

JODY BAGLIONI HAIBARA

**AVALIAÇÃO DE FUNCIONAMENTO DAS BOMBAS HIDRÁULICAS DO**  
**SISTEMA DE TRATAMENTO DE EFLUENTES DA EMPRESA PARKER**  
**HANNIFIN**

Guaratinguetá

2013

**JODY BAGLIONI HAIBARA**

**VERIFICAÇÃO E SUGESTÕES PARA OTIMIZAÇÃO DE FUNCIONAMENTO DAS  
BOMBAS HIDRÁULICAS DA EMPRESA PARKER HANNIFIN**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci

**Guaratinguetá**


**2013**

H149a	<p>Haibara, Jody</p> <p>Avaliação de funcionamento das bombas hidráulicas do sistema de tratamento de efluentes da Empresa Parker Hannifin / Jody Haibara. - Guaratinguetá: [s.n.], 2013</p> <p>52 f.: il.</p> <p>Bibliografia: f. 52</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013</p> <p>Orientador: Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci</p> <p>1. Bombas hidráulicas. I. Título</p>
CDU 621.65	

**JODY BAGLIONI HAIBARA**


ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE DO  
REQUISITO PARA OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
"GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADA NA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

  
Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**

  
Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI  
Orientador/UNESP-FEG

  
Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA  
UNESP/FEG

  
Prof. Dr. CARLOS MANUEL ROMERO LUNA  
UNESP/FEG

de modo especial, à minha família por ter sempre me apoiado em todos os meus projetos.

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus pais por sempre terem me apoiado em todas as decisões, a minha falecida avó que por um bom tempo me hospedou em sua casa e sempre me tratou melhor do que um filho, a minha esposa por estar ao meu lado, ao meu filho que me dá fôlego para continuar fazendo as viagens de Guaratinguetá para São Paulo toda a semana, aos meus tios que me ajudaram com o cursinho e que neste último ano me abrigaram em sua casa e, assim como minha avó, me tratam como seu filho e, em especial a Deus pela família que tenho.

“A maior recompensa para o trabalho do homem não é o que se ganha, mas o que ele nos torna”.

John Ruskin

HAIBARA, J. B. **Avaliação de Funcionamento das Bombas Hidráulicas do Sistema de Tratamento de Efluentes da Empresa Parker Hannifin**. 2013. 52 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

## RESUMO

No campo dos projetos de sistemas hidráulicos existe uma série de preocupações quando tratamos do dimensionamento de bombas hidráulicas. Neste caso uma série de fatores devem ser levados em consideração: comprimento da tubulação, características do fluido, altura manométrica, temperatura, pressão, características da tubulação, vazão requerida entre outros. Para tanto são necessários cálculos matemáticos que visam otimizar as bombas hidráulicas e encontrar uma máquina ideal (que não utilize mais energia do que necessário ou menos energia do que lhe é requerido; sendo este o caso mais crítico, na qual corre-se o risco de o fluido bombeado não conseguir, sequer, chegar ao seu destino). O cálculo exagerado desta máquina pode superdimensioná-la causando um consumo de energia. Assunto este de grande relevância pois estamos na era da falta de energia o que a torna mais cara. Sendo assim o dimensionamento correto de uma bomba hidráulica corresponde à utilização correta dos recursos energéticos evitando desperdícios. O cálculo da bomba ideal em um sistema de bombeamento é estudado a anos e uma série de especialistas no assunto desenvolveram fórmulas e teorias. Apesar de diversos pesquisadores terem estudado o assunto todos chegaram à mesma conclusão: para encontrar a bomba ideal devemos saber a viscosidade do fluido, vazão requerida, rendimento global do motor x rendimento da bomba e altura manométrica. A perda de carga da tubulação deve ser tratada de forma diferenciada pois várias são as formas de calculá-la. Podemos lançar mão da fórmula de Hazen-Williams, Darcy e Weisbach de Chézy (1775) que iniciou as pesquisas para o cálculo desta perda. No entanto a fórmula adotada atualmente como a mais próxima da realidade é a de Darcy. Foi escolhido para este trabalho a fórmula da perda de carga de Darcy que leva em consideração o tipo de escoamento (laminar, transitório e turbulento). A determinação da bomba mais adequada a ser utilizada em um sistema de elevação não é complicado entretanto as empresas, de modo geral, não costumam fazer estes cálculos de forma correta (normalmente as bombas são



superdimensionadas) o que causa, muitas vezes, desperdício de energia e custos elevados para compra das máquinas escolhidas. Neste trabalho iremos fazer a verificação de algumas bombas utilizadas pela empresa Parker Hannifin situada na cidade de São José dos Campos e caso seja constatado o mal dimensionamento da bomba faremos uma sugestão de substituição verificando a redução de custo que a empresa teria em comparação com a atual situação.

**PALAVRAS CHAVE:** Bombas Hidráulicas. Consumo de Energia. Desperdícios. Rendimento. Dimensionamento.

HAIBARA, J. B. **Avaliação de Funcionamento das Bombas Hidráulicas do Sistema de Tratamento de Efluentes da Empresa Parker Hannifin**. 2013. 52 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

### ABSTRACT

On the field of the projects of hydraulic systems exists a lot of worries when we talk about the calculate of hydraulic pumps. In this case some facts must be considerate: length of tubes, fluid characteristics, height gauge, temperature, pressure, characteristics of tubes, flow required and others. For that mathematic calculates must be developed with the objective to optimize hydraulic pumps and agree to find an ideal machine (that don't requires more energy than necessary or less energy than it requires; that is the more critical case, cause exists the risk that the fluid pumped do not agree to become in your destiny). The wrong calculate of this machine can super-size its, bringing an excessive energy consumption. Actually it's an important subject because we are in the age of lack of energy what turn it more expensive. So the correct sizing of a hydraulic pump is connected with the fact that you have to uses the enough energy resources avoiding waste. The calculate of ideal pump in the pumping system is studied during years and a lot of specialists in this subject develop equations and theories to calculate its. Some researches study about this subject and all of them become to the same conclusion: to find the ideal pump we have to know the characteristics of fluid (cinematic viscosity), the required flow , overall yield (overall of motor x overall of pump) the high gauge or discharge pressure and the loss of repression. The pressure drop can be calculated with different theories: using Hazen-Williams, Darcy e Weisbach or Chézy (1775 - that starts the researches to calculate the pressure drop). Although the most used theory and what is most near to reality is the Darcy's equation. So, in this job the Darcy's equation were choice to calculate the drop pressure that consider what kind of flow we are studying: laminar or turbulent. The determination of the best pump to be used in the elevation system isn't is complicated but generally the companies do not calculate correctly (normally the pumps are super-size) that sometimes can result in waste of energy and high costs to buy this machine.

In this job we will verify some pumps used on the company Parker Hannifin cited at the São José dos Campos city and if have been found a bad sizing of the pump we will suggests a substitute verifying costs reduction that this factory will have.

**KEYWORDS:** Hydraulic Pumps. Energy Consumption. Waste of Energy. Yield. Sizing.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Desenho esquemático da coleta dos fluidos da fábrica e tratamento de efluentes.....	18
Figura 2 - Foto de uma bomba centrífuga tirada logo após sua montagem em uma grande fábrica alemã. ....	21
Figura 3 - Bomba Piranha .....	24
Figura 4 - Curvas características de uma bomba centrífuga e de um sistema aberto.....	25
Figura 5 - Desenho da tubulação da Estação de Elevação 01 para Estação de Elevação 02.....	26
Figura 6 - Desenho da tubulação da EE02 para ETE. - Desenho da tubulação da EE-02 para ETE.....	34
Figura 7 - Cisterna - Sistemas de Irrigação. ....	39
Figura 8 - Detalhe Torneira do Jardim.....	40
Figura 9 - Catálogo Grundfos.....	49
Figura 10 - Exemplo da curva de uma bomba centrífuga.....	51

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Medidas de tubo PEHD .....	30
Tabela 2 - Cálculo do comprimento equivalente da tubulação da EE-01 para EE-02 .....	31
Tabela 3 - Cálculo do comprimento equivalente das conexões da tubulação da EE-01 para EE-02 .....	32
Tabela 4 - Tabela com o cálculo da perda de carga da EE-01 para EE-02 .....	32
Tabela 5 - Tabela com o cálculo da potência da bomba da EE-01 para EE-02 .....	33
Tabela 6 - Cálculo do comprimento equivalente da tubulação do EE-02 à ETE .....	35
Tabela 7 - Cálculo do comprimento equivalente da tubulação do EE-02 à ETE .....	36
Tabela 8 - Cálculo da perda de carga da tubulação da EE-02 à ETE .....	36
Tabela 9 - Cálculo da Potência da bomba da EE-02 à ETE .....	37
Tabela 10 - Cálculo do comprimento equivalente de toda a tubulação, conexões e válvulas da bomba da cisterna de irrigação à torneira que sofrerá maior perda de carga de todo o sistema de irrigação .....	39
Tabela 11 - Cálculo do comprimento equivalente da tubulação da torneira de jardim .....	41
Tabela 12 – Cálculo do comprimento equivalente da tubulação e conexões entre a saída da cisterna e a bomba .....	41
Tabela 13 - Cálculo da Perda de carga distribuída na tubulação de $\varnothing$ 63mm .....	42
Tabela 14 - Cálculo da perda de carga da tubulação de $\varnothing$ 40mm .....	43
Tabela 15 - Cálculo da perda de carga na tubulação de $\varnothing$ 25mm .....	43
Tabela 16 - Redução no diâmetro da tubulação de $\varnothing$ 63 para $\varnothing$ 40 mm .....	44
Tabela 17 - Redução tubulação de $\varnothing$ 40 mm para $\varnothing$ 25 mm .....	44
Tabela 18 - Cálculo da perda de carga distribuída do conjunto torneira de jardim .....	44
Tabela 19 - Cálculo da potência da bomba que abastece as torneiras do jardim .....	45
Tabela 20 - Simulação da quantidade de torneiras que precisam estar abertas para a potência da bomba utilizada atualmente na fábrica .....	46
Tabela 21 - Comparativo entre as potências de bomba calculada x utilizada .....	47
Tabela 22 - Catálogo de Bombas ABS .....	48

## LISTA DE SÍMBOLOS

$h_f$	Perda de carga	[m]
$h_l$	Perda de carga localizada	[m]
$h_d$	Perda de carga distribuída	[m]
T	Temperatura do fluido adotada	[°C]
$\varepsilon$	Altura das asperezas	[m]
$\varepsilon/D$	Rugosidade relativa	[ ]
$\vartheta$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
Re	Número de Reynolds	[ ]
f	Coefficiente de atrito	[ ]
L	Comprimento da tubulação	[m]
v	Velocidade do fluido	[m/s]
D	Diâmetro da tubulação	[m]
g	Gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
k	Coefficiente de atrito	[ ]
Q	Vazão	[m <sup>3</sup> /s]
Q	Vazão	[lpm]
S	Área da secção transversal	[m <sup>2</sup> ]
$\gamma$	Peso Específico	[N/m <sup>3</sup> ]
Hs	Altura da sucção	[m]
Hr	Altura do recalque	[m]
Hg	Altura geométrica	[m]
Hman	Altura manométrica	[m]
$\eta$	Rendimento	[ ]

$\eta_{\text{Motor}}$	Rendimento do Motor	[ ]
$\eta_{\text{bomba}}$	Rendimento da Bomba	[ ]
P	Potência	[hp]

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

ETE	Estação de Tratamento de Efluentes
EE	Estação de Elevação
PEAD	Polietileno de Alta Densidade
PEHD	Polietileno de Alta Densidade
NPSH	Net Positive Suction Head



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	17
1.1	JUSTIFICATIVA .....	17
1.2	OBJETIVOS .....	18
<b>1.2.1</b>	<b>Geral</b> .....	23
<b>1.2.2</b>	<b>Específico</b> .....	23
1.3	MÉTODOS DE VERIFICAÇÃO .....	19
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	19
2.1	BOMBAS HIDRÁULICAS .....	19
<b>2.1.1</b>	<b>Bomba Centrífuga</b> .....	25
2.1.1.1	Histórico .....	21
2.1.1.2	Princípio de Funcionamento .....	22
2.1.1.3	Bombas Centrífugas Verticais .....	22
2.1.1.4	Bombas Centrífugas Multiestágios .....	23
2.1.1.5	Bombas com Rotores de Dupla Ação .....	23
2.1.1.6	Bombas Piranha .....	23
2.1.1.7	Principais Características .....	24
2.1.1.8	As Curvas Características de Altura Manométrica Total .....	24
2.2	LOCAL DE COLETA DOS DADOS .....	27
2.3	FUNCIONAMENTO DO SISTEMA .....	28
2.4	DIMENSIONAMENTO DAS BOMBAS .....	29
<b>3</b>	<b>CÁLCULOS (INSTALAÇÃO REAL)</b> .....	29
3.1	PROCEDIMENTOS .....	30
<b>3.1.1</b>	<b>Cálculo da Bomba EE-01 para EE-02</b> .....	30

<b>3.1.2</b>	<b>Cálculo da Bomba EE-02 para ETE</b> .....	34
<b>3.1.3</b>	<b>Cálculo da Bomba para Alimentação das Torneiras de Jardim</b> .....	38
3.1.3.1	Cálculo Comprimento Equivalente: tubulação ETE - torneira crítica.....	39
3.1.3.2	Cálculo da perda de carga na tubulação principal de $\varnothing 63\text{mm}$ .....	42
3.1.3.3	Cálculo da perda de carga localizada.....	44
<b>3.1.4</b>	<b>Cálculo da Potência Teórica da Bombas</b> .....	45
<b>3.1.5</b>	<b>Dimensionamento das Bombas</b> .....	47
3.1.5.1	Comparação das Bombas.....	47
<b>3.1.6</b>	<b>Seleção de Bombas</b> .....	47
3.1.6.1	Bomba da EE 01 para EE 02 .....	47
3.1.6.2	Bomba da Cisterna/ETE às Torneiras do Jardim.....	48
<b>4</b>	<b>CONCLUSÃO</b> .....	49
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	52

## 1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta a descrição da importância do uso de bombas centrífugas para executar o deslocamento de fluidos dentro de uma planta fabril.

Encontramos em São José dos Campos uma unidade tida pelo "Grupo Parker" como planta modelo quando o assunto é sustentabilidade. Nesta unidade toda a água da chuva é reaproveitada para utilização em sanitários e para o sistema contra-incêndio.

Já os fluidos provenientes dos sanitários, utilização química como desengraxe e cozinha são enviados para tratamento (conforme norma ISO 14000) e após serem tratados possuem dois destinos: o córrego que fica próximo à fábrica e o jardim que é irrigado todos os dias com a água tratada.

### 1.1 Justificativa

Fábricas em geral possuem um sistema de coleta de esgotos e de descarte de água para o ambiente. Antes dessa água ser descartada é necessário fazer uma descontaminação.

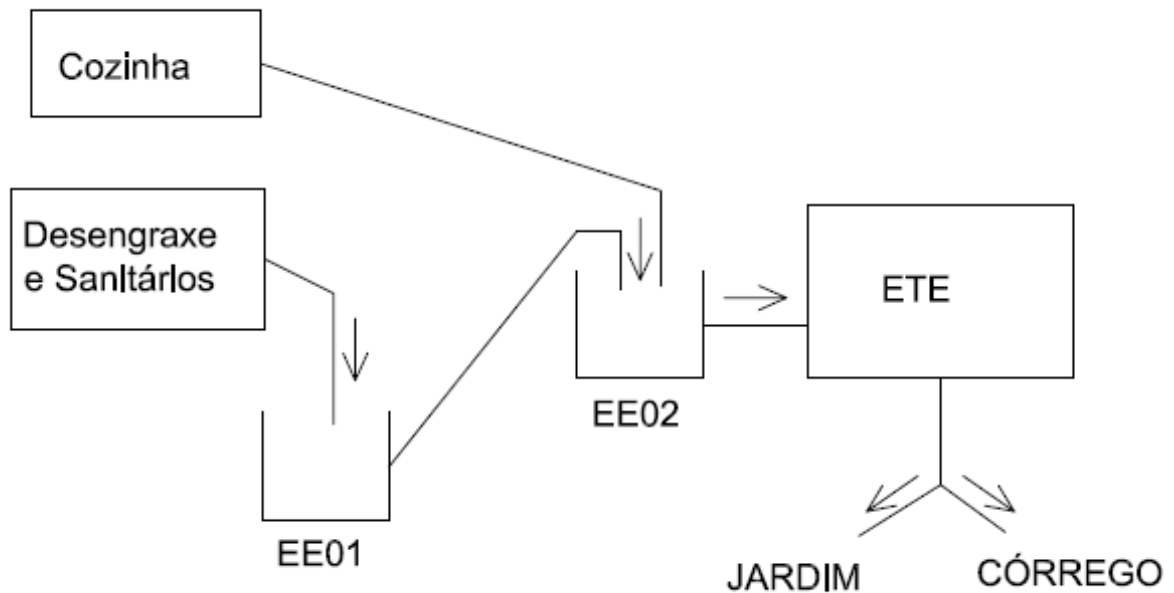
A coleta do fluido contaminado da planta pode ser feita de diversas formas e uma delas é através de Estações de Elevação, conforme pode ser visto na Figura 1, na qual são feitas coletas parciais para que o fluido atinja seu destino sempre por gravidade (sem a necessidade de utilização de bombas). Desta forma a primeira estação, quando cheia, tem seu conteúdo elevado para uma segunda estação através de uma bomba centrífuga.

Na segunda estação também é feita coleta de fluido contaminado que se junta com o conteúdo da primeira estação e este total é elevado para uma terceira e assim por diante até que todo o líquido contaminado encontre a estação de tratamento.

Na estação de tratamento é feita a separação entre os contaminantes e da água para descarte que pode ser reaproveitada para jardinagem por exemplo.

A utilização da bomba correta implicará em uma conta de energia compatível com sua necessidade. Ao contrário do que pode ocorrer caso se faça uso de uma bomba superdimensionada que implicará em uma conta alta com desperdício de energia e dinheiro.

Figura 1 - Desenho esquemático da coleta dos fluidos da fábrica e tratamento de efluentes.



Fonte: (Próprio autor).

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Geral

Este trabalho busca verificar se as bombas do sistema de tratamento de efluentes utilizadas na planta da empresa Parker Hannifin - unidade de São José dos Campos foram corretamente dimensionadas e, havendo o sub ou superdimensionamento de algum componente sugerir uma solução melhor que traga melhor eficiência e menor custo àquela empresa.

### 1.2.2 Específico

1. Determinação da perda de carga;
2. Otimizar o dimensionamento das bombas hidráulicas;

3. Determinação e redução do consumo energético;

### **1.3 Métodos de Verificação**

Primeiramente foram coletadas as plantas hidráulicas do prédio para verificar o comprimento de tubulação utilizado.

De posse das plantas foi feita uma pesquisa bibliográfica visando um maior aprofundamento nos itens sobre utilização de bombas centrífugas, formas de calcular a perda de carga em tubulações, catálogos de diferentes fabricantes de bombas hidráulicas e qual seria a vazão ideal para torneiras de jardim.

Com estes dados e com as características da tubulação montei uma planilha para calcular a perda de carga ao longo da tubulação.

Após o cálculo da perda de carga determinei (com a ajuda das plantas hidráulicas) as diferenças de altura entre as estações de elevação e entre as demais bombas como a que leva água até as torneiras do jardim por exemplo.

Paralelamente coletei os dados das bombas utilizadas na planta e busquei através de catálogos seus dados técnicos como vazão e potência.

Com estes dados calculei a potência necessária da bomba e comparei com a aplicada atualmente concluindo se a máquina atual estava bem dimensionada, ou sendo usada em pontos de rendimentos baixos.

## **2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

### **2.1 Bombas Hidráulicas**

Existem 4 tipos diferentes de bombas hidráulicas: bombas centrífugas, rotativas, de êmbolo (ou de pistão) e de poço profundo (tipo turbina).

Usualmente, quando estamos falando em bombas instalações para água e esgoto utiliza-se bombas centrífugas acionadas por motores elétricos. Sendo assim não daremos uma tratativa especial às demais máquinas já que não existe aplicação destas quando o fluido é a água.

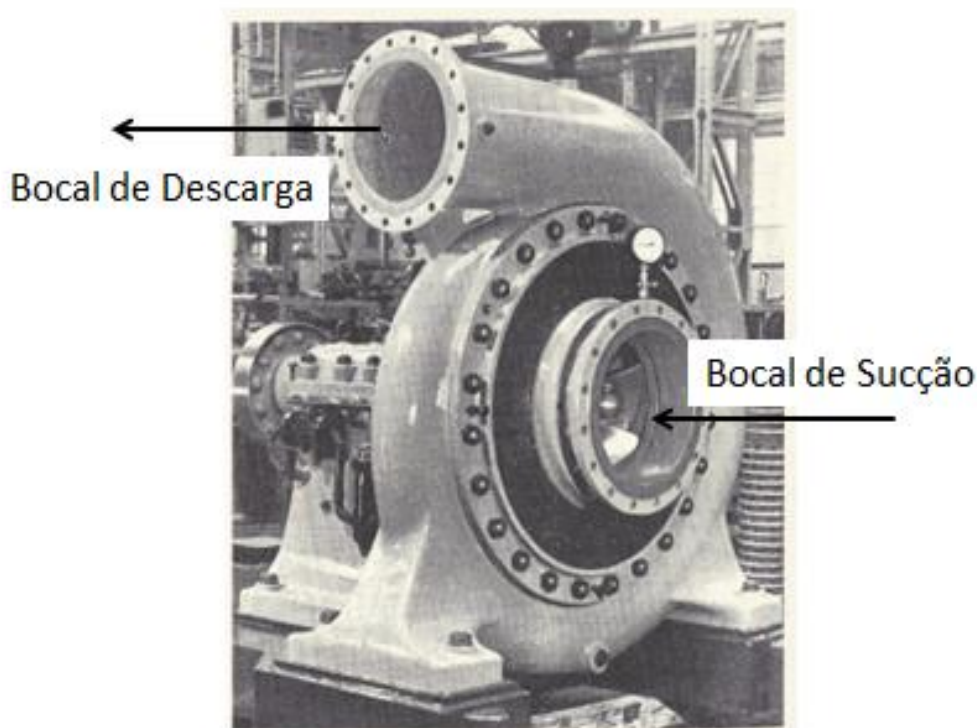
### **2.1.1 Bomba Centrífuga**

É uma turbo-máquina utilizada principalmente para bombear líquidos (pressurizando, deslocando ou elevando líquidos de um local à outro).

A bomba centrífuga cede energia para o fluido à medida que este escoar continuamente pelo interior da máquina. Embora a força centrífuga seja uma ação particular das forças de inércia, ela dá o nome a esta classe de bombas. A potência a ser fornecida é externa à bomba, seja um motor elétrico, um motor a diesel, uma turbina a vapor etc. A transferência de energia é efetuada por um ou mais rotores que giram dentro do corpo da bomba, movimentando o fluido e transferindo a energia para este. A energia é em grande parte cedida sob a forma de energia cinética - aumento de velocidade - e esta pode ser convertida em energia de pressão.

Recomenda-se que a bomba esteja afogada para fazer a sucção. Do bocal de sucção (Figura 2) o fluido é encaminhado a um ou mais rotores seguindo-se um dispositivo de conversão de energia cinética em energia potencial de pressão. O fluido sai da bomba pelo bocal de recalque. A energia cedida ao fluido se apresenta sob a forma de diferença de pressão entre a sucção e o recalque da bomba. Esta energia específica (energia por unidade de massa) é conhecida como altura manométrica total ( $H_{man}$ ). Em função desta transferência de energia é que podemos elevar, pressurizar ou transferir fluidos.

Figura 2 - Foto de uma bomba centrífuga tirada logo após sua montagem em uma grande fábrica alemã.



Fonte: Manual de Hidráulica (NETTO, Azevedo et. al, 1998).

### 2.1.1.1 Histórico

As bombas centrífugas foram idealizadas muito antes de poderem ser realizadas, pois faltava aos construtores uma fonte de energia de alta velocidade de rotação.

Segundo Ladislao Reti, engenheiro químico italiano e historiador da tecnologia e da ciência que viveu no Brasil, a primeira máquina que poderia ser caracterizada como uma bomba centrífuga era uma máquina de elevação de lama mencionada por volta de 1475 em um tratado escrito pelo engenheiro italiano Francesco di Giorgio Martini. As verdadeiras bombas centrífugas não foram desenvolvidas senão em fins do século XVII, quando Denis Papin construiu um ventilador centrífugo de pás retas conhecido como fole de Hesse. Só no início do século XIX inicia-se a fabricação e o uso de bombas centrífugas, notadamente nos Estados Unidos da América. A curvatura das pás do rotor foi introduzida pelo inventor John Appold em 1851 na Inglaterra.

As bombas centrífugas passaram a ser comuns na Europa e nos Estados Unidos da América no último quarto do século XIX, quando passaram a ter diversos fabricantes.

### **2.1.1.2 Princípio de Funcionamento**

Uma bomba centrífuga trabalha transferindo energia cinética para o fluido e transformando-a em energia potencial, seja esta de posição ou, mais frequentemente, de pressão no bocal de descarga da bomba. Esta ação é realizada empregando os conceitos do Princípio de Bernoulli.

A instalação de uma bomba centrífuga requer adequação entre a bomba, o sistema de tubulações empregado e do manancial supridor do fluido bombeado.

### **2.1.1.3 Bombas Centrífugas Verticais**

As bombas centrífugas verticais são, em sua maioria, construídas com eixos na horizontal. Embora bombas com eixo vertical também sejam fabricadas, há uma classe de bombas verticais na qual o rotor fica instalado na extremidade inferior de um eixo prolongado e assim mergulhado no fluido. Esta construção é conveniente quando, por exemplo, desejamos elevar água de um rio ou lago sem submergir o acionador, geralmente um motor elétrico que não suporta a imersão. Estas bombas verticais são destinadas à instalação em um poço inundado com água e são ditas "bombas verticais de poço úmido".

As bombas verticais de poço úmido são chamadas também de bombas verticais tipo turbina. Num passado mais distante, bombas dotadas de difusores eram designadas bombas tipo turbina. Como as turbinas hidráulicas requerem a presença de pás diretoras para controle, as bombas dotadas de difusores com palhetas fixas eram denominadas bombas tipo turbina.



#### **2.1.1.4 Bombas Centrífugas Multiestágios**

Uma bomba centrífuga que contenha mais de um rotor é uma bomba centrífuga multiestágios. Cada estágio fornece ao fluido uma determinada energia, sendo que estas se adicionam. Havendo necessidade de maior energia - mais pressão - aumentamos o número de rotores dispostos em série. Os rotores podem estar montados no mesmo eixo ou, mais raramente, em eixos distintos.

Como em todas as bombas, a energia é fornecida pelo acionador: motor elétrico, motor de combustão interna, turbina a vapor entre outras.

#### **2.1.1.5 Bombas com Rotores de Dupla Ação**

É certamente possível instalar dois rotores em paralelo, mas esta construção não é comum. O usual é a instalação de dois rotores com simetria, idênticos, no mesmo eixo: são as bombas com rotores de dupla sucção. Podemos ter casos de duas peças com simetria especular independentes e montadas sobre o mesmo eixo ou uma peça única, contendo os dois jogos de palhetas simétricas.

As bombas de um estágio com rotores de dupla sucção são frequentemente consideradas equilibradas axialmente por simetria, reduzindo os esforços a serem absorvidos nos mancais. Também, devido à divisão do escoamento em duas correntes, apresenta uma redução do NPSH requerido em relação a bombas equivalentes de sucção simples.

#### **2.1.1.6 Bombas Piranha**

Neste trabalho trataremos de um tipo particular de bomba centrífuga. Esta possui no bocal de sucção uma hélice que gira em alta velocidade. O objetivo é triturar o material sólido que eventualmente possa entrar na tubulação e que não tenha sido dissolvido durante seu trajeto (dos sanitários até a estação de elevação). Este tipo de bomba é conhecido como bomba piranha e podemos ver sua foto na Figura 3:

**Figura 3 - Bomba Piranha**



Fonte: (Catálogo ABS, 2007).

### **2.1.1.7 Principais Características**

Os seguintes parâmetros caracterizam uma bomba centrífuga:

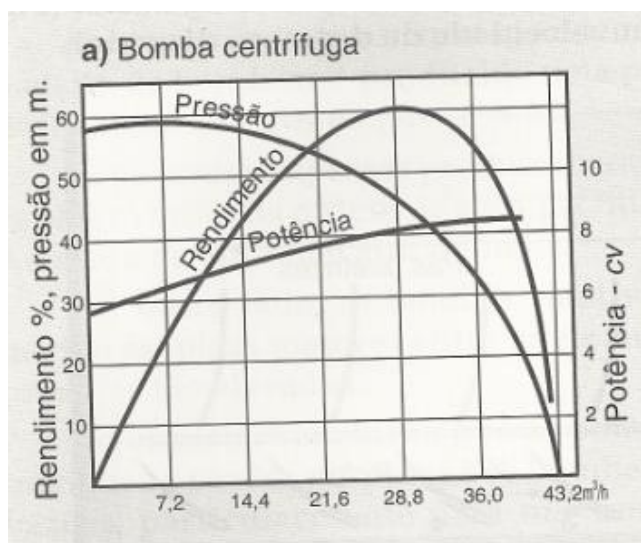
- A vazão bombeada  $Q$
- A altura manométrica total  $H$
- A potência absorvida  $P$
- A eficiência, ou rendimento,  $\eta$
- O diâmetro externo do rotor,  $D$
- A carga positiva na sucção, ou NPSH requerido
- A rotação,  $n$

### **2.1.1.8 As Curvas Características de Altura Manométrica Total**

Na aplicação de bombas centrífugas, empregamos essencialmente duas curvas características, conforme pode ser visto na Figura 4: a curva característica da bomba, que representa a energia cedida pela bomba ao fluido em função da vazão bombeada; e a

curva característica do sistema hidráulico, que representa a energia requerida do fluido pelo sistema hidráulico - composto por desníveis, diferenças de pressão, canais, tubos, válvulas ou registros - em função da vazão que atravessa o sistema.

**Figura 4 - Curvas características de uma bomba centrífuga e de um sistema aberto.**



**Fonte: Manual de Hidráulica. (NETTO, Azevedo et. al, 1998).**

Empregam-se curvas características para as bombas porque o comportamento das bombas centrífugas é complexo e geralmente representada sob a forma de uma curva apresentando a altura manométrica total em função da vazão bombeada. Por vezes a curva característica da bomba é chamada de curva H-Q. Frequentemente é apresentada na forma gráfica pelos fabricantes, mas algumas vezes a relação é apresentada sob forma de uma tabela, que nada mais é que uma seleção de pontos sobre a curva característica da bomba.

O comportamento do sistema hidráulico de bombeamento é composto por:

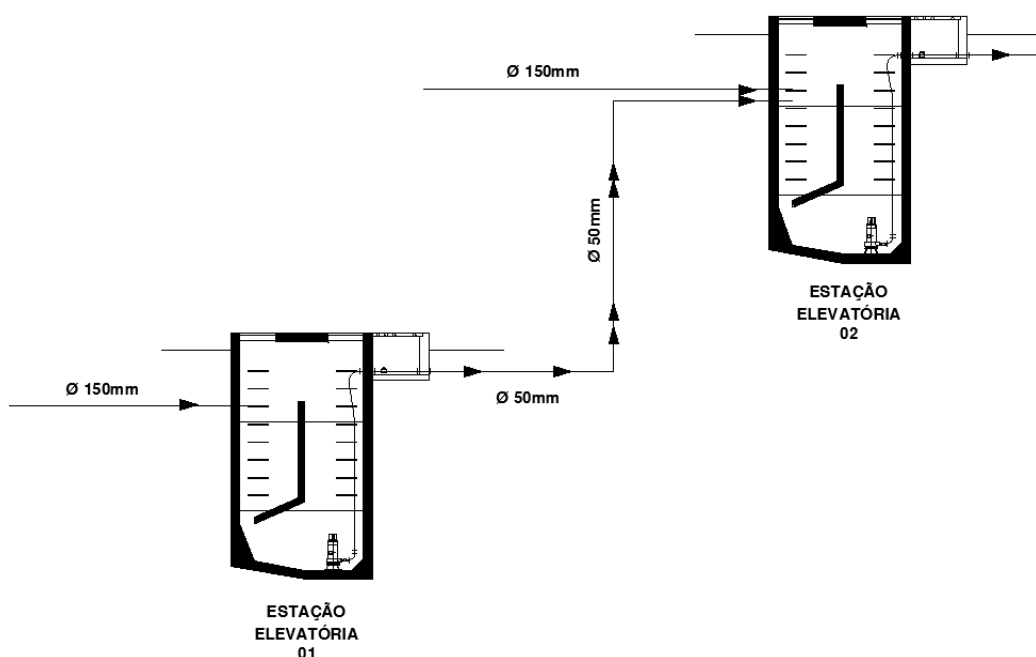
- desníveis
- diferenças de pressão
- atrito entre o fluido e o sistema de bombeamento
- mudanças de velocidade do fluido

Este comportamento pode ser representado, da mesma forma, em um diagrama onde apresentamos a energia requerida do fluido em função da vazão dentro do sistema hidráulico. Fazendo-se isto para diversos valores da vazão bombeada e representando a altura

manométrica total requerida em função da vazão, obtemos a curva característica do sistema. Além da denominação curva característica do sistema, é frequente a menção à curva do sistema.

Na figura 4 o deslocamento da curva de desempenho da bomba do eixo horizontal representa o desnível geométrico, geralmente uma diferença de cotas que é o objetivo da instalação de bombeamento vencer. Pode, no entanto, ser uma diferença de pressões a ser vencida pela instalação de bombeamento, como ocorre em uma instalação de alimentação de uma caldeira. O aumento da energia requerida para o fluido passar pelo sistema, à medida que a vazão aumenta, é devido ao atrito entre o fluido e as paredes ou a mudanças de velocidade ocorridas dentro do sistema.

**Figura 5 - Desenho da tubulação da Estação de Elevação 01 para Estação de Elevação 02.**



**Fonte: (Próprio autor).**

A vazão e a altura manométrica total na qual a bomba centrífuga e o sistema hidráulico encontram o equilíbrio permanente - enquanto a bomba estiver ligada - é o ponto onde a curva de carga do sistema intercepta a curva de desempenho da bomba. Este ponto é denominado ponto de operação.

Com frequência os fabricantes publicam curvas impressas apresentando as curvas H-Q para uns poucos diâmetros do rotor em uma rotação próxima à dos motores elétricos comerciais existentes no mercado. Pode-se empregar qualquer diâmetro entre os valores máximo e mínimo, cobrindo assim uma quantidade maior de aplicações.

## 2.2 Local de coleta dos dados

A Parker é uma empresa multinacional americana que está presente em diversos ramos de atividade. Estes ramos abrangem a pneumática, hidráulica (bombas, cilindros, comandos, filtros, válvulas), combustível diesel/gasolina, tratamento de ar comprimido, tratamento de água e geração de gás nitrogênio entre outros.

No Brasil a empresa possui 4 fábricas:

- São José dos Campos/SP – filtração de ar, óleo, diesel e processo, geradores de nitrogênio, tratamento de ar comprimido, secadores de ar e tratamento de água.
- Cachoeirinha/RS – cilindros, bombas e skids hidráulicos
- Jacareí/SP – automação (pneumática), conexões (hidráulicas e pneumáticas), mangueiras (hidráulicas e pneumáticas) e refrigeração (ar condicionado);
- Perus/SP – vedações (o’rings, gaxetas) e adesivos;

A fábrica de São José, especificamente, é a unidade mais nova da Parker no Brasil e uma das mais modernas de todo o mundo com reaproveitamento de água, sistema de armazenamento da água da chuva e diversos outros fatores que contribuem para o meio ambiente e consequente redução de custos da empresa.

A linha hidráulica escolhida para ser calculada é a linha esgotos sanitários e irrigação. Esta tira proveito da água dos sanitários e da caixa de gordura. Caso a planta tivesse optado por não reaproveitar esta linha teria alguns pontos a mais de gastos com a água.

### 2.3 Funcionamento do Sistema

O Sistema de Irrigação da planta funciona da seguinte forma: a fábrica foi dividida em “Setor(1) fabril/escritórios 1º andar” e “Setor(2) cozinha/sala de ginástica/escritórios térreo”.

Toda água de sanitários do Setor(1) cai em uma caixa chamada de Estação de Elevação 01. Dentro desta caixa existe uma bomba tipo piranha (bomba que possui um sistema de trituração de dejetos como que tritura todo sólido presente na estação e envia o fluido (esgoto) para uma segunda caixa (Estação de Elevação 02). Na Estação de Elevação 02 é onde converge toda água de sanitários dos escritórios do andar térreo + cozinha + sala de ginástica. Além da água dos sanitários esta caixa também comporta a caixa de gordura; um fluido que passa por 4 etapas de decantação com o objetivo de eliminar a maior quantidade possível de gordura (nos próximos parágrafos entenderemos porquê é importante eliminarmos toda gordura presente neste fluido). Dentro dessa segunda estação existe uma segunda bomba piranha que eleva toda água proveniente de sanitários e caixa de gordura para a ETE (Estação de Tratamento de Efluentes). É na ETE que toda água é tratada através de processos químicos e ataque de bactérias e é por esta razão (ataque de bactérias) que é necessário fazer a retirada da gordura antes do fluido chegar à Estação de Elevação 02; caso a gordura chegue à Estação de Tratamento as bactérias responsáveis por consumir os dejetos orgânicos (produtos orgânicos provenientes dos sanitários) irão consumir a gordura; não realizando o trabalho que lhes é proposto. Conclusão: a Estação de Tratamento não faz o tratamento correto da água correndo o risco de enviar água contaminada para os rios ou para as torneiras do jardim.

Portanto vimos que a fábrica possui 2 estações de elevação sendo que a primeira comporta água de uma parte dos sanitários da planta. Nesta estação existe uma bomba que eleva o fluido da caixa para uma segunda estação que comporta o restante da água proveniente dos sanitários e, além de toda água de sanitários, ainda comporta a água da caixa de gordura. E toda água da segunda estação é enviada para ETE.

Na ETE a água é tratada, passa por filtros bacteriológicos, tratamento com cloro até chegar a uma condição de poder ser descartada para águas pluviais (ecologicamente correta). Entretanto ao invés de ser descartada para o rio esta água sofre mais um processo de bombeamento servindo de abastecimento para o sistema de irrigação de toda a fábrica. Mas nem sempre é necessário fazer irrigação diária. Nos meses de janeiro, por exemplo, quando o

índice pluviométrico é maior é reduzida a necessidade de irrigação dos jardins. Neste caso parte da água tratada é desviada para o rio evitando que a bomba seja acionada para irrigação sem necessidade.

## 2.4 Dimensionamento das Bombas

As bombas dos sistemas de elevação deverão ser dimensionadas de acordo com a perda de carga na tubulação.

Sendo assim as máquinas devem ser capazes apenas de vencer a altura manométrica e a perda de carga da tubulação.

Já o sistema de irrigação exige uma vazão mínima que a bomba deve entregar ao fluido caso contrário não será possível o acionamento das torneiras e aspersores do jardim. Este cálculo é mais complicado pois devemos tomar como referência a vazão e perda de carga da torneira mais distante da bomba.

Os cálculos de perda de carga são baseados na Equação de Bernoulli.

## 3 CÁLCULOS (INSTALAÇÃO REAL)

Como foi informado no início deste trabalho para conseguirmos chegar ao valor de potência de uma bomba ideal devemos iniciar o cálculo da perda de carga total desde a saída da bomba até o final da tubulação de elevação. Para isso foi adotado o método de Darcy para cálculo da perda de carga, conforme equação (1):

$$h_n = \frac{\Delta P}{\gamma} = f \frac{L \cdot \bar{v}^2}{2 \cdot g \cdot D} \quad (1)$$

Entretanto para encontrar a perda de carga total da tubulação é necessário descobrir se o escoamento é turbulento ou laminar. Para tal calculamos o número de Re da seguinte forma, conforme equação (2):

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{v} \cdot D}{\mu} \quad (2)$$

### 3.1 Procedimentos

#### 3.1.1 Cálculo da Bomba EE-01 para EE-02

A vazão e a pressão da água que irá chegar na Estação Elevatória 02 não é relevante pois está sendo feito apenas um deslocamento do fluido. Sendo assim a vazão utilizada é de  $5\text{m}^3/\text{h}$ .

O diâmetro da tubulação é de 50,0 mm (conforme Tabela 1 do fabricante) externo entretanto precisamos do diâmetro interno. Sabendo que a parede do tubo é de 3 mm encontramos um diâmetro interno de 44,8 mm.

Apesar de estarmos estudando um fluido com características físicas e químicas diferentes da água (pois estamos tratando de água de sanitários), iremos adotar como aproximação o valor da viscosidade cinemática da água que é de  $1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . A tubulação é feita com polietileno de alta densidade (PEHD ou PEAD) o que determina a rugosidade do tubo:  $\epsilon = 1,0 \times 10^{-5} \text{ m}$ . Com estes dados podemos calcular o número de Reynolds para todo o circuito:  $Re = 4,02 \times 10^4$ .

Tabela 1 – Medidas de tubo PEHD

Ø mm	SDR 41		SDR 33		SDR 21		SDR 17		SDR 13,6		SDR 11		SDR9		SDR 7,5	
	PN 3.2		PN 4		PN 6,3		PN 8 (*)		PN 10		PN 12.5		PN 16		PN 20	
	e. min	peso	e. min	peso	e. min	peso	e. min	peso	e. min	peso	e. min	peso	e. min	peso	e. min	peso
25									2,0	0,148	2,3	0,17	3,0	0,211	3,5	0,241
32							2,0	0,194	2,4	0,231	3,0	0,278	3,6	0,327	4,4	0,387
40					2,0	0,245	2,4	0,293	3,0	0,355	3,7	0,43	4,5	0,51	5,5	0,603
50					2,4	0,372	3,0	0,452	3,7	0,549	4,6	0,667	5,6	0,791	6,9	0,941
63			2,0	0,394	3,0	0,577	3,8	0,72	4,7	0,875	5,8	1,05	7,1	1,26	8,6	1,48
75			2,3	0,546	3,6	0,826	4,5	1,02	5,5	1,22	6,8	1,47	8,4	1,77	10,3	2,11
90	2,2	0,634	2,8	0,787	4,3	1,18	5,4	1,46	6,6	1,75	8,2	2,13	10,1	2,56	12,3	3,02
110	2,7	0,936	3,4	1,17	5,3	1,78	6,6	2,17	8,1	2,63	10,0	3,16	12,3	3,80	15,1	4,52
125	3,1	1,23	3,9	1,51	6,0	2,27	7,4	2,77	9,2	3,39	11,4	4,11	14,0	4,91	17,1	5,82
140	3,5	1,54	4,3	1,88	6,7	2,84	8,3	3,48	10,3	4,24	12,7	5,12	15,7	6,16	19,2	7,31
160	3,9	1,95	4,9	2,43	7,6	3,69	9,5	4,54	11,8	5,54	14,6	6,72	17,9	8,03	21,9	9,52
180	4,4	2,48	5,5	3,07	8,6	4,69	10,7	5,75	13,3	7,03	16,4	8,49	20,1	10,2	24,6	12,0
200	4,9	3,05	6,2	3,85	9,6	5,81	11,9	7,09	14,7	8,62	18,2	10,5	22,4	12,6	27,4	14,9
225	5,5	3,86	6,9	4,79	10,8	7,34	13,4	9,0	16,6	10,9	20,5	13,2	25,1	15,8	30,8	18,8
250	6,1	4,77	7,7	5,94	11,9	8,98	14,8	11,0	18,4	13,5	22,7	16,3	27,9	19,5	34,2	23,2
280	6,9	6,0	8,6	7,43	13,4	11,3	16,6	13,9	20,6	16,9	25,4	20,4	31,2	24,5		
315	7,7	7,54	9,7	9,42	15,0	14,3	18,7	17,5	23,3	21,5	28,6	25,9	35,0	30,9		
355	8,7	9,59	10,9	11,9	16,9	18,1	21,1	22,3	26,1	27,2	32,3	32,9	39,5	39,3		
400	9,8	12,2	12,3	15,2	19,1	23,1	23,7	28,2	29,4	34,4	36,4	41,8	44,5	49,8		
450	11,0	15,3	13,8	19,1	21,5	29,2	26,7	35,7	33,1	43,6	40,9	52,8	50,0	63,0		
500	12,2	18,9	15,3	23,6	23,9	36,0	29,6	44,0	36,8	53,8	45,5	65,2	55,6	77,8		

Fonte: (Catálogo digital de tubos PEHD Politejo, 2012).



Potanto chega-se à conclusão de que trata-se de um regime turbulento e o cálculo da perda de carga passa a ser o seguinte:

- $f=0,03$  (encontrado no diagrama de Moody através da relação  $\varepsilon/D=2,27 \times 10^{-4}$  e  $Re=4,02 \times 10^4$ );
- $v=0,9134$  m/s (obtido após ter feito o cálculo de  $Q \times A_{\text{Secção do tubo}} = v$ );
- $D=0,044$ m;
- $g=9,81$ m/s<sup>2</sup>;
- $L=115,19$  m (determinado a partir do comprimento total da tubulação e dos comprimentos equivalentes das válvulas, conexões, curvas e cotovelos conforme tabelas anexas):

**Tabela 2 - Cálculo do comprimento equivalente da tubulação da EE-01 para EE-02.**

<b>CÁLCULO DA PERDA DE CARGA NA TUBULAÇÃO DE ESTAÇÃO ELEVATÓRIA</b>		
<u>Fatores que influenciam na perda de carga</u>		
Rugosidade da parede ( $\epsilon$ )		
Massa específica fluido		
Diâmetro da tubulação: 50 mm		
Vazão: 83 lpm		
Material da Tubulação: Polietileno de Alta Densidade (PEHD)		
TRECHO	COMPRIMENTO EQUIVALENTE	COMP. EM "m"
RETA 1	15,2	15,20
RETA 2	13	13,00
RETA 3	22,7	22,70
RETA 4	30,6	30,60
RETA 5	12,1	12,10
RETA 6	1,1	1,10
CURVAS 45°	3	0,70
CURVAS 45°	5	0,70
CURVAS 90°	6	1,30
CURVA 13,58°	10	2,37
CURVA 13,58°	10	2,37
<i>TOTAL</i>		<i>102,14</i>

**Fonte: (Próprio autor).**

**Tabela 33 - Cálculo do comprimento equivalente das conexões da tubulação da EE-01 para EE-02.**

TUBULAÇÃO DA CONEXÃO DE SAÍDA DA BOMBA ATÉ O INÍCIO DA TUBULAÇÃO (EST. ELEV. 01)		
Tipo de conexão	COMP//O EQ//E "m"	OBS
Cotovelo 90°	1,4	Adaptador curto 90°
Reta	3,325	-
Curva 90°	1,1	Curva 90°
Reta	0,3009	-
Adaptador	0	Conexão reta
Retenção 1.1/2"	3,2	Válvula retenção horizontal bronze Diam. 1.1/2"
Adaptador	0	Conexão reta
Reta	0,19	-
Curva 90°	1,1	-
Reta	1,33	-
Adaptador	0	Conexão reta
Tee 45°	1,1	-
Adaptador	0	Conexão reta
TOTAL	13,0459	

Fonte: (Próprio autor).

Os valores de perda de carga localizada foram retirados do livro Manual de Hidráulica de Azevedo Netto (1918).

Sendo assim o comprimento equivalente total da tubulação que sai da EE01 e chega até a EE02 é de 115,19 m e com este valor podemos calcular a perda de carga da tubulação:

**Tabela 4 - Tabela com o cálculo da perda de carga da EE-01 para EE-02.**

Perda de carga distribuída			
Variáveis		Valores	Unidade
Vazão dada pela bomba	Q	1,39E-03	m³/s
Temperatura do fluido adotada	T	25	°C
Altura das asperezas (tem a ver com a rugosidade)	$\epsilon$	1,00E-05	m
Rugosidade relativa	$\epsilon/D$	2,27E-04	
Viscosidade cinemática água	$\nu$	1,00E-06	m²/s
Número de Re	Re	4,02E+04	
coeficiente de atrito da tubulação (TURBULENTO)	f	0,03	Regime turbulento
Comprimento da tubulação + comprimento equivalente	L	115,19	m
Velocidade média do fluido	v	0,9134	m/s
Diâmetro da tubulação	D	0,044	m

gravidade	g	9,81	m/s <sup>2</sup>
Área da secção do tubo	S	0,002	m <sup>2</sup>
Perda de carga " $h_f=f*L*v^2/2*g*D$ "	hf	3,34	m

Fonte: (Próprio autor).

Com a perda de carga total calculada podemos facilmente chegar à Potência da bomba com a fórmula (3):

$$P_b = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75 \cdot \eta} \quad (3)$$

Sendo assim (computando os valores na planilha) poderemos chegar à potência ideal da bomba que fará a elevação da água da Estação Elevatória 01 para a Estação Elevatória 02:

Tabela 5 - Tabela com o cálculo da potência da bomba da EE-01 para EE-02.

Cálculo da Potência da Bomba			
Variáveis		Valores	Unidade
Peso específico do líquido	$\gamma$	9810	N/m <sup>3</sup>
Vazão	Q	1,39E-03	m <sup>3</sup> /s
Altura de Sucção	$H_s$	0	m
Altura de recalque	$H_r$	3	m
Altura Geométrica " $H_g=H_s+H_r$ "	$H_g$	3	m
Perda de carga	$h_f$	3,34	m
Pressão de saída da água (comprimento equivalente)	$H'_s$	0,02	m
Altura manométrica " $H_{man}=H_s+h_f+H'_s$ "	$H_{man}$	6,35	m
Rendimento do motor	$\eta$	1	N/A
Rendimento da bomba	$\eta$	1	N/A
Rendimento global " $\eta=\eta_{Motor}*\eta_{bomba}$ "	$\eta$	0,67	N/A
Potência requerida pela bomba " $\gamma*Q*H_{man}/75*\eta$ "	P	1,723	hp
<b>POTÊNCIA DA BOMBA</b>		<b>1,28E+00</b>	<b>kW</b>

Fonte: (Próprio autor).

Calculada a potência teórica da bomba comparamos com a bomba utilizada hoje:

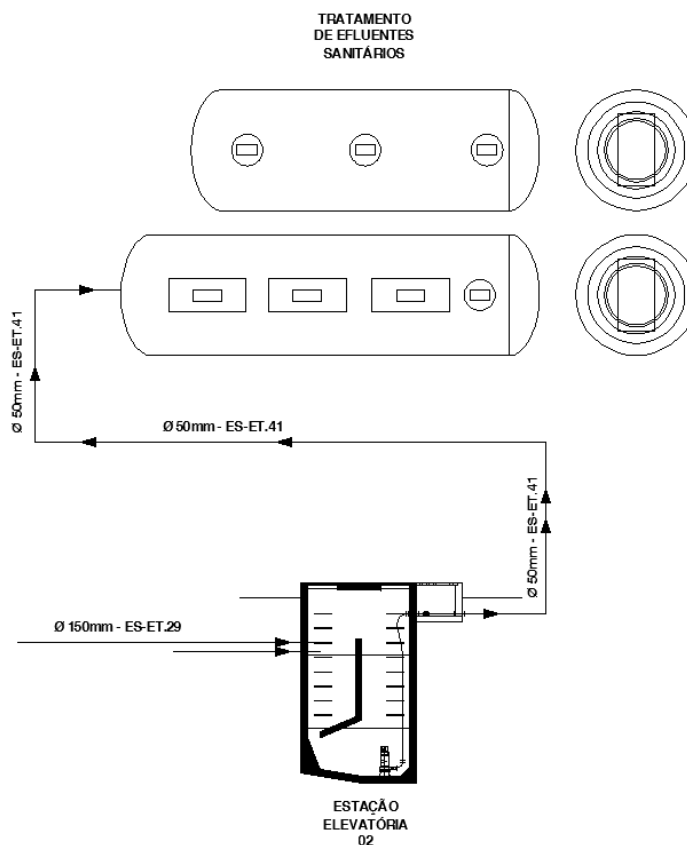
- Potência da bomba requerida: 1,28 kW
- Potência da bomba utilizada: 1,20 kW

Podemos verificar neste caso com uma diferença de aproximadamente 6,25% que a bomba escolhida está adequada para esta aplicação que no caso é elevar o fluido da EE01 para EE 02.

### 3.1.2 Cálculo da Bomba EE-02 para ETE

Os mesmos procedimentos para cálculo da elevação da EE-01 para EE-02 foram usados para calcular a bomba que irá levar o fluido da EE-02 para a ETE (Figura 6):

Figura 6 - Desenho da tubulação da EE02 para ETE. - Desenho da tubulação da EE-02 para ETE.



Fonte: (Parker Hannifin, 2005).

O diâmetro da tubulação é de 50 mm externo entretanto precisamos do diâmetro interno. Sabendo que a parede do tubo é de 3 mm encontramos um diâmetro interno de 44 mm. O valor da viscosidade cinemática da água é de  $1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  e a velocidade média do fluido é de 0,9134 m/s (calculado a partir do princípio de que a vazão do fluido é de  $5 \text{ m}^3/\text{h}$ ). Assim como no caso anterior o material da tubulação é de PEAD ( $\epsilon = 1,0 \times 10^{-5} \text{ m}$ ). Com estes dados podemos calcular o número de Reynolds para este circuito:  $Re = 4,02 \times 10^4$ .

Portanto chegamos à conclusão de que estamos em um regime turbulento e o cálculo da perda de carga passa a ser o seguinte:

- $f = 0,03$  (encontrado no diagrama de Moody através da relação  $\epsilon/D = 2,27 \times 10^{-4}$  e  $Re = 4,02 \times 10^4$ );
- $v = 0,9134 \text{ m/s}$  (obtido após ter feito o cálculo de  $Q \times A_{\text{Seção do tubo}} = v$ );
- $D = 0,044 \text{ m}$ ;
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ;
- $L = 83,48 \text{ m}$  (determinado a partir do comprimento total da tubulação e dos comprimentos equivalentes das válvulas, conexões, curvas e cotovelos conforme tabelas anexas):

**Tabela 6 - Cálculo do comprimento equivalente da tubulação do EE-02 à ETE.**

CÁLCULO DA PERDA DE CARGA NA TUBULAÇÃO DE ESTAÇÃO ELEVATÓRIA		
<u>Fatores que influenciam na perda de carga</u>		
Rugosidade da parede ( $\epsilon$ )		
Massa específica fluido		
Diâmetro da tubulação: 50 mm		
Vazão: 83 lpm		
Material da Tubulação: Polietileno de Alta Densidade (PEHD)		
TRECHO	COMPRIMENTO EQUIVALENTE	COMP. EM "m"
reta 1	2,03	2,03
curva	3,49	3,49
reta2	4,98	4,98
reta3	3,49	3,49
reta4	13,99	13,99
reta5	7,85	7,85
reta6	7,85	7,85

reta7	25,3	25,3
reta8	1,45	1,45
<i>TOTAL</i>		<i>70,43</i>

Fonte: (Próprio autor).

Tabela 7 - Cálculo do comprimento equivalente da tubulação do EE-02 à ETE.

COMPRIMENTO TOTAL DA TUBULAÇÃO DA EE02 PARA ETE		
Tipo de conexão	COMP//O EQ//E	OBS
Cotovelo 90°	1,4	Adaptador curto 90°
Reta	3,325	-
Curva 90°	1,1	Curva 90°
Reta	0,3009	-
Adaptador	0	Conexão reta
Retenção 1.1/2"	3,2	Válvula retenção horizontal bronze Diam. 1.1/2"
Adaptador	0	Conexão reta
Reta	0,19	-
Curva 90°	1,1	-
Reta	1,33	-
Adaptador	0	Conexão reta
Tee 45°	1,1	-
Adaptador	0	Conexão reta
<b>TOTAL</b>	<b>13,0459</b>	

Fonte: (Próprio autor).

Tabela 8 - Cálculo da perda de carga da tubulação da EE-02 à ETE.

Perda de carga distribuída			
Variáveis		Valores	Unidade
Vazão dada pela bomba	Q	1,39E-03	m <sup>3</sup> /s
Temperatura do fluido adotada	T	25	°C
Altura das asperezas (tem a ver com a rugosidade)	$\epsilon$	1,00E-05	m
Rugosidade relativa	$\epsilon/D$	2,27E-04	
Viscosidade cinemática água	$\nu$	1,00E-06	m <sup>2</sup> /s
Número de Re	Re	4,02E+04	
coeficiente de atrito da tubulação (TURBULENTO)	f	0,03	Regime turbulento
Comprimento da tubulação + comprimento equivalente	L	83,48	m
Velocidade média do fluido	v	0,9134	m/s
Diâmetro da tubulação	D	0,044	m
gravidade	g	9,81	m/s <sup>2</sup>

Perda de carga " $h_f=f*L*v^2/2*g*D$ "	$h_f$	2,4203	m
--	-------	--------	---

Fonte: (Próprio autor).

Da mesma forma que a vazão e a pressão da água que chega à EE-02 não é especificada pois trata-se apenas de transporte de fluido, foi levado em consideração a vazão e a pressão de ( $5\text{m}^3/\text{h}$  e 15 kPa).

**Tabela 9 - Cálculo da Potência da bomba da EE-02 à ETE.**

Cálculo da Potência da Bomba			
Variáveis		Valores	Unidade
Peso específico do líquido	$\gamma$	9810	N/m <sup>3</sup>
Vazão	$Q$	1,39E-03	m <sup>3</sup> /s
Altura de Sucção	$H_s$	0	m
Altura de recalque	$H_r$	3	m
Altura Geométrica " $H_g=H_s+H_r$ "	$H_g$	3	m
Perda de carga	$h_f$	2,42	m
Pressão de saída da água (comprimento equivalente)	$H'_s$	0,02	m
Altura manométrica " $H_{man}=H_s+h_f+H'_s$ "	$H_{man}$	5,44	m
Rendimento do motor	$\eta$	1	N/A
Rendimento da bomba	$\eta$	1	N/A
Rendimento global " $\eta=\eta_{Motor}*\eta_{bomba}$ "	$\eta$	0,67	N/A
Potência requerida pela bomba " $\gamma*Q*H_{man}/75*\eta$ "	$P$	1,47	hp
<b>POTÊNCIA DA BOMBA</b>		<b>1,10E+00</b>	<b>kW</b>

Fonte: (Próprio autor).

Comparando a potência teórica da bomba com a potência da bomba utilizada atualmente, com uma diferença de aproximadamente 8,3% chegamos à conclusão de que poderia ter sido utilizada uma bomba menor:

- Potência da bomba requerida: 1,10 kW;
- Potência da bomba utilizada: 1,2 kW;

### 3.1.3 Cálculo da Bomba para Alimentação das Torneiras de Jardim

Como foi visto nos tópicos anteriores toda água dos sanitários e da cozinha (com a gordura) é enviada para 2 estações de elevação. Estas enviam (através de bombas piranha) o fluido para uma Estação de Tratamento de Efluentes que faz o tratamento deste eliminando os dejetos e “limpando a água” tornando-a descartável para o rio (de acordo com as normas ambientais – ISO 14000) e reaproveitável para irrigação do jardim.

A Parker São José dos Campos possui uma série de pontos de abastecimento de água de irrigação. Segundo informações coletadas pelo setor de Manutenção da fábrica (responsável por toda área fabril não-produtiva como o jardim por exemplo), no máximo são abertos 5 pontos de irrigação para evitar problemas de falta de pressão e de vazão da água.

Existem válvulas esfera que impedem a passagem da água. Desta forma é possível controlar as torneiras que podem ser abertas ao mesmo tempo.

A partir destes dados podemos iniciar o cálculo do último trecho que deve levar em consideração a pressão e a vazão de saída das torneiras do jardim da fábrica.

Os cálculos foram baseados nas perdas de carga localizada e distribuída das torneiras (Figura 6) e na NBR 10281 que estabelece os seguintes valores para vazão e pressão da água de torneira:

- $Q=6$  lpm;
- $P=15$  kPa;

Neste ponto do estudo existe uma particularidade de suma importância para iniciarmos o cálculo: identificar qual é a torneira que trará a maior perda de carga e que, portanto, sofrerá a maior perda de carga ao longo da tubulação. Sendo que a perda não será devido apenas à tubulação mas também devido aos “vazamentos” causados pela abertura de outras torneiras ao longo do trecho.

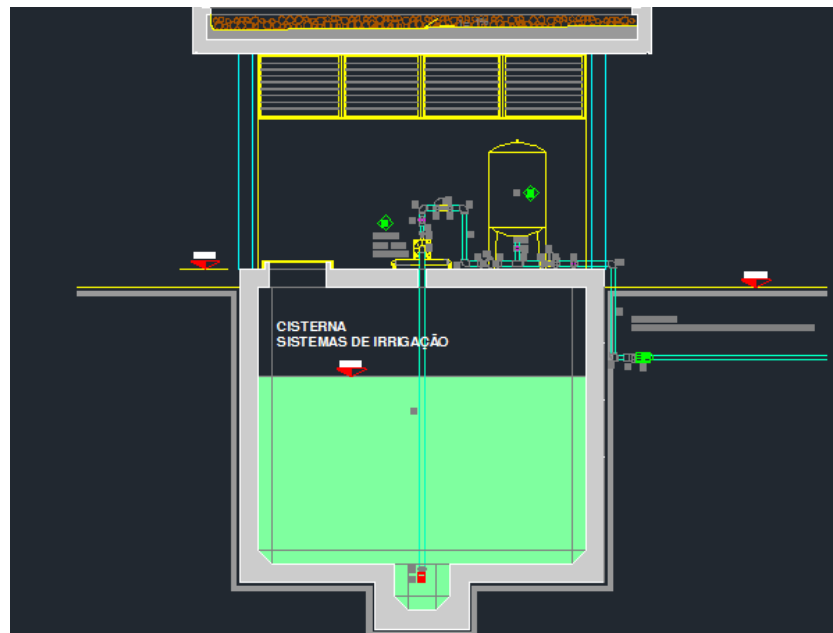
A partir destes dados iniciamos os cálculos para chegar à pressão da bomba que fará a distribuição da água tratada nas torneiras do jardim.



### 3.1.3.1 Cálculo Comprimento Equivalente: tubulação ETE - torneira crítica

Definida a torneira crítica calcularemos a perda de carga desde a saída da bomba da Cisterna da ETE (Figura 7) até a chegada à conexão de saída (torneira), incluindo nestes cálculos cotovelos, curvas, conexões, elevações e válvulas.

Figura 7 - Cisterna - Sistemas de Irrigação.



Fonte: (Próprio autor).

Primeiramente vamos calcular o comprimento total da tubulação adicionando a este comprimento os comprimentos equivalentes:

**Tabela 10 - Cálculo do comprimento equivalente de toda a tubulação, conexões e válvulas da bomba da cisterna de irrigação à torneira que sofreá maior perda de carga de todo o sistema de irrigação.**

#### CÁLCULO DA PERDA DE CARGA NA TUBULAÇÃO DA TORNEIRA

Fatores que influenciam na perda de carga

Rugosidade da parede ( $\epsilon$ )

Massa específica fluido

Diâmetro da tubulação: 63 mm

Vazão: 6 lpm

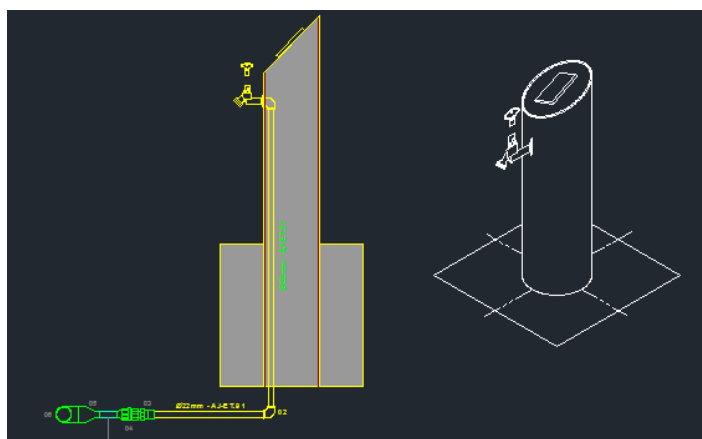
Material da tubulação: PVC rígido

COMPRIMENTO TUBULAÇÃO SAÍDA DA ESTAÇÃO DE BOMBEAMENTO		
Diam. tubulação (mm)	COMPRIMENTO	em "m"
ø63	17,6	17,6
ø63	1,2	1,2
ø63	130,90	130,9
ø63	76,40	76,4
ø63	55,20	55,2
ø63	3,60	3,6
ø63	16,20	16,2
ø63	3,60	3,6
ø63	17,10	17,1
ø63	146,30	146,3
ø63	28,70	28,7
Tee 90° direto ø63		43,2
Tee lateral 90° de ø63 p/ ø40		15,6
Curva 90°		2,8
Curva 45°		1,6
Válvula esfera		114
<i>TOTAL</i>		<i>674,00</i>

Fonte: (Próprio autor).

Na Tabela 10 não foi levado em consideração a perda de carga distribuída e localizada existente nas torneiras (Figura 8). Sendo assim:

Figura 8 - Detalhe Torneira do Jardim.



Fonte: (Próprio autor).

Tabela 11 - Cálculo do comprimento equivalente da tubulação da torneira de jardim.

CÁLCULO DA PERDA DE CARGA DA TORNEIRA		
<u>Fatores que influenciam na perda de carga</u>		
Rugosidade da parede ( $\epsilon$ )		
Massa específica fluido		
Diâmetro da tubulação: 22 mm		
Vazão: 0,8 lpm		
Material da tubulação: Cu		
COMPRIMENTO DA TUBULAÇÃO DA TORNEIRA		
Diam. tubulação (mm)	COMPRIMENTO	em "m"
22	0,385	0,385
22	1	1
2x Cotovelo 90°		4,8
<i>TOTAL</i>		<i>6,19</i>

Fonte: (Próprio autor).

Tabela 12 – Cálculo do comprimento equivalente da tubulação e conexões entre a saída da cisterna e a bomba.

CÁLCULO DA PERDA DE CARGA NA TUBULAÇÃO DA TORNEIRA			
Diam. tubulação (mm)	COMPRIMENTO	em "m"	
40	2,9	2,90	
<i>TOTAL</i>		<i>2,90</i>	
Diam. tubulação (mm)	COMPRIMENTO	em "m"	
25	23,20	23,20	
25	5,80	5,80	
Joelho 90°		3,20	
<i>TOTAL</i>		<i>29,00</i>	
VÁLVULAS E CONEXÕES			
Tipo	Qtde	Comp. Equiv.	Comp. Equiv. Total
Tee 90° direto ø63	18	2,4	43,2
Tee lateral 90° de ø63	2	7,8	15,6
Curva 90°	2	1,4	2,8
Curva 45°	2	0,8	1,6
Joelho 90°	1	3,2	3,2

Aclive 20% (L=23,2) → altura de	1	4,64	4,64
Válvula globo	3	38	114

Fonte: (Próprio autor).

Seguiremos os mesmos passos dos cálculos anteriores:

- Encontrar o número de Reynolds para verificar se o escoamento é laminar ou turbulento;
- Cálculo da perda de carga;
- Cálculo da potência da bomba levando em consideração toda a perda de carga, a vazão e a pressão obtidos na norma NBR 10281;

Entretanto, para este cálculo, existe uma particularidade que não existia nos sistemas anteriores: a tubulação sofre algumas redução durante o trajeto do fluido que acaba tendo uma grande influência no cálculo da perda de carga e conseqüentemente na potência da bomba.

### 3.1.3.2 Cálculo da perda de carga na tubulação principal de $\phi 63\text{mm}$

Tabela 13 - Cálculo da Perda de carga distribuída na tubulação de  $\phi 63\text{mm}$ .

Perda de carga distribuída na tubulação de 2.1/2" (63 mm)			
Variáveis		Valores	Unidade
Vazão dada pela bomba	Q	1,00E-04	m <sup>3</sup> /s
Temperatura do fluido adotada	T	25	°C
Altura das asperezas (tem a ver com a rugosidade)	$\epsilon$	5,00E-06	m
Rugosidade relativa	$\epsilon/D$	9,33E-05	
Viscosidade cinemática água	$\nu$	1,00E-06	m <sup>2</sup> /s
Número de Re	Re	2,38E+03	
coeficiente de atrito da tubulação (TURBULENTO)	f	0,045	Regime turbulento
Comprimento da tubulação + comprimento equivalente	L	674,00	m
Velocidade média do fluido	v	0,04	m/s
Diâmetro da tubulação (interno)	D	0,0536	m
gravidade	g	9,81	m/s <sup>2</sup>
Área da secção do tubo	S	2,26E-03	m <sup>2</sup>
Perda de carga " $h_f=f*L*v^2/2*g*D$ "		0,06	m

Fonte: (Próprio autor).

Tabela 14 - Cálculo da perda de carga da tubulação de  $\phi 40\text{mm}$ .

Perda de carga distribuída na tubulação de 1.1/2" (40 mm)			
Variáveis		Valores	Unidade
Vazão dada pela bomba	Q	1,00E-04	m <sup>3</sup> /s
Temperatura do fluido adotada	T	25	°C
Altura das asperezas (tem a ver com a rugosidade)	$\epsilon$	5,00E-06	m
Rugosidade relativa	$\epsilon/D$	1,60E-04	
Viscosidade cinemática água	$\nu$	1,00E-06	m <sup>2</sup> /s
Número de Re	Re	4,08E+03	
coeficiente de atrito da tubulação (TURBULENTO)	f	0,04	Regime turbulento
Comprimento da tubulação + comprimento equivalente	L	2,90	m
Velocidade média do fluido	v	0,13	m/s
Diâmetro da tubulação (interno)	D	0,0312	m
gravidade	g	9,81	m/s <sup>2</sup>
Área da secção do tubo	S	7,65E-04	m <sup>2</sup>
Perda de carga " $h_f=f*L*v^2/2*g*D$ "		0,003	m

Fonte: (Próprio autor).

Tabela 15 - Cálculo da perda de carga na tubulação de  $\phi 25\text{mm}$ .

Perda de carga distribuída na tubulação de 1" (25 mm)			
Variáveis		Valores	Unidade
Vazão dada pela bomba	Q	1,00E-04	m <sup>3</sup> /s
Temperatura do fluido adotada	T	25	°C
Altura das asperezas (tem a ver com a rugosidade)	$\epsilon$	5,00E-06	m
Rugosidade relativa	$\epsilon/D$	2,78E-04	
Viscosidade cinemática água	$\nu$	1,00E-06	m <sup>2</sup> /s
Número de Re	Re	7,07E+03	
coeficiente de atrito da tubulação (TURBULENTO)	f	0,034	Regime turbulento
Comprimento da tubulação + comprimento equivalente	L	29,00	m
Velocidade média do fluido	v	0,39	m/s
Diâmetro da tubulação (interno)	D	0,018	m
gravidade	g	9,81	m/s <sup>2</sup>
Área da secção do tubo	S	2,54E-04	m <sup>2</sup>
Perda de carga " $h_f=f*L*v^2/2*g*D$ "		0,43	m

Fonte: (Próprio autor).

### 3.1.3.3 Cálculo da perda de carga localizada

Tabela 16 - Redução no diâmetro da tubulação de  $\phi 63$  para  $\phi 40$  mm.

Perda de carga na redução de 63 p/ 40 utilizando Bernoulli		$(p_1 + \rho g z + 0,5 \cdot \rho v^2) = (p_2 + \rho g z + 0,5 \cdot \rho v^2)$	
Variáveis		Valores	Unidade
Peso específico da água	$\rho$	1000	kg/m <sup>3</sup>
Velocidade no tubo de 63mm ao quadrado	$v^2$	0,0020	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
Velocidade no tubo de 40mm ao quadrado	$v^2$	0,0171	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
Perda de carga pela redução	$\Delta P/\rho$	7,57	m

Fonte: (Próprio autor).

Tabela 17 - Redução tubulação de  $\phi 40$  mm para  $\phi 25$  mm.

Perda de carga na redução de 40 p/ 25 utilizando Bernoulli		$(p_1 + \rho g z + 0,5 \cdot \rho v^2) = (p_2 + \rho g z + 0,5 \cdot \rho v^2)$	
Variáveis		Valores	Unidade
Peso específico da água	$\rho$	1000	kg/m <sup>3</sup>
Velocidade no tubo de 40mm ao quadrado	$v^2$	0,0171	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
Velocidade no tubo de 25mm ao quadrado	$v^2$	0,1544	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
Perda de carga pela redução	$\Delta P/\rho$	68,66	m

Fonte: (Próprio Autor).

Tabela 18 - Cálculo da perda de carga distribuída do conjunto torneira de jardim.

Perda de carga distribuída na torneira			
Variáveis		Valores	Unidade
Vazão dada pela bomba	Q	1,00E-04	m <sup>3</sup> /s
Temperatura do fluido adotada	T	25	°C
Altura das asperezas (tem a ver com a rugosidade)	$\epsilon$	1,50E-06	m
Rugosidade relativa	$\epsilon/D$	7,61E-05	
Viscosidade cinemática água	$\nu$	1,00E-06	m <sup>2</sup> /s
Número de Re	Re	6,46E+03	
coeficiente de atrito da tubulação (TURBULENTO)	f	0,034	Regime turbulento
Comprimento da tubulação + comprimento equivalente	L	6,19	m
Velocidade média do fluido	v	0,33	m/s
Diâmetro da tubulação (interno)	D	0,020	m
gravidade	g	9,81	m/s <sup>2</sup>
Área da secção do tubo	S	3,05E-04	m <sup>2</sup>

Perda de carga " $h_f=f*L*v^2/2*g*D$ "	0,06	m
<b>PERDA DE CARGA TOTAL DAS TUBULAÇÕES</b>	<b>76,72</b>	<b>m</b>

Fonte: (Próprio autor).

Somando todas as perdas de carga das tubulações chegaremos a um único valor de perda de carga que servirá para o dimensionamento da bomba: perda de carga total das tubulações: 76,72 m.

### 3.1.4 Cálculo da Potência Teórica da Bombas

A partir dos dados coletados anteriormente como pressão na saída da torneira, vazão, tipo de fluido e perda de carga calculamos a potência da bomba:

Tabela 19 - Cálculo da potência da bomba que abastece as torneiras do jardim.

Cálculo da Potência da Bomba			
Variáveis		Valores	Unidade
Peso específico do líquido	$\gamma$	9810	N/m <sup>3</sup>
Vazão	Q	1,00E-04	m <sup>3</sup> /s
Altura de elevação	H	4,64	m
Perda de carga total da tubulação	$h_f$	76,72	m
Perda de carga de cada torneira	h	0,06	m
Quantidade de torneiras abertas	N/A	5	N/A
Perda de carga da torneira aberta	h	15,00	m
Perda de Carga total (torneiras + tubulação)	H	141,60	m
Rendimento do motor	$\eta$	1	N/A
Rendimento da bomba	$\eta$	1	N/A
Rendimento global " $\eta=\eta_{Motor}*\eta_{bomba}$ "	$\eta$	0,67	N/A
Potência requerida pela bomba " $\gamma*Q*H_{man}/75*\eta$ "	P	2,76	hp
<b>POTÊNCIA DA BOMBA</b>		<b>2,28E+00</b>	<b>kW</b>

Fonte: (Próprio autor).

Neste cálculo foi levado em consideração que existem 5 torneiras abertas.

Comparando o valor da potência teórica com o valor da potência da bomba utilizada atualmente temos a seguinte diferença:

- Potência da bomba requerida: 2,28 kW
- Potência da bomba utilizada atualmente: 2,7 kW

Ou seja, a bomba utilizada é 15% maior do que a potência requerida.

Entretanto devemos levar em consideração que mais de uma torneira pode estar aberta ao longo do percurso do fluido. Portanto vamos analisar quantas torneiras precisam estar abertas para que a bomba utilizada seja necessária:

**Tabela 4 20 - Simulação da quantidade de torneiras que precisam estar abertas para a potência da bomba utilizada atualmente na fábrica.**

Cálculo da Potência da Bomba			
Variáveis		Valores	Unidade
Peso específico do líquido	$\gamma$	9810	N/m <sup>3</sup>
Vazão	Q	1,00E-04	m <sup>3</sup> /s
Altura de elevação	H	4,64	m
Perda de carga total da tubulação	$h_f$	76,72	m
Perda de carga de cada torneira	h	0,06	m
Quantidade de torneiras abertas	N/A	7	N/A
Perda de carga da torneira aberta	h	15,00	m
Perda de Carga total (torneiras + tubulação)	H	186,77	m
Rendimento do motor	$\eta$	1	N/A
Rendimento da bomba	$\eta$	1	N/A
Rendimento global " $\eta = \eta_{\text{Motor}} * \eta_{\text{bomba}}$ "	$\eta$	0,67	N/A
Potência requerida pela bomba " $\gamma * Q * H_{\text{man}} / 75 * \eta$ "	P	3,65	hp
<b>POTÊNCIA DA BOMBA</b>		<b>2,72E+00</b>	<b>kW</b>

**Fonte: (Próprio autor).**

Como pode ser visto são necessárias 7 torneiras abertas para que a bomba seja exigida ao seu máximo. Mas, como foi visto anteriormente, esta situação dificilmente irá ocorrer já que no máximo 5 torneiras são ligadas ao mesmo tempo.

O erro associado a esta diferença é aceitável e da ordem de 0,7% dado que podemos ter (apesar de não ser recomendável) as 7 torneiras abertas ao mesmo tempo.



### 3.1.5 Dimensionamento das Bombas

#### 3.1.5.1 Comparação das Bombas

**Tabela 21 - Comparativo entre as potências de bomba calculada x utilizada.**

Sistema Calculado	Potência Bomba Atual	Potência Requerida
EE-01 até EE-02	1,20 kW	1,28 kW
EE-02 até ETE	1,20 kW	1,10 kW
Cisterna/ETE até Torneira Jardim	2,70 kW	2,28 kW

**Fonte: (Próprio autor).**

#### 3.1.6 Seleção de Bombas

Durante a seleção das novas bombas alguns critérios além da potência bombas devem ser levados em consideração: tipo de máquina, fluido de trabalho, tipos de conexão, rotação do motor entre outros fatores; sendo que estes serão adotados de acordo com o encontrado na planta.

Primeiramente vamos buscar alternativas nos catálogos dos mesmos fabricantes atuais, caso não seja encontrada nenhuma alternativa pertiremos para outros fabricantes de bomba.

##### 3.1.6.1 Bomba da EE 01 para EE 02

Não encontrei nenhum fabricante de bombas que tenha uma bomba do tipo "piranha", isto é, uma bomba com triturador de resíduos.

Pesquisei diversos fabricantes: Grundfos, Jacuzzi, KSB, ABS entre outros e o que chegou mais próximo do valor desejado foi a própria ABS que forneceu a bomba utilizada atualmente.

Sendo assim não há a necessidade de substituição das bombas utilizadas pela fábrica:

Tabela 22 - Catálogo de Bombas ABS.

### ABS BOMBA SUBMERSÍVEL SÉRIE PIRANHA

#### Dados técnicos

Modelo	KS	Descarga		Potência do motor*			Velocidade à 60 Hz rpm		Tensão nominal e corrente nominal				Cabo tipo**		Peso***			
		Rosca interna	DN	P1 kW	P2 kW	P2 hp			230 V A	380 V A	460 V A	575V A	std	ex		kg/lbs		
PIRANHA 08 W **** (sem versão ex)	■	1.1/4"	32/1.1/4	1,5	1,5	2,0	3400	monofásica	9,4	-	-	-	(1)	-	18/40			
PIRANHA 08 D (sem versão ex)	■			1,2	1,2	1,6		trifásica	5,7	3,5	2,9	2,3	(2)	-				
PIRANHA 09 W (sem versão ex)	■			2,8	2,2	3,0		monofásica	13,5	-	-	-	(1)	-		23/51		
PIRANHA 09 D (sem versão ex)	■			2,5	2,0	2,7		trifásica	7,6	4,6	3,8	-	(2)	-		23/52		
PIRANHA S10/4 W ****	■			1,5	1,0	1,3	1750	monofásica	6,5	-	-	-	(3)	(3)	32/71			
PIRANHA S10/4D	■			1,3	1,0	1,3		trifásica	5,2	3,1	2,6	2,1						
PIRANHA S16/2 W ****	■			2,1	1,6	2,1	3400	monofásica	9,2	-	-	-				(4)	(4)	40/88
PIRANHA S16/2 D	■			2,2	1,6	2,1		trifásica	6,6	4,0	3,3	2,6						
PIRANHA S18/2 W ****	■			2,5	1,8	2,4		monofásica	10,8	-	-	-						
PIRANHA S18/2 D	■			2,4	1,8	2,4		trifásica	7,2	4,4	3,6	2,9						
PIRANHA S26/2 W****	■			3,1	2,6	3,5		monofásica	13,7	-	-	-						
PIRANHA S30/2 D	■			3,8	3,0	4,0		trifásica	11,0	6,7	5,5	4,4						
PIRANHA M25/2 W	■			3,7	2,5	3,4		monofásica	16,6	-	-	-						
PIRANHA M25/2 D	■			3,04	2,5	3,4		trifásica	9,3	5,6	4,7	3,7						
PIRANHA M35/2 W	■			5,19	3,5	4,7		monofásica	24	-	-	-						
PIRANHA M35/2 D	■			4,3	3,5	4,7		trifásica	12,2	7,4	6,1	4,9						
PIRANHA M46/2 D	■			5,6	4,6	6,2	monofásica	15,4	9,3	7,7	6,2	(5)			(5)	40/88		
PIRANHA M50/2 W	■			6,7	5,0	6,7		29,3	-	-	-							
PIRANHA M70/2 D	■			8,2	7,0	9,4	trifásica	23,2	14,0	11,6	9,3	(5)			(5)	76/168		
PIRANHA M80/2 D	■			9,4	8,0	10,7	trifásica	28,2	15,8	12,4	10,5	(5)			(5)	77/170		

Fonte: (Catálogo digital de Bombas ABS, 2007).

#### 3.1.6.2 Bomba da Cisterna/ETE às Torneiras do Jardim

A bomba utilizada atualmente é uma Grundfos CH 12-30-2,68 kW 60 Hz (Figura 9) Sucção Hmt=35 mca. Q=10 m<sup>3</sup>/h e, conforme foi mostrado na tabela comparativa (ideal x atual) a potência da bomba selecionada atende perfeitamente aos pré-requisitos estabelecidos. Portanto não há necessidade de fazermos a substituição.

Figura 9 - Catálogo Grundfos.

## Dimensions and weights

CH, CHN

CH 8 and 12 with ML 90 motor

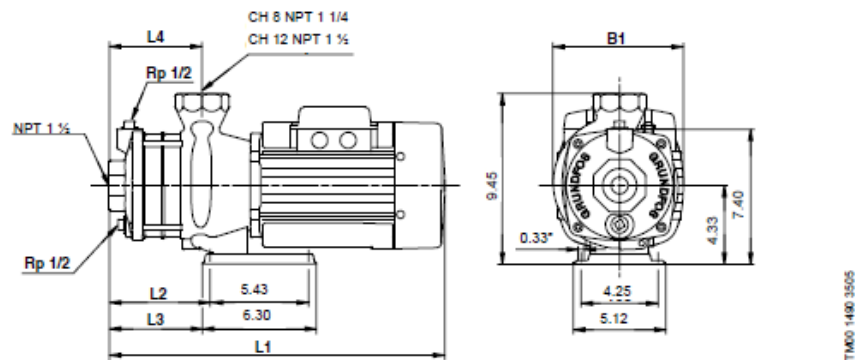


Fig. 8 Dimensional sketches CH, CHN 8 and 12 with ML 90 motor

### CH 8

Voltage [V]	Frequency [Hz]	Pump type	Motor type	L1 [Inch]	L2 [Inch]	L3 [Inch]	L4 [Inch]	B1 [Inch]	B2 [Inch]	H [Inch]
1 x 115/230	60	CH 8-30	ML 90	16.89	3.90	3.47	4.21	7.52	5.20	8.66
		CH 8-40	ML 90	16.89	3.90	3.47	4.21	7.52	5.20	8.66

### CH 12

Voltage [V]	Frequency [Hz]	Pump type	Motor type	L1 [Inch]	L2 [Inch]	L3 [Inch]	L4 [Inch]	B1 [Inch]	B2 [Inch]	H [Inch]
3 x 208-230/440-480	60	CH 12-30	ML 90	16.89	3.90	3.47	4.21	7.32	4.88	8.66
1 x 115/230	60	CH 12-20	ML 90	15.71	2.72	2.28	3.03	7.52	5.20	8.66
3 x 575 (Canada)	60	CH 12-30	ML 90	16.89	3.90	3.47	4.21	7.32	4.88	8.66

Fonte: (Catálogo Digital Grundfos, 2009).

## 4 CONCLUSÃO

Neste trabalho foram aplicadas algumas teorias das disciplinas Mecânica dos Fluidos e Sistemas Fluidomecânicos nas quais pude verificar detalhes de instalações hidráulicas, como por exemplo comprimento equivalente de tubulação, perda de carga, potência de bomba e a aplicação da Equação de Bernoulli.

Após terem sido feitos todos os cálculos de comprimento da tubulação, comprimento equivalente de válvulas e conexões, número de Reynolds, identificação do tipo de escoamento (laminar ou turbulento), encontrar no diagrama de Moody a constante “f” para o cálculo da perda de carga, calcular com os dados acima a perda de carga e, finalmente, encontrar a

potência necessária para fazer o transporte de água da EE-01 para EE-02; da EE-02 para ETE e da Cisterna de Irrigação para as torneiras do jardim, além da comparação das bombas utilizadas pela fábrica.

Conforme pôde ser visto nas tabelas comparativas as bombas das EE-01 e EE-02 foram bem dimensionadas se levarmos em consideração que existe variação na temperatura do fluido, vazão, viscosidade, rugosidade e, principalmente, que o fator mais importante do estudo é que o líquido precisa apenas ter "força" para vencer a perda de carga ao longo da tubulação e para vencer a altura manométrica de um local para outro. Sendo assim não houve a necessidade de redimensionamento das bombas.

Partimos então para o cálculo da terceira bomba que é responsável pelo abastecimento da água do jardim. Esta foi dimensionada corretamente (segundo os parâmetros que adotamos como quantidade de torneiras abertas, vazão e pressão que foram estipulados na norma para rede de distribuição). Sendo assim não necessita ser substituída.

Pude verificar neste trabalho que o dimensionamento das bombas na Parker foi feito corretamente. Sendo assim a fábrica não tem tomado prejuízo em relação à estes componentes.

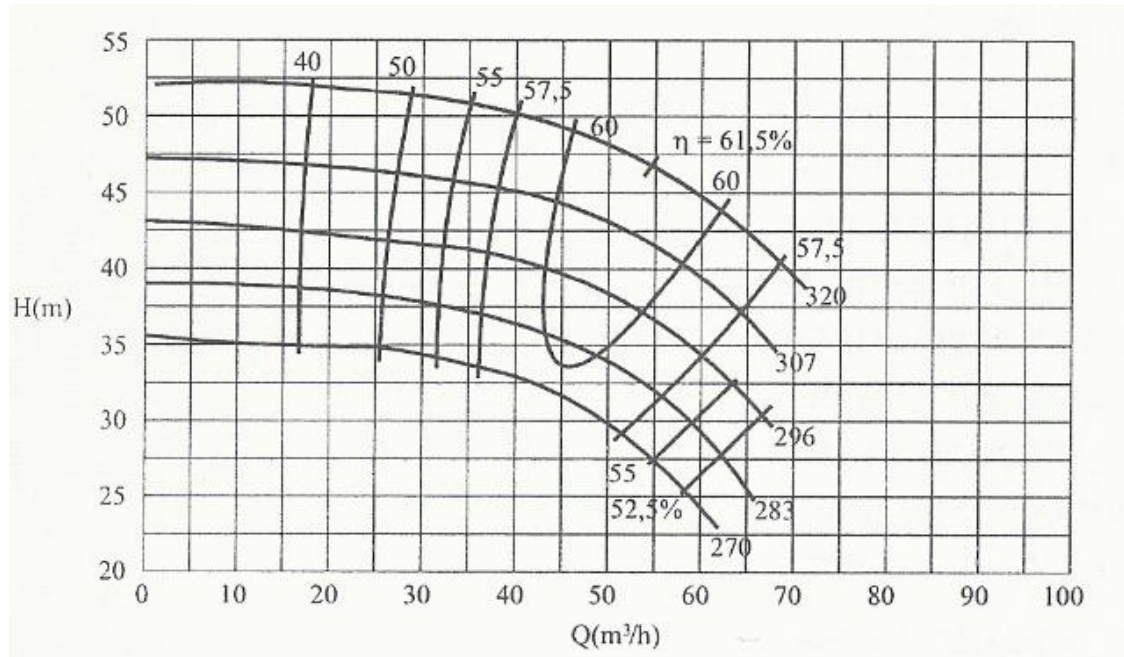
Entretanto sabemos, conforme foi dito no início deste trabalho, que grande parte das fábricas superdimensionam estas máquinas o que causa aumento no consumo da energia elétrica e conseqüente aumento dos gastos fixos pagos à Concessionária.

O que não foi feito neste trabalho, mas que também seria um ponto para economia de energia seria verificar através da Curva Característica da Bomba e da Curva Característica da Tubulação o ponto de funcionamento ideal do sistema de bombas instaladas em relação ao seu ponto ótimo de rendimento.

Esta verificação é feita da seguinte forma: utilizando a curva da bomba (Figura 10) observamos as linhas do diâmetro do rotor e as linhas de rendimento da bomba. Quão mais próximo o ponto de aplicação da bomba (vazão; altura manométrica) estiver das curvas de maior rendimento melhor será o aproveitamento da máquina.

O que não foi feito neste trabalho por falta de informações, mas que pode ser estudado em outros trabalhos, é o cálculo de redução de custo que a fábrica teria caso utilizasse a bomba em seu ponto ótimo de funcionamento (maior rendimento).

Figura 10 - Exemplo da curva de uma bomba centrífuga.



Fonte: (Hidráulica Básica, 2001).

## REFERÊNCIAS

ABS. **Catálogo bomba submersível**. 2. rev. ,2007.( Série Piranha)

GRUNFOS. **Catálogo de bombas**. 2009.

NETTO, José Martiniano de Azevedo. **Manual de hidráulica**. 6. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1918. 333 p.

NETTO, Azevedo et. al.. **Manual de hidráulica**. 8. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1998. 669 p.

PARKER HANNIFIN, 2005. Pasta de desenhos.

POLITEJO. **Catálogo de tubos PEAD**. 2012.

PORTO, Rodrigo de Melo. **Hidráulica básica**. ed. 2. São Carlos: EESC-USP, 1999. 540 p.