características do líquido antes de buscar uma bomba alternativa, a Figura 49 mostra o preenchimentos dos dados de vazão de trabalho, pressão de trabalho e regime de serviço, através do fator de redução inserido anteriormente o software sugeriu que a $rotB_{estimada}$ deve ser de 177 rpm, a $q_{estimada}$ 0,965 l/rot e a $N_{max_{estimada}}$ 162 cv.

Adotando tal rotação sugerida para $rotB$ temos então uma q_{min} de 0,96497 l/rot e q_{max} de 1,06147 l/rot.

Figura 49 – Preenchimentos dos parâmetros de operação da bomba alternativa de simples efeito

(1) PARÂMETROS DE BUSCA DA BOMBA ALTERNATIVA		
Cliente	Q (l/min)	170,8
Cliente	p (kgf/cm ²)	90
Cliente	Regime de trabalho	Contínuo pesado
qmin (l/rev)	Q/rotB	0,96497
qmax (l/rev)	(Q/rotB)*1,1	1,06147
rotB (rpm)	(100 ≤ rpm ≤ 600)	177
rotB estimada (rpm)	Q/q estimada	177
q estimada (l/rev)	(menor q atende)	0,965
Nmax estimada (cv)	(menor Nmax que atende)	162

Fonte: Autoria própria

Após o preenchimento com os valores, é realizado o cálculo das potências considerando uma eficiência de 0,85 mostrados na Figura 50. Com base nos cálculos e valores preenchidos o software encontrou a bomba alternativa conforme mostra a Figura 51.

Figura 50 – Cálculo das potências referentes a bomba alternativa com eficiência de 0,85

CÁLCULO DAS POTÊNCIAS DA BOMBA ALTERNATIVA			
Potência Hidráulica			
Q	Vazão	170,80	(l/min)
p	Pressão	90,00	(kgf/cm ²)
Ph	((Q*p)/450)	34,16	(cv)
Potência Mecânica (Bomba requiere)			
Ph	((Q*p)/450)	34,16	(cv)
η	(0,85 ≤ η ≤ 0,9)	0,85	
Pmec (cv)	Ph / η	40,19	(cv)
P válv seg	Pmec*1,1	44,21	(cv)

Fonte: Autoria própria

Figura 51 – Bomba relacionada pelo software que atende as condições de operação

MODELOS	Qmax (l/min)	Pmax (kgf/cm ²)	d êmbolo (pol)	η	Nmax (cv)	ηmax (rpm)	ηmax REDUZIDA (rpm)	rpm analisada	Q analisada (l/min)	P analisada (kgf/cm ²)	η	Ph # Pmec # P valv seg (cv)
BPS-342-150 MP	173,7	140	2 ½	0,965	162	450	180	177	170,8	90	0,85	34,16 # 40,19 # 44,21

Fonte: Autoria própria

Características da bomba alternativa encontrada:

- Modelo: BPS 342 – 150 MP
- Tipo : triplex
- S : 4”
- Qmax : 173,7 l/min
- Pmax : 140 kgf/cm²
- dembolo : 2 ½”
- q : 0,965 l/rot
- Nmax : 162 cv

- n_{max} :450 rpm
- $n_{max_{reduzida}}$: 180 rpm
- $rpmanalisada$: 177rpm
- $Q_{analizada}$: 170,8 l/min
- $P_{analizada}$: 90kgf/cm²
- $\eta_{mec} = 0,85$
- Ph : 34,16 cv
- P_{mec} : 40,19 cv
- $P_{valvseg}$: 44,21 cv

A bomba alternativa então foi selecionada e enviada para a folha de dados, após isso a próxima etapa é avaliar a transmissão de potência, conforme requerido pelo cliente deve-se utilizar um redutor por engrenagens, avaliando a tabela de transmissão de potência correspondente a redutores, temos os seguintes dados mostrados na Figura 52.

Figura 52 – Tabela de transmissão de potência correspondente a redutores

PARA 60 (Hz)

Relação Transmissão por Redutor (Estimada)		
rotB (rpm)	177	i estimado
rotM (4pólos) (rpm)	1763,28	9,962
rotB (rpm)	177	i estimado
rot M (6pólos) (rpm)	1169,26	6,606
rotB (rpm)	177	i estimado
rot M (8 pólos) (rpm)	875,41	4,946

Fonte: Autoria própria

A análise da tabela de relação transmissão por redutor nos fornece 3 opções de motores elétricos e as reduções que deverão ser feitas para cada um, considerando o catálogo da fabricante WEG Cestari para redutores, temos uma análise preliminar que a redução padronizada mais próxima corresponde a 1:10 para um motor de 4 polos, portanto pelo custo de um motor elétrico de 4 polos também ser menor iremos utilizar essa seleção preliminar:

- Redução de 1:10 feita por redutor de engrenagens
- Motor elétrico com 4 pólos e rotação nominal de 1800 rpm

Preenchendo a busca do motor elétrico considerando as informações fornecidas pelo cliente e a seleção preliminar da transmissão, inserimos os valores no software conforme a Figura 53.

Figura 53 – Preenchimento dos parâmetros de busca do motor elétrico

(2) PARÂMETROS DE BUSCA DO MOTOR		
Número de polos	4	Transmissão
rot M (Rpm)	1763,28	Redutor
Frequência (Hz)	60	
P válvula seg (cv)	44,21	
TENSÃO DA REDE (Cliente) (V)	220 Vca/380Vca/440Vca	
<input type="button" value="FOLHA DE DADOS"/>		<input type="button" value="BUSCAR MOTOR"/>

Fonte: Autoria própria

Após o preenchimento dos valores do número de polos do motor, a frequência de rede e tensão de rede fornecidas pelo cliente e o tipo de transmissão que será feita por redutor, faremos a busca do motor elétrico com potência que atenda a *P_{valvseg}* que é 44,21 cv.

O motor elétrico relacionado é mostrado através da Figura 54 onde o mesmo foi selecionado e adicionado a folha de dados do software.

Figura 54 – Motor relacionado que atende os parâmetros

Relação de Motores Elétricos WEG21 que atende os parâmetros									
Potência (cv)	Carcaça	rpm	Fator de Serviço	Peso Aprox (kg)	Pólos	Frequência (Hz)	Rotação Analisada	iReal	Tipo de transmissão
50	200L	1770	1,15	236,2	4	60	177	10,00	Redutor

Fonte: Autoria própria

O motor elétrico selecionado possui as características:

- Potência: 50 cv
- Carcaça : 200L
- *rotM*: 1770 rpm
- fator de serviço : 1,15
- peso aproximado: 236,2 kg
- polos :4
- Frequência: 60Hz

As características da transmissão é :

- *rotM*: 1770
- *rotB*: 177 rpm
- *i_{real}*: 10,00
- Tipo de transmissão : Redutor

Com a seleção do motor elétrico realizada pode-se fazer uma análise da variação da frequência conforme a nota 2 do cliente, onde essa deve variar através de um inversor de frequência entre 20 a 60 Hz, para 60 Hz temos a rotação de 1770 rpm e com a proporção para 20 Hz temos 590 rpm.

Como foi admitido uma redução de 1:10 então a rotação da bomba alternativa quando essa estiver a 20 Hz será de 59 rpm.

Para 60 Hz:

- Obtém uma *rotB* de 177 rpm, com *q* de 0,965 l/rot corresponde a *Q* de 170,8 l/min.

Para 20 Hz :

- Obtém uma *rotB* de 59 rpm, com *q* de 0,965 l/rot corresponde a *Q* de 56,935 l/min.

A próxima etapa é selecionar os materiais aos quais os componentes que entram em contato com o líquido irão ser constituídos, conforme solicitado pelo cliente a pressão de trabalho deve ser de 90 kgf/cm² mas pode ser atingido até a pressão de 99 kgf/cm² devido aos 10% a mais de pressão que a válvula de alívio será ajustada, portanto os materiais deverão atender aos 99 kgf/cm² de pressão e 90 °C que é a temperatura máxima que o líquido de trabalho irá atingir, com isso a filtragem de materiais disponíveis para os componentes é realizada.

A Figura 55 ilustra o preenchimento dos dados para a busca de materiais para os componentes.

Figura 55 – Preenchimento dos campos do software para seleção de materiais dos componentes

(3) PARÂMETROS DE BUSCA MATERIAIS DOS COMPONENTES		
PRESSÃO	99	kgf/cm ²
TEMPERATURA (°C) (NORMAL/MAX)	90	90
TIPO DE LÍQUIDO	CORROSIVO	

**BUSCAR
MATERIAIS**

Fonte: Autoria própria

A Figura 56 mostra os materiais disponíveis para o bloco do cabeçote ao qual foi selecionado o ASTM A743 TIPO CF3M (versão fundida do aço Inox tipo AISI 316) devido a sua resistência a corrosão, a resistência de pressão máxima 200 kgf/cm², resistência a temperatura máxima de 100°C e ao custo reduzido se comparado aos demais materiais da lista.

Figura 56 – Materiais mostrados pelo software que atende os parâmetros de busca para o bloco do cabeçote

COMPONENTE BLOCO DO CABEÇOTE	MATERIAL SELECIONADO*	ASTM A743- TIPO CF3M (AÇO INOX TIPO AISI 316)
MATERIAL	PRESSÃO MAX (kgf/cm ²)	TEMPERATURA MAX (°C)
ASTM A743- TIPO CF3M (AÇO INOX TIPO AISI 316)	200	100
ASTM A890 - TIPO CD3M (AÇO INOX CD3MN)	350	100
ASTM A705 - TIPO 630 (INOX 630)	700	100

Fonte: Autoria própria

A Figura 57 fornece o material ao qual a camisa onde o êmbolo estará trabalhando será constituída, na grande parte das vezes o material é o mesmo que do bloco do cabeçote, portanto devido as mesmas justificativas realizada para seleção do bloco do cabeçote são aqui utilizadas.

Figura 57 – Materiais mostrados pelo software que atendem aos parâmetros de busca para a camisa

COMPONENTE CAMISA		MATERIAL SELECIONADO*	ASTM A743- TIPO CF3M (AÇO INOX TIPO AISI 316)
MATERIAL	PRESSÃO MAX (kgf/cm ²)	TEMPERATURA MAX (°C)	TIPO DE LÍQUIDO
ASTM A743- TIPO CF3M (AÇO INOX TIPO AISI 316)	200	100	CORROSIVO
ASTM A890 – TIPO CD3M (AÇO INOX CD3MN)	350	100	CORROSIVO
ASTM A705 – TIPO 630 (INOX 630)	700	100	CORROSIVO

Fonte: Autoria própria

Para a seleção do êmbolo o software encontrou apenas 1 opção dentre as duas disponíveis, pois o êmbolo pode ser tanto de aço revestido, quanto de cerâmica, no entanto devido a temperatura máxima de 90°C do líquido de trabalho a possibilidade do êmbolo de cerâmica foi descartada, pois a cerâmica suporta no máximo temperaturas do líquido de 60 °C, pois a dilatação térmica sofrida por esse componente pela influência da temperatura do líquido não é uniforme em todo o êmbolo, o que ocasiona trincas e inutilização do êmbolo, portanto a seleção é o de aço revestido.

A Figura 58 mostra como é a seleção do material para o componente êmbolo.

Figura 58 – Materiais mostrados pelo software que atendem aos parâmetros de busca para o êmbolo

COMPONENTE ÊMBOLO		MATERIAL SELECIONADO*	AÇO REVESTIDO
MATERIAL	PRESSÃO (kgf/cm ²)	TEMPERATURA (°C)	TIPO DE LÍQUIDO
AÇO REVESTIDO	700	100	CORROSIVO

Fonte: Autoria própria

Após a seleção do material dos componentes será realizada o cálculo do head de aceleração para os dois extremos de rotação da bomba alternativa, foi considerado uma simplificação do Slurry de Sabão a um líquido do tipo óleo quente, onde terá viscosidade alta e temperatura relativamente elevada.

Para 60 Hz (Caso 1)

- $Q = 170,8$ l/ min
- $rotB = 177$ rpm
- Diâmetro do tubo de sucção = 4”
- Comprimento do tubo = 3 m

A velocidade do escoamento na tubulação é calculada pelo software para a dada vazão e mostrada na Figura 59 considerando um tubo de aço de 4 polegadas sch 40 com diâmetro interno de 102,26mm.

Figura 59 – Cálculo para a velocidade do escoamento do líquido na tubulação para o caso 1

VELOCIDADE DO LÍQUIDO NA LINHA DE SUÇÃO	
diâmetro do tubo na sucção (mm) [■]	Tubo 4 pol Sch 40 (D ext 114,3 mm d int 102,26 mm)
Vazão(l/min)	170,80
velocidade do líquido (m/s) [■]	0,347

Fonte: Autoria própria

Com esse valor da velocidade do líquido obtemos através do cálculo o head de aceleração como ilustra a Figura 60.

Figura 60 – Cálculo do head de aceleração para o caso 1

(4) Head de aceleração	
L (comprimento total da linha de sucção) (m)	3
V (velocidade do líquido na linha) (m/s)	0,347
rotB (rotação da bomba) (rpm)	177
C (Fator do tipo de bomba)	Triplex
g (aceleração da gravidade) (m/s ²)	9,80
k (fator do tipo de líquido)	Oleo
ha (head de aceleração) (m.c.a)	0,496

Fonte: Autoria própria

Portanto o Head de aceleração quando a bomba alternativa opera a 177 rpm é de 0,496 m.c.a.

O cálculo da perda de carga, se apenas considerando a perda distribuída, já que não há junções, mudanças de diâmetros na seção analisada e outros fatores que geram perda localizada. A perda de carga distribuída segundo método de Darcy-Weisbach para esse trecho analisado considera:

- Q de 170,8 l/min
- Comprimento da tubulação L= 3 m
- Tubo de 4” sch 40 com diâmetro interno de 102,26 mm
- Viscosidade dinâmica de 15000 cP
- Massa específica de 1400kg/m³

A Figura 61 mostra como foi o cálculo do número de Reynolds com os parâmetros supracitados.

Figura 61 – Cálculo do número de Reynolds para o caso 1

Cálculo número de Reynolds				
Viscosidade dinâmica(cP)	15000			
Massa específica (kg/m ³)	1400			
Velocidade do líquido (m/s)	0,347			
Re (número de Reynolds)	3,3	ESCOAMENTO LAMINAR	O FATOR DE ATRITO É IGUAL A >	19,33669

Fonte: Autoria própria

Onde foi obtido fator de atrito igual a 19,33669 obtido através da Equação 30 para escoamento laminar.

A Figura 62 mostra como foi calculado pelo software a perda de carga distribuída para o trecho quando o motor elétrico opera a 60 Hz (caso 1).

Figura 62 – Cálculo da perda de carga distribuída para o caso 1

Perda de carga distribuída Método de Darcy Weisbach	
L (comprimento tubulação) (m)	3
D (diâmetro interno do tubo) (mm)	Tubo 4 pol Sch 40 (D ext 114,3 mm d int 102,26 mm)
Q(vazão) (l/min)	170,80
V (velocidade do líquido) (m/s)	0,347
f (fator de atrito)	19,33669
hf distribuída (m.c.a) (Darcy Weisbach)	3,4770

Fonte: Autoria própria

A perda de carga para o Caso 1 é de 3,477 m.c.a

Para a conferência do cálculo do *NPSHD* na situação descrita, apenas para conferência se a pressão fornecida pela bomba parafuso é suficiente, como foi selecionado uma bomba alternativa com curso de 4” através da Figura 63 podemos verificar que o *NPSHR* da bomba alternativa descrita é de 8 m.c.a.

Figura 63 – *NPSHR* para bombas alternativas PROMINAS

NPSHR BOMBAS PROMINAS
6 a 7 (m.c.a) curso de 2” a 3”
8 a 9 (m.c.a) curso de 4” a 4,5”
10 (m.c.a) curso de 6”

Fonte: Autoria própria

A Figura 64 mostra como é realizado o cálculo do *NPSHD* para o Caso 1 considerando:

- Perda de carga total de 3,477 m.c.a
- Head de aceleração de 0,496 m.c.a.
- $H_s = 0$ m (devido o nível entre o bocal de descarga da bomba parafuso e o bocal de sucção da bomba alternativa estarem no mesmo nível).
- *NPSHR* de 8 m.c.a

- pressão de vapor de 0,57 kgf/cm² somado a 0,2 kgf/cm² (fator de segurança) que é igual a 7,7 m.c.a

Figura 64 – Cálculo do *NPSHD* quando a bomba alternativa opera com parâmetros do caso 1

Cálculo NPSHD	
Pressão atmosférica ajustada (m.c.a)	7,38
hf total (perdas localizadas e por atrito na tubulação) (m.c.a)	3,47700
ha (head de aceleração) (m.c.a)	0,496
pv+fs (pressão de vapor na operação + fator de segurança)(m.c.a)	7,70
Deduções (hf+ha+pv+fs) (m.c.a)	11,67
NPSH REQUERIDO (m.c.a)	8
Hs (m)	0,00
Hs min (m)	12,29
NPSH DISPONIVEL (m.c.a)	-4,29
NECESSIDADE DE BOMBA BOOSTER	

Fonte: Autoria própria

Como calculado pelo software o *NPSHD* é de – 4,29 m.c.a , necessitando de uma bomba booster (bomba de reforço) para fornecer a pressão mínima necessária para que a bomba opere que é equivalente ao *NPSHR*, que deverá no mínimo nesse caso 1 ter valor mostrado na Figura 65 que foi calculado pelo software.

Figura 65 – Dimensionamento mínimo da bomba booster quando a bomba alternativa opera nos parâmetros do caso 1

BOMBA BOOSTER	
TEMPERATURA (°C) (MAX)	90,0
PRESSÃO DE VAPOR DO LÍQUIDO NA OPERAÇÃO (m.c.a)	5,70
NPSH DISPONIVEL (m.c.a)	-4,29
NPSH REQUERIDO (m.c.a)	8
PRESSÃO DA BOMBA BOOSTER (m.c.a)	12,29
VAZÃO BOOSTER (7% MAIOR DA BOMBA ALTERNATIVA) (l/min)	182,76

Fonte: Autoria própria

O cálculo da bomba booster indica que a pressão deve ser de no mínimo 12,29 m.c.a e vazão que deve ser 7% maior que a requerida pela bomba alternativa de 182,76 l/min. Como a bomba parafuso (bomba booster) fornece uma pressão de 30 m.c.a (3 kgf/cm²) a pressão é suficiente.

Para 20 Hz (Caso 2)

- $Q = 56,935$ l/min
- $rotB = 59$ rpm
- Diâmetro do tubo de sucção = 4"

- Comprimento do tubo = 3 m

A velocidade na tubulação para o Caso 2 é calculada pelo software e mostrada na Figura 66

Figura 66 – Cálculo para a velocidade do escoamento do líquido na tubulação para o caso 2

VELOCIDADE DO LIQUIDO NA LINHA DE SUCCÃO	
diâmetro do tubo na sucção (mm) [■]	Tubo 4 pol Sch 40 (D ext 114,3 mm d int 102,26 mm)
Vazão(l/min)	56,94
velocidade do líquido (m/s) [■]	0,116

Para o cálculo do head de aceleração considerando a velocidade do escoamento do caso 2 temos mostrados na Figura 67

Figura 67 – Cálculo do head de aceleração para o caso 2

(4) Head de aceleração	
L (comprimento total da linha de sucção) (m) [■]	3
V (velocidade do líquido na linha) (m/s) [■]	0,116
rotB (rotação da bomba) (rpm) [■]	59
C (Fator do tipo de bomba) [■]	Triplex
g (aceleração da gravidade) (m/s ²) [■]	9,80
k (fator do tipo de líquido) [■]	Óleo
ha (head de aceleração) (m.c.a) [■]	0,055

Fonte: Autoria própria

O head de aceleração para o Caso 2 é de 0,055 m.c.a

O cálculo da perda de carga distribuída é realizada de maneira similar ao caso 1 considerando:

- Q de 56,935 l/min
- Comprimento da tubulação L= 3 m
- Tubo de 4" sch 40 com diâmetro interno de 102,26 mm
- Viscosidade dinâmica de 15000 cP
- Massa específica de 1400 kg/m³

A Figura 68 mostra o cálculo do número de Reynolds considerando os parâmetros acima para o caso 2.

Figura 68 – Cálculo do número de Reynolds para o caso 2

Cálculo número de Reynolds				
Viscosidade dinâmica (cP)	15000			
Massa específica (kg/m ³)	1400			
Velocidade do líquido (m/s)	0,116			
Re (número de Reynolds)	1,1	ESCOAMENTO LAMINAR	O FATOR DE ATRITO É IGUAL A ->	58,00836

Fonte: Autoria própria

Onde foi obtido fator de atrito igual a 58,00836 obtido através da Equação 30 para escoamento laminar.

A Figura 69 mostra o cálculo da perda de carga utilizando o método de Darcy-Weisbach para o Caso 2.

Figura 69 – Cálculo da perda de carga distribuída para o caso 2

Perda de carga distribuída		Método de Darcy Weisbach	
L (comprimento tubulação) (m)	3		
D (diâmetro interno do tubo) (mm)	Tubo	4 pol Sch 40 (D ext 114,3 mm d int 102,26 mm)	
Q(vazão) (l/min)	56,94		
V (velocidade do líquido) (m/s)	0,116		
f (fator de atrito)	58,00836		
hf distribuída (m.c.a) (Darcy Weisbach)	1,1590		

Fonte: Autoria própria

A perda de carga total para o Caso 2 é de 1,1590 m.c.a

A Figura 70 mostra como é realizado o cálculo do NPSHD para o Caso 2 considerando:

- Perda de carga total de 1,1590 m.c.a
- Head de aceleração de 0,055 m.c.a.
- $H_s = 0$ m (devido o nível entre o bocal de descarga da bomba parafuso e o bocal de sucção da bomba alternativa estarem no mesmo nível).
- $NPSHR$ de 8 m.c.a
- Pressão de vapor de 0,57 kgf/cm² somado 0,2 kgf/cm² (fator de segurança) que é igual a 7,7 m.c.a

Figura 70 – Cálculo do *NPSHD* quando a bomba alternativa opera com parâmetros do caso 2

Cálculo NPSHD	
Pressão atmosférica ajustada (m.c.a)	7,38
hf total (perdas localizadas e por atrito na tubulação) (m.c.a)	1,15900
ha (head de aceleração) (m.c.a)	0,055
pv+fs (pressão de vapor na operação + fator de segurança)(m.c.a)	7,70
Deduções (hf+ha+pv+fs) (m.c.a)	8,91
NPSH REQUERIDO (m.c.a)	8
Hs (m)	0,00
Hs min (m)	9,53
NPSH DISPONÍVEL (m.c.a)	-1,53
NECESSIDADE DE BOMBA BOOSTER	

Fonte: Autoria própria

O software analisando o Caso 2 indica que também há necessidade de uma bomba booster que fornecerá pelo menos a mínima pressão requerida para a bomba operar.

A Figura 71 mostra como foi obtido através dos cálculos os valores que a bomba booster deve ter de pressão e vazão.

Figura 71 – Dimensionamento mínimo da bomba booster quando a bomba alternativa opera nos parâmetros do caso 2

BOMBA BOOSTER	
TEMPERATURA (°C) (MAX)	90,0
PRESSÃO DE VAPOR DO LÍQUIDO NA OPERAÇÃO (m.c.a)	5,70
NPSH DISPONÍVEL (m.c.a)	-1,53
NPSH REQUERIDO (m.c.a)	8
PRESSÃO DA BOMBA BOOSTER (m.c.a)	9,53
VAZÃO BOOSTER (7% MAIOR DA BOMBA ALTERNATIVA) (l/min)	60,92

Fonte: Autoria própria

Como a bomba booster esta fornecendo a pressão de 30 m.c.a, a pressão no bocal de alimentação é maior que a necessária, portanto a bomba alternativa irá operar normalmente tanto no Caso 1 quanto no Caso 2 e nos regimes de operação intermediários a estes.

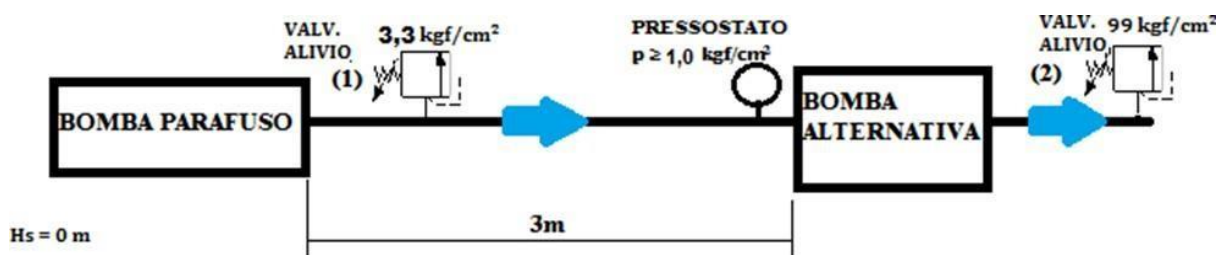
É importante ressaltar que as bombas alternativas possuem valores mínimos de *NPSHR* que é a mínima pressão no bocal de sucção para que a bomba opere normalmente, existe uma pressão máxima de alimentação, pois caso a pressão seja demasiada, a válvula de admissão terá um tempo de resposta maior para o fechamento, resultando em problemas de eficiência volumétrica, pulsações, etc.

Portanto para a bomba selecionada BPS 342-150 MP a pressão de alimentação conforme o fabricante informa deve ser de no mínimo 0,8 kgf/cm² e no máximo 3,5 kgf/cm².

Com isso ao reanalisar a Figura 47 e ajustar a válvula de alívio 1 para $3,3 \text{ kgf/cm}^2$ que é a aproximadamente 10% do valor da pressão da bomba parafuso, e um valor que a bomba alternativa não terá problemas durante o fechamento da válvula de admissão, o pressostato de contato mínimo com ajuste aproximado para 1 kgf/cm^2 que é aproximadamente o menor valor de pressão requerido no bocal de sucção da bomba alternativa, e a válvula de alívio 2 (válvula de segurança da bomba alternativa) para 99 kgf/cm^2 que é a pressão de 10% solicitada pelo cliente na nota 6.3.

A Figura 72 ilustra como devem ser ajustadas as válvulas 1 e 2 e o pressostato de contato mínimo.

Figura 72 – Representação esquemática entre a ligação da bomba parafuso e a bomba alternativa com a pressão que deve ser ajustada a válvula de alívio 1 e 2 e o pressostato



Fonte: Autoria própria

6 CONCLUSÃO

Através da aplicação do exemplo de um caso real, os resultados obtidos com o software desenvolvido neste trabalho são coerentes com os que foram obtidos manualmente e já estavam disponíveis na empresa. No que diz a respeito aos cálculos das potências, os resultados são exatamente os mesmos, pois a eficiência foi a mesma em ambos os casos, os parâmetros gerados forneceram a mesma bomba alternativa e o mesmo diâmetro de êmbolo acoplado, já que as rotações da bomba alternativa são as mesmas.

As relações de transmissão se mostraram compatíveis com as selecionadas já que a redução por engrenagens é padronizada, e utilizou-se a mesma relação 1:10. Assim, as rotações obtidas no girabrequim da bomba alternativa são as mesmas, já que o motor elétrico selecionado tem a mesma potência e a mesma rotação. Nos casos em que o usuário optar por outra relação de transmissão pode haver seleção de motores com rotações diferentes das realizadas no exemplo, cabendo ao usuário a decisão de selecionar a transmissão que julgar melhor.

Os materiais selecionados foram os mesmos devido a mesma justificativa do material selecionado no exemplo aplicado para a camisa, bloco do cabeçote e êmbolo terem os mesmos parâmetros para selecionar os materiais disponíveis que atende-se, no que se diz a respeito a materiais, o custo e a disponibilidade do material para fabricação podem ser diferentes em dados momentos. Devido a precificação final do equipamento para determinados casos, onde o cliente pode solicitar uma redução de preço e da nobreza dos materiais empregados, na etapa de proposta, que é a etapa de acordos técnicos entre o cliente e o fabricante, pode ser definido um material menos nobre desde que cumpra os requisitos mecânicos e químicos.

Os cálculos do head de aceleração e do *NPSHD* foram os mesmos, devido a característica da linha de sucção da bomba alternativa e também pelos cálculos se basearem em equações e parâmetros que a norma propõe. O cálculo da perda de carga através da de Darcy-Weisbach é o mais indicado pelos autores Fillipo Filho (2015) e TSUTIYA (2006) e mostrou-se eficiente devido a ser válido para todos os regimes de escoamento: laminar, de transição e turbulento.

A folha de dados (Apêndice A) reúne informações valiosas e resumidas de todos os processos da seleção onde pode-se consultar e obter dados referentes aos parâmetros utilizados durante o processo de seleção.

Uma característica importante do software relatada pelos usuários durante a fase de testes é a possibilidade de verificar a influência de determinado parâmetro nos cálculos obtidos, podendo o usuário efetuar várias simulações variando valores de maneira rápida e comparativa, o que de maneira manual levaria mais tempo e podendo haver erros durante os cálculos, o software automatiza os cálculos eliminando tais erros, já que o software foi configurado e testado para fornecer valores confiáveis de acordo com as fórmulas utilizadas.

Foi verificado durante a etapa de teste na empresa que há necessidade de um conhecimento prévio dos conceitos tratados no trabalho tais como, propriedades dos fluidos, análise de

escoamento em tubulações, definições específicas de bombas alternativas entre outros para que a seleção seja correta, pois há envolvimento de alguns conceitos técnicos e específicos de bombas alternativas de simples efeito.

O software possui características de cálculos utilizados pela empresa em que foi desenvolvido, com considerações parciais específicas adotadas pela empresa, podendo essa ser modificada a qualquer momento de maneira a atender os novos requisitos e padrões adotadas pela mesma.

Referências

- American Petroleum Institute. **Positive displacement pumps - reciprocating - API Standard 674**. 2. ed. Washigton, 1995. 67 p. Citado 3 vezes nas páginas 48, 51 e 52.
- BRASIL, A. N. **Máquinas Termohidráulicas de Fluxo**. 2006. Citado na página 26.
- BRASIL, A. N. **Hidráulica Básica e Máquinas de Fluxo**. 2013. Citado 4 vezes nas páginas 4, 26,27 e 36.
- Budynas, R.; Nisbett, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2016. ISBN 9788580555554. Citado 2 vezes nas páginas 43 e 44.
- Çengel Yunus A., B. M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. [S.l.: s.n.], 2013. ISBN 9788580552003. Citado 12 vezes nas páginas 4, 6, 7, 15, 16, 17, 19, 20, 21, 39, 40 e 41.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications**. [S.l.]: The McGrdw-Hill Companies, Inc, 2006. ISBN 0-07-247236-7. Citado 12 vezes nas páginas 4, 6, 7, 8, 10, 11, 12, 13, 17, 22, 23 e 36.
- COIMBRA, A. L. **Mecânica dos Fluidos**. 1. ed. E-papers, 2015. 386 p. Disponível em: <www.planeta.coppe.ufrj.br>. Citado 4 vezes nas páginas 5, 8, 20 e 21.
- ELETROBRAS. **Eficiência energética: teoria e prática**. Itajubá: Fupai, 2007. 244 p. ISBN 978-85-60369-01-0. Citado na página 40.
- FILHO, G. E. F. F. **Bombas, Ventiladores e Compressores - Fundamentos**. São Paulo: Editora Érica, 2015. 320 p. ISBN 9788536519630. Citado 11 vezes nas páginas 4, 14, 15, 17, 18, 19, 25, 39, 40, 41 e 42.
- Fonseca De Carvalho, P. D.; Duarte Batista Da Silva, L. **Fundamentos de Hidráulica**. 2008. Citado na página 13.
- GAMBARINI, J. R.; JÚNIOR, A. C. **Manual de treinamento de bombas alternativas**. São Carlos, 2004. 60 p. Citado 8 vezes nas páginas 25, 29, 30, 31, 48, 53, 54 e 56.
- Hevvy Pumps. **Cavitação**. 2017. Disponível em: <<https://hevvyumps.com/pt-pt/blogue-pt-pt/conversa-tecnica/cavitacao/>>. Citado na página 14.
- Hydraulic Institute Standards. **Reciprocating power pumps**. New Jersey, 2000. 86 p. Citado 12 vezes nas páginas 29, 30, 32, 34, 35, 37, 38, 45, 47, 48, 51 e 52.
- MACEDO, D. **Carneiro Hidráulico – tecnologia barata e eficiente**. 2014. Disponível em: <<https://gespianos.wordpress.com/2014/11/12/carneiro-hidraulico-tecnologia-barata-e-eficiente/>>. Citado na página 28.
- MATTOS, E.; FALCO, R. **Bombas Industriais**. 2. ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 1998. Citado 10 vezes nas páginas 4, 5, 8, 11, 12, 19, 24, 25, 34 e 36.
- MORAN, M. J. et al. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. 7. ed. [S.l.]: Wiley, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 21.

- MOREIRA, I. d. S. **Sistemas hidráulicos Industriais**. 2. ed. São Paulo: SENAI-SP Editora, 2015. 352 p. ISBN 9788565418096. Citado na página 29.
- NETTO, J. M. d. A. Pequena história das bombas hidráulicas. **Revista DAE**, São Paulo, p. 15,16, 1989. Citado 2 vezes nas páginas 1 e 2.
- NUNEZ, D. L. Transmissão de energia mecânica por meio de correias flexíveis. Authorea, Inc., 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.22541/2Fau.159646807.70912089%2Fv2>>. Citado 2 vezes nas páginas 43 e 54.
- PAOLI, J. **Propriedades coligativas**. 2013. 92 p. Disponível em: <<https://pt.slideshare.net/joannadepaoli/propriedades-coligativas-18806403>>. Citado na página 8.
- RESNIK, R. **Física vol 1**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1983. 348 p. ISBN 8521602995. Citado na página 5.
- ROTATAVA, O. **Aplicações práticas em escoamento de fluidos: Cálculo de tubulações, válvulas de controle e bombas centrífugas**. São Paulo: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 2011. 436 p. Citado na página 2.
- SOUZA, A. L. R. de. **Microencapsulação de suco e polpas de frutas por spray drying: uma revisão**. Campina Grande: Universidade Federal de Campina Grande, 2015. 337–338 p. Citado 2 vezes nas páginas 60 e 61.
- TSUTIYA, M. **Abastecimento de água**. 3. ed. São Paulo: Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006. 643 p. Citado na página 2.

Apêndices

APÊNDICE A – FOLHA DE DADOS

	FOLHA DE DADOS BOMBAS ALTERNATIVAS	CLIENTE OPERADOR	INDUSTRIA DE PRODUÇÃO DE SABÃO EM PO Abner Tortorelli	
29/11/21	Selector 2021 VERSÃO 3.1 20/10/2021	TABELA DE BOMBAS SELECIONADAS		
MODELOS BPS-342-100 MP	Qmax (l/min) 173,7 Pmax (kg/cm²) 140 d êmbolo (pol) 2 1/2 q 0,965 Nmax (cv) 162 rpm (rpm) 450	P analisada (kg/cm²) 90 G analisada (l/min) 170,8 η 0,85 P _h # P _{max} seg (cv) 34,16 # 40,19 # 44,21		
TABELA DE MOTORES SELECIONADOS				
Potência (cv) 50 Consumo 200L rpm 1770 Fator de Serviço 1,15 Peso Aprox (kg) 236,2 Polos 4 Frequência (Hz) 60	rpm analisada 177 Tipo de transmissão Redutor			
TABELA DE MATERIAIS DOS COMPONENTES SELECIONADOS				
INFORMAÇÕES DO LÍQUIDO				
LÍQUIDO PRESSÃO C (NORMAL MAX) TIPO DE LÍQUIDO (CORROSIVO?) PRESSÃO DE VAPOR VISCOSIDADE DINÂMICA DENSIDADE RELATIVA	Slurry de Sabão 99 (kg/cm²) 60 0,5700 15000 (cP) 1,40			
COMPONENTE MATERIAL OBSERVAÇÕES				
CABECOTE CÂMERA ÊMBOLO	ASTM A743 – TIPO CF8M INOX TIPO AISI 316 ASTM A743 – TIPO CF8M INOX TIPO AISI 316 AÇO REVESTIDO			
INFORMAÇÕES ADICIONAIS				
CÁLCULOS E INFORMAÇÕES ADICIONAIS DA BOMBA ALTERNATIVA SELECIONADA				
VELOCIDADE MÉDIA DO ÊMBOLO				
CURSO DO ÊMBOLO (pol) RPM ANALISADA VELOCIDADE (m/s)	4 177 0,599			
NPSH REQUERIDO (m.c.a) NPSH DISPONÍVEL (m.c.a)	m.c.a B 30			
HEAD DE ACELERAÇÃO EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA VAZÃO COM RENDIMENTO	m.c.a 0,486 90 % 153,72 (l/min)			
VELOCIDADE DO LÍQUIDO NA LINHA DE SUÇÃO (m/s)				
diâmetro do tubo na sucção (mm) Vazão (l/min) Velocidade do líquido (m/s)	Tubo 4 pol Sch-40 (D ext. 114,3 mm d int. 102,26 mm) 170,80 0,347			
INFORMAÇÕES ADICIONAIS				
Regime de trabalho Contínuo pesado				
ROTACION DA BOMBA (20 A 60 Hz) : 59 A 177 rpm				
VAZÃO (100%) DA BOMBA (20 A 60 Hz) : 56,935 A 170,8 l/min				
VELOCIDADE DO ÊMBOLO (20 A 60 Hz) : 0,203 A 0,599 m/s				
INFORMAÇÕES ADICIONAIS				
VAZÃO (100%) DA BOMBA BOOSTER PARA 20Hz: 60,92 l/min VAZÃO (100%) DA BOMBA BOOSTER PARA 60Hz: 152,75 l/min				
REDUTOR WEG CESTARI (E 10 2 20 P 19)				
CÁLCULOS E INFORMAÇÕES ADICIONAIS DO MOTOR ELÉTRICO SELECIONADO				
FABRICANTE WEG				
TIPO DE MOTOR ROTACION CONSTANTE ROTACION VARIÁVEL TENSÃO (V) FASES	Indução trifásico não sim 220 Vca/380Vca/460Vca 3			
PROTEÇÃO ISOLAMENTO CATEGORIA FORMA CONSTRUTIVA	IP55 F N BSD			