



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ**

**CENTRO DE TECNOLOGIA**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA**

**CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA**

**DIEGO MOREIRA OSTERNO**

**ESTUDO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E ANÁLISE DA VIABILIDADE  
ECONÔMICA DE UM PROJETO DE IMPLANTAÇÃO DE INVERSORES DE  
FREQUÊNCIA EM BOMBAS INDUSTRIAIS**

**FORTALEZA**

**NOVEMBRO 2016**

**DIEGO MOREIRA OSTERNO**

**ESTUDO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E ANÁLISE DA VIABILIDADE  
ECONÔMICA DE UM PROJETO DE IMPLANTAÇÃO DE INVERSORES DE  
FREQUÊNCIA EM BOMBAS INDUSTRIAIS**

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Ceará como parte dos requisitos para a obtenção do título de bacharel em Engenharia Elétrica.

Orientador: Prof. Dr. Sérgio Daher.

**FORTALEZA**

**NOVEMBRO 2016**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação  
Universidade Federal do Ceará  
Biblioteca Universitária  
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

---

- O94e Osterno, Diego Moreira.  
Estudo da eficiência energética e análise da viabilidade econômica de um projeto de implantação de inversores de frequência em bombas industriais / Diego Moreira Osterno. – 2016.  
67 f. : il. color.
- Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Elétrica, Fortaleza, 2016.  
Orientação: Prof. Dr. Sérgio Daher.
1. Bombas. 2. Inversores. 3. Eficiência energética. 4. Controle de vazão. 5. Viabilidade. I. Título.  
CDD 621.3
-

DIEGO MOREIRA OSTERNO

ESTUDO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E ANÁLISE DA VIABILIDADE  
ECONÔMICA DE UM PROJETO DE IMPLANTAÇÃO DE INVERSORES DE  
FREQUÊNCIA EM BOMBAS INDUSTRIAIS

Trabalho de conclusão de curso apresentado  
ao Curso de graduação em Engenharia  
Elétrica da Universidade Federal do Ceará,  
como requisito parcial à obtenção do grau  
de Bacharel em Engenharia Elétrica.

Aprovado em: 17/11/2016.

---

Diego Moreira Osterno

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Dr.-Ing. Sérgio Daher (UFC)  
(Orientador)

---

Eng. Alexandre Holanda Silva (Examinador externo)

---

Prof. Dr.-Ing. Tobias Rafael Fernandes Neto (UFC)

## **AGRADECIMENTO**

A Deus, por ter me guiado ao longo desta jornada.

A minha mãe, Deuzanir, por todo incentivo e dedicação, indispensáveis em toda minha vida. Aos meus irmãos, sempre presentes, impulsionando-me a crescer e alcançar meus sonhos.

A minha noiva, Lívia, por todo amor e carinho, que me movem e fazem com que eu busque ser melhor a cada dia, e por seu incentivo e companheirismo, essenciais em minha vida.

Aos professores do Departamento de Engenharia Elétrica da UFC que participaram da minha formação, em especial aos professores Sérgio Daher e Tobias, pela atenção, paciência e suporte na construção deste trabalho.

Aos amigos, Alexandre Holanda, Alexandre Teixeira, Arnaldo, Rodrigo e Pedro, fundamentais na conclusão de mais uma etapa da minha vida.

*If you can't fly then run, if you can't run then walk,  
if you can't walk then crawl, but whatever you do  
you have to keep moving forward.*

Martin Luther King Jr

## RESUMO

As turbobombas ou bombas dinâmicas são largamente utilizadas na indústria para os mais diversos fins, sendo a maioria destas acionadas por motores elétricos de indução. Grande parte da indústria ainda utiliza, para a variação do fluxo do fluido bombeado, válvulas de controle que geram várias consequências negativas ao sistema. A implantação de variadores de velocidades nesses motores proporciona uma redução significativa no consumo de energia elétrica e nos custos com manutenção destes equipamentos, sendo o principal objetivo deste trabalho a comprovação da redução destes custos.

O projeto de implantação de variador de velocidade em motor de indução de uma bomba centrífuga com vazão controlada por válvula deve tomar diversos cuidados para garantir a viabilidade técnica e econômica da aplicação do mesmo. Por isso, neste trabalho foram calculados e analisados os ganhos e as perdas proporcionados pela sua aplicação, utilizando cálculos matemáticos baseados em teorias de bombas centrífugas, através de metodologias já bastante utilizadas nos meios técnicos. Ao final do trabalho, chegou-se ao resultado de que, com a implantação de variadores de velocidades em bombas centrífugas, ocorre diminuição do consumo de energia elétrica de 74%, gerando uma economia de US\$ 11.969,54 e aumento da confiabilidade e eficiência do sistema, gerando uma redução com os custos de manutenção de US\$ 7.934,80. Ainda foram calculados os custos estimados e o retorno do investimento para adaptação e instalação do variador de velocidade, concluindo-se que a implementação do projeto é altamente atrativa financeiramente e uma ótima oportunidade de investimento.

**Palavras-chave:** Motor elétrico de indução. Variador de velocidade. Eficiência energética. Viabilidade econômica.

## ABSTRACT

Turbo pumps or dynamic pumps are widely used in industry for a wide range of purposes, most of which are driven by electric induction motors. Most industries still use control valves for varying the flow of pumped fluid, which generate many negative consequences for the system. The variable speed drives implementation in these motors provides a significant reduction in the electric energy consumption and the maintenance costs of these equipment, being the main objective of this work to prove these costs' reduction.

The implementation project of variable speed drive in induction motor of a centrifugal pump with flow control valve should take several precautions to ensure the technical and economic feasibility of implementation. Therefore, this work calculated and analyzed the gains and losses provided by its application, using mathematical calculations based on centrifugal pumps theories through methodologies already widely used in technical means. At the end of the work, the result was that, with the variable speed drives implementation in centrifugal pumps, there is a decrease of 74% in electric energy consumption, generating savings of US \$ 11,969.54 and increasing the system's reliability and efficiency, generating a maintenance costs reduction of US \$ 7,934.80. The estimated costs and the return on investment for adaptation and installation of the variable speed drive were also calculated, and the project implementation is highly attractive financially and a great investment opportunity.

Key words: Electric motor induction. Variable speed drive. Energy efficiency. Economic viability.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Motor de indução trifásico .....	4
Figura 2.2 – Eixo do motor de indução com rotor bobinado .....	5
Figura 2.3 – Eixo do motor de indução com rotor gaiola de esquilo .....	6
Figura 2.4 – Tipos de impelidores .....	6
Figura 2.5 – Bomba centrífuga radial .....	7
Figura 2.6 – Bombas de fluxo misto .....	7
Figura 2.7 – Bomba de fluxo axial .....	8
Figura 2.8 – Curva Altura manométrica (H) x Vazão (Q) de uma bomba .....	9
Figura 2.9 – Curva Rendimento ( $\eta$ ) x Vazão (Q) de uma bomba .....	9
Figura 2.10 – Ponto de operação normal de trabalho de um sistema de bombeamento .....	11
Figura 2.11 – Modificação da curva do sistema .....	12
Figura 2.12 – Modificação da curva da bomba .....	13
Figura 2.13 – Configuração de um sistema de controle de vazão por válvula de estrangulamento .....	15
Figura 2.14 – Válvula de controle pneumática.....	16
Figura 2.15 – Ilustração representando uma malha de controle de vazão com válvula pneumática .....	16
Figura 2.16 – Configuração de um sistema de controle de vazão por inversor de frequência. ....	17
Figura 2.17 – Inversor de frequência .....	17
Figura 2.18 – Ilustração representando a malha de controle com inversor de frequência .....	18
Figura 2.19 – Comparação do consumo de energia percentual em relação a variação de vazão do sistema para os dois métodos estudados .....	20
Figura 3.1 – Tela de controle da estação de tratamento de água. ....	22
Figura 3.2 – Malha de controle do sistema atual .....	23
Figura 4.1 – Malha de controle de vazão com inversor de frequência.....	25
Figura 5.1 – Diagrama da distribuição das potências no conjunto moto-bomba .....	28
Figura 5.2 – Curva experimental de rendimento e altura manométrica da bomba .....	31
Figura 5.3 – Curva de altura manométrica e de rendimento da bomba modeladas.....	32
Figura 5.4 – Curva de rendimento do motor em relação ao carregamento .....	33
Figura 5.5 – Altura manométrica total do sistema .....	36
Figura 5.6 – Modelo estático do motor de indução .....	38

Figura 5.7 – Método de minimização utilizado para estimar os parâmetros do modelo estático .....	39
Figura 5.8 – Curva rendimento ótimo do motor em relação a variação de rotação .....	40
Figura 5.9 – Curva rendimento ótimo do motor em relação a variação de vazão da bomba ..	41
Figura 5.10 – Tempo em percentual da bomba para cada faixa de vazão de operação .....	42
Figura 5.11 – Fluxo de caixa para implantação do sistema proposto.....	45

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Dados de fábrica da bomba e do motor do conjunto J-609 A/B .....	21
Tabela 3.2 – Valores de rendimento e fator de potência do motor.....	22
Tabela 3.3 – Intervenções efetuadas nas bombas J-609 A/B. ....	24
Tabela 4.1 – Classes de isolamento .....	27
Tabela 5.1 – Parâmetros para cálculo da altura estática do sistema.....	34
Tabela 5.2 – Valores de vazão de referência e altura de referência .....	35
Tabela 5.3 – Correção do rendimento da bomba no sistema proposto.....	37
Tabela 5.4 – Parâmetros do motor.....	39
Tabela 5.5 – Parâmetros obtidos para modelagem do motor .....	40
Tabela 5.6 – Resultado dos cálculos de consumo energético.....	43
Tabela 5.7 – VPL e TIR para o investimento proposto.....	46

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ELETROBRAS	Centrais Elétricas Brasileiras S.A
NBR	Norma da Associação Brasileira de Normas Técnicas
IEE	Instituto de Engenheiros Eletricistas e Eletrônicos
MTBF	<i>Mean Time Between Failures</i>
VSD	<i>Variable Speed Drive</i>
FIC	<i>Flow Indicator Controller</i>
FT	<i>Flow Transmitter</i>
HS	<i>Hand Switch</i>
CLP	Controlador Lógico Programável
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
MIT	Motor de Indução Trifásico
CSLL	Contribuição Social Sobre o Lucro Líquido
TIR	Taxa Interna de Retorno do Investimento
TMA	Taxa Média de Atratividade Financeira
VPL	Valor Presente Líquido
TIR	Taxa Interna de Retorno do Investimento

## LISTA DE SÍMBOLOS

He	Altura estática	m
Pd	Pressão de descarga da bomba	kgf/m <sup>2</sup>
Ps	Pressão de sucção da bomba	kgf/m <sup>2</sup>
Γ	Peso específico do fluido bombeado	kgf/m <sup>3</sup>
Hd	Altura dinâmica	m
K	Constante de proporcionalidade	s <sup>2</sup> /m <sup>5</sup>
Q	Vazão do fluido bombeado	m <sup>3</sup> /s
H1	Altura manométrica antes da variação de rotação	m
H2	Altura manométrica após variação de rotação	m
n1	Rotação da bomba inicial	rpm
n2	Rotação da bomba final	rpm
N	Velocidade do eixo do motor	rpm
F	Frequência de alimentação do motor	Hz
P	Número de polos do motor	-
S	Escorregamento do motor	-
Pele	Potência elétrica fornecida ao motor	W
C	Conjugado do motor	N/m
Ph	Potência hidráulica que a bomba fornece ao fluido	W
H	Altura manométrica total da bomba	m
Pmec	Potência mecânica fornecida a bomba	W
ηb	Rendimento da bomba	-
ηm	Rendimento do motor	-
E	Energia total consumida pelo sistema	Wh
Δt	Intervalo de tempo em que foi fornecida Pele	h
a1, b1, c1	Coeficientes de equivalência da equação de altura manométrica	-
a2, b2, c2	Coeficientes de equivalência da equação de rendimento	-
Pn	Potência nominal do motor	W
γ	Carregamento do motor	-
η50	Rendimento do motor com 50% de carregamento	-
η100	Rendimento do motor com 100% de carregamento	-

Hr	Altura de referência	M
Qr	Vazão de referência	m <sup>3</sup> /h
Q1	Vazão antes da variação de rotação	m <sup>3</sup> /h
Q2	Vazão após variação de rotação	m <sup>3</sup> /h
MTBF	Tempo médio entre falhas	Meses
Red%	Redução percentual do MTBF	-
MTBF novo	MTBF do sistema novo	Meses
MTBF atual	MTBF do sistema atual	Meses
TMA	Taxa média de atratividade financeira	-
VPL	Valor presente líquido	US\$
TIR	Taxa interna de retorno do investimento	-

## SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
<b>1.1 Objetivos .....</b>	<b>1</b>
<b>1.2 Contextualização .....</b>	<b>1</b>
<b>1.3 Estrutura do trabalho.....</b>	<b>3</b>
<b>CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>4</b>
<b>2.1 Motores elétricos de indução .....</b>	<b>4</b>
2.1.1 Motor de indução com rotor bobinado.....	5
2.1.2 Motor de indução com rotor do tipo gaiola de esquilo .....	5
<b>2.2 Bombas industriais .....</b>	<b>6</b>
2.2.1 Bombas radiais .....	7
2.2.2 Bombas de fluxo misto.....	7
2.2.3 Bombas de fluxo axial.....	8
<b>2.3 Curvas de desempenho .....</b>	<b>8</b>
2.3.1 Curvas da bomba.....	8
2.3.2 Curvas do sistema.....	10
2.3.3 Ponto de operação de um sistema. ....	11
2.3.4 Modificação do ponto de operação. ....	11
<b>2.4 Controle de vazão.....</b>	<b>14</b>
2.4.1 Controle de vazão por estrangulamento da linha de descarga da bomba.....	14
2.4.2 Controle de vazão por variação da rotação da bomba.....	17
<b>CAPÍTULO 3 - ANÁLISE DO SISTEMA ATUAL .....</b>	<b>21</b>
<b>3.1 Descrição da planta industrial .....</b>	<b>21</b>
<b>3.2 Descrição do controle do sistema atual .....</b>	<b>22</b>
<b>3.3 Tempo médio entre falhas do sistema atual. ....</b>	<b>23</b>
<b>CAPÍTULO 4 - ANÁLISE DO SISTEMA PROPOSTO .....</b>	<b>25</b>
<b>4.1 Descrição do controle do sistema proposto.....</b>	<b>25</b>
<b>4.2 Considerações para o uso de inversores de frequência para controle de vazão .....</b>	<b>25</b>
4.2.1 Distorção harmônica na rede elétrica .....	26
4.2.2 Redução da ventilação do motor quando operando com baixa rotação. ....	26
4.2.3 Danos a isolamento do motor devido à picos de tensão .....	27
4.2.4 Desgaste no mancal do motor devido às correntes parasitas. ....	27

<b>CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>28</b>
<b>5.1 Cálculo do consumo energético a partir das potências envolvidas.</b> .....	<b>28</b>
<b>5.2. Cálculo dos parâmetros necessários para obtenção do consumo energético do sistema atual.</b> .....	<b>30</b>
5.2.1 Altura manométrica e rendimento da bomba no sistema atual. ....	30
5.2.2 Rendimento do motor para rotação constante. ....	32
<b>5.3. Cálculo dos parâmetros necessários para obtenção do consumo energético do sistema proposto.</b> .....	<b>34</b>
5.3.1 Calculo da altura manométrica do sistema para velocidade variável.....	34
5.3.2 Cálculo do rendimento da bomba no sistema proposto.....	36
5.3.3 Rendimento do motor para rotação variável. ....	38
<b>5.4 Vazão e tempo de operação da bomba</b> .....	<b>41</b>
<b>5.5 Cálculo do ganho com a redução do consumo de energia elétrica</b> .....	<b>42</b>
<b>5.6 Cálculo do ganho com a redução do custo com manutenção.</b> .....	<b>43</b>
<b>5.7. Estudo da viabilidade econômica.</b> .....	<b>44</b>
5.7.1 Considerações iniciais para análise da viabilidade econômica .....	44
5.7.2 Retorno sobre o investimento.....	45
<b>CAPÍTULO 6 - CONCLUSÃO</b> .....	<b>47</b>
<b>6.1. Sugestões de trabalhos futuros.</b> .....	<b>48</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>49</b>
<b>APÊNDICE A – FOLHA DE DADOS DO MOTOR ELÉTRICO DE INDUÇÃO TRIFÁSICO</b> .....	<b>51</b>
<b>APÊNDICE B – FOLHA DE DADOS DA BOMBA AXIAL</b> .....	<b>52</b>
<b>APÊNDICE C – CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA APRESENTADA PELO FABRICANTE</b> .....	<b>53</b>



## **CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO**

### **1.1 Objetivos**

Este trabalho tem como objetivo apresentar a redução do consumo de energia elétrica, o aumento da confiabilidade e da eficiência do sistema provocados pela aplicação de variadores de velocidades para controle de vazão em bombas centrífugas, além de comprovar a viabilidade econômica da implantação deste projeto.

### **1.2 Contextualização**

O setor industrial no Brasil em 2015 foi responsável por 31,9% do consumo de energia elétrica fornecida pelas empresas concessionárias de energia. Por isso o governo brasileiro tem estimulado as empresas a aperfeiçoarem cada vez mais seus sistemas por meio de incentivos, manuais técnicos específicos e programas para disseminação de informações em eficiência energética. (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, 2016)

Só com sistema motriz foi gasta 51% da energia elétrica consumida na indústria no ano de 2015 (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, 2016), mostrando a importância que a efficientização dos sistemas de acionamentos de motores tem no combate ao desperdício da energia elétrica.

Este trabalho tem como estudo um sistema de bombeamento de uma refinaria de petróleo. Todo processo industrial de uma refinaria necessita sempre da correta especificação dos produtos que entram e saem do processo, monitorando e controlando parâmetros como pressão, temperatura e vazão. As bombas industriais são equipamentos que atuam no ajuste de muitas destas condições operacionais do processo (MACINTYRE, 1997).

A principal função das bombas é o fornecimento de energia hidráulica para o fluido processado com o objetivo de aumentar ou diminuir o seu potencial, dependendo da energia transmitida e da pressão ou vazão desejada (MATOS, 1998).

O motor é o responsável pelo fornecimento da energia mecânica à bomba em que está acoplada ao seu eixo. No Brasil o motor elétrico de indução é a máquina motriz mais utilizada para acionar bombas industriais, pois apresenta grande robustez e baixo custo de aquisição (NATURESA, 2008).

Em muitos casos existe a necessidade de variar a vazão do fluido no processo industrial. Duas formas que são largamente utilizadas para variação da vazão do processo são (KAWAPHARA, 2008):

- Controle da vazão com a implementação de válvula de estrangulamento.
- Controle da rotação da bomba com a implementação de inversor de frequência no motor.

A primeira forma consiste em instalar uma válvula de controle na linha de descarga da bomba com o objetivo de estrangular a passagem do fluido, reduzindo o diâmetro da linha e, conseqüentemente, a vazão do processo. Este método ainda é muito utilizado na indústria, pois mesmo proporcionando um maior consumo de energia elétrica possui baixo custo de implementação.

A segunda forma consiste na instalação de um variador de velocidade (conhecido por inversor de frequência ou conversor de frequência) na alimentação elétrica do motor que aciona a bomba com o objetivo de variar a rotação do eixo e, conseqüentemente, a vazão do fluido. Este método de acionamento requer maior custo de instalação, mas proporciona um aumento na eficiência energética do sistema e da vida útil da bomba (SOUSA, 2012).

Bombas industriais do tipo centrífugas acionadas por motores elétricos de indução são conjuntos largamente utilizados na indústria (NATURESA, 2008). Os parques industriais de refinarias possuem, muitas vezes, centenas de conjuntos com motores elétricos e bombas centrífugas. Como muitos destes motores possuem elevada potência e operam em regime contínuo, a implementação de sistemas de acionamento eficientes trazem muitos benefícios ao sistema. O acionamento desses conjuntos através de variadores de velocidade proporciona uma redução significativa do consumo de energia elétrica e um aumento da vida útil do equipamento, diminuindo ainda os custos com manutenção (AQUINO 2008).

O uso de inversores de frequência em motores elétricos de indução tem crescido significativamente devido, principalmente, à redução do preço desses equipamentos e aos benefícios operacionais proporcionados. Foi constatado que, com o controle de velocidade dos

conjuntos moto-bomba em substituição aos tradicionais métodos de controle, é possível otimizar e adequar as condições de operação para cada sistema específico, reduzindo perdas, transitórios de pressão, ruídos e desgastes mecânicos, além, da significativa redução no consumo de energia elétrica (SOUSA, 2012).

### **1.3 Estrutura do trabalho**

No Capítulo 1 é apresentado o objetivo deste estudo, feito uma breve contextualização sobre o tema estudado e apresentada a estrutura do trabalho.

No Capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica mostrando quais são os tipos de bombas e motores utilizados na indústria, destacando os que são utilizados no sistema estudado. Ainda é feita uma introdução geral no conceito de controle de vazão de fluidos na indústria, mostrando os métodos mais utilizados e destacando os dois métodos abordados neste projeto.

No capítulo 3 é feito uma descrição detalhada da planta industrial onde o sistema estudado está incluído, mostrando as características do sistema de controle atual.

No capítulo 4 é apresentada a proposta de melhoria no sistema de acionamento das bombas em estudo, mostrando as mudanças na planta que serão necessárias para a implantação do novo sistema de controle de vazão e as considerações necessárias para a implantação do inversor de frequência como sistema de acionamento.

No capítulo 5 são demonstrados os cálculos de consumo de energia do sistema atual e do consumo energético do sistema proposto, destacando a economia gerada pela implantação do novo controle de vazão. Ao final do capítulo é realizado um estudo sobre a viabilidade econômica através do cálculo da projeção dos ganhos e dos custos e a análise dos indicadores VPL (Valor Presente Líquido) e Taxa Interna de Retorno (TIR).

Por fim, no capítulo 6 são apresentadas as conclusões sobre o estudo da aplicação de variadores de velocidade para controle de vazão em bombas industriais.

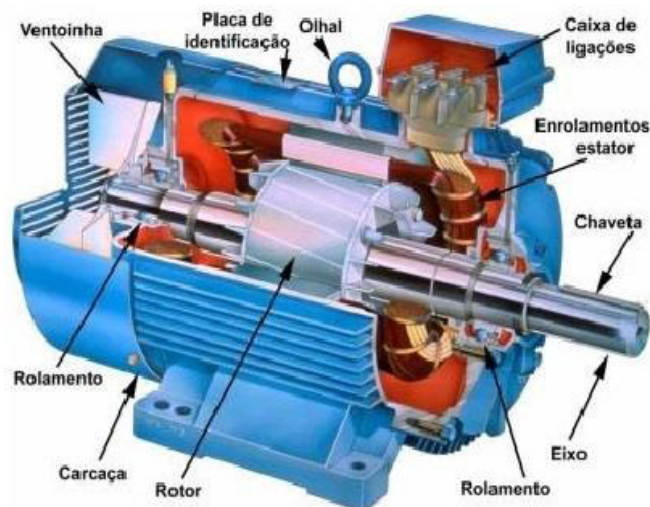
## CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Motores elétricos de indução

O motor de indução é o tipo de motor elétrico mais utilizado na indústria. Possui rendimento elevado para média e máxima carga chegando a valores próximos a 95%, dependendo da potência do motor. Apresenta também um bom fator de potência, se bem dimensionado. A NBR17094:2013 estabelece os requisitos mínimos para os motores de indução e para os motores de indução de alto rendimento a serem comercializados no Brasil. (ABNT, 2013).

Para a escolha do motor ideal que corresponda as características necessárias para operar no sistema em que vai ser instalado, há dados que são importantes de serem levantados como: potência nominal, fator de serviço, tensão nominal, corrente nominal, frequência nominal, escorregamento, torque, velocidade e rendimento. Além dos dados também é importante a escolha do tipo de motor de indução que pode ser classificado em função do tipo de rotor: bobinado ou do tipo gaiola de esquilo. A Figura 2.1 mostra os componentes de um motor de indução trifásico.

Figura 2.1 – Motor de indução trifásico.



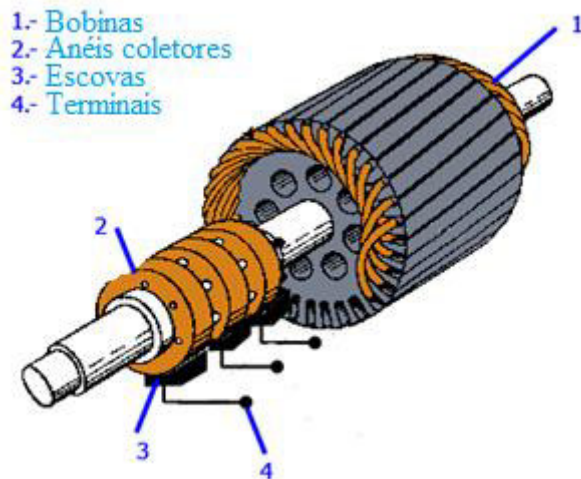
Fonte: JACQUES, 2016.

### 2.1.1 Motor de indução com rotor bobinado

A Figura 2.2 mostra o rotor de um motor de indução trifásico com rotor bobinado. Este tipo de motor possui bobinas nas ranhuras do rotor que são ligadas a um circuito externo através de anéis coletores e escovas, possibilitando o ajuste da corrente que circula no rotor, controlando parâmetros como a corrente de partida, velocidade e o conjugado. Esse tipo de máquina tem como grande desvantagem o custo mais alto e uma maior frequência de manutenção se comparado com o de rotor de gaiola de esquilo, devido a sua característica construtiva que depende de escovas de grafite que necessitam serem trocadas periodicamente (CNI, 2009).

São máquinas apropriadas para partir cargas de alto conjugado de partida tais como esmagadores e moinhos de bola, ou onde uma inércia elevada deva ser acelerada tais como grandes ventiladores ou conjuntos motor-gerador síncrono.

Figura 2.2 – Eixo do motor de indução com rotor bobinado



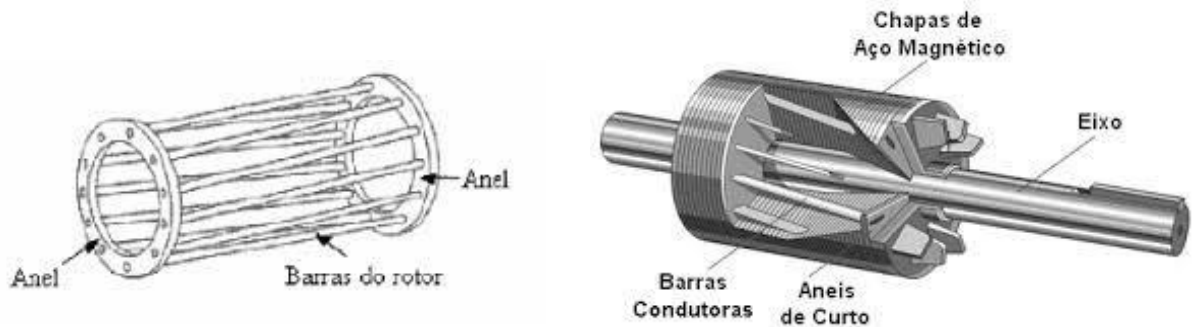
Fonte: JACQUES, 2016.

### 2.1.2 Motor de indução com rotor do tipo gaiola de esquilo

A Figura 2.3 ilustra o rotor de um motor de indução trifásico de rotor do tipo gaiola de esquilo. Este rotor possui barras de cobre ou de alumínio de grande seção, unidas em cada extremidade por um anel de mesmo material. Esse tipo de motor é o mais utilizado, pois, se

comparado com outros tipos de motores, apresenta vantagens como simplicidade e robustez com baixo custo de aquisição e máxima eficácia além do baixo custo de manutenção. O Motor de indução trifásico a ser utilizado no projeto possui rotor do tipo gaiola de esquilo.

Figura 2.3 – Eixo do motor de indução com rotor gaiola de esquilo

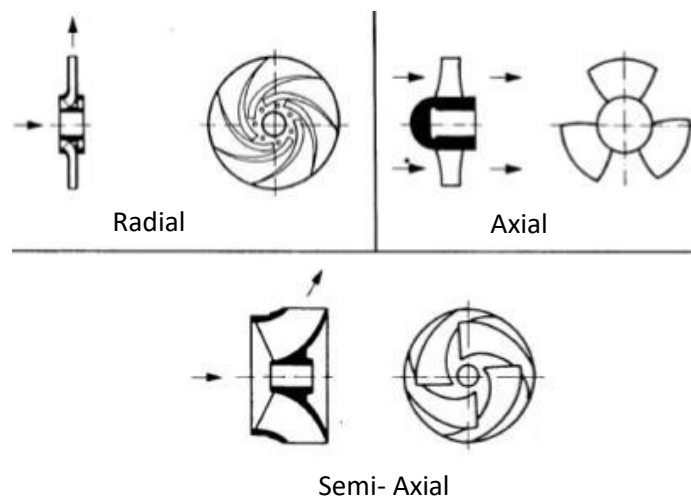


Fonte: NIED, 2016.

## 2.2 Bombas industriais

As bombas dinâmicas ou turbobombas são máquinas que fornecem energia cinética ou de pressão para o fluido através da rotação de um rotor (impelidor) com certo número de pás. Estas bombas podem ser classificadas em função da forma como o rotor transfere energia ao fluido e pela orientação da saída do fluido do impelidor. Os tipos mais comuns são as bombas centrífugas radiais, mistas e axiais como ilustrados na Figura 2.4.

Figura 2.4 – Tipos de impelidores

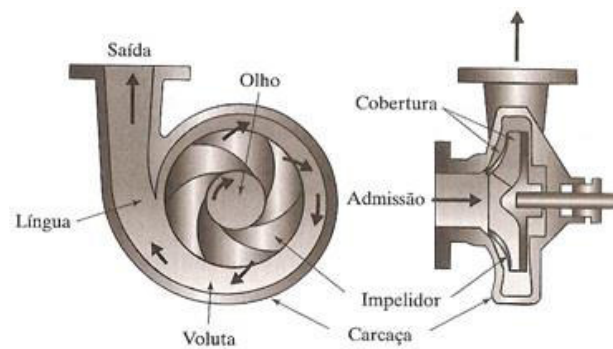


Fonte: Adaptado de ALMEIDA, 2015.

### 2.2.1 Bombas radiais

As bombas centrífugas radiais transferem ao fluido energia cinética, através das forças centrífugas impelidas pelo rotor como ilustra a Figura 2.5. O fluido entra na carcaça da bomba de modo axial e, em seguida, dirige-se em movimento radial em direção a descarga da bomba. Estas bombas desenvolvem altas pressões e são indicadas para sistemas que necessitam de baixas vazões.

Figura 2.5 – Bomba centrífuga radial

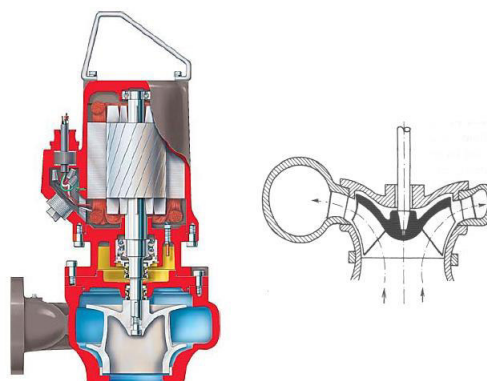


Fonte: IGNÁCIO, 2016.

### 2.2.2 Bombas de fluxo misto

As bombas de fluxo misto são aquelas que apresentam características tanto de bombas radiais como de bombas axiais, ou seja, as forças que atua no fluido são tanto de arraste como centrífuga. São ideais para sistemas que necessitam de vazão elevada e com altura de elevação relativamente baixa. A Figura 2.6 ilustra um exemplo de bomba de fluxo misto.

Figura 2.6 – Bombas de fluxo misto

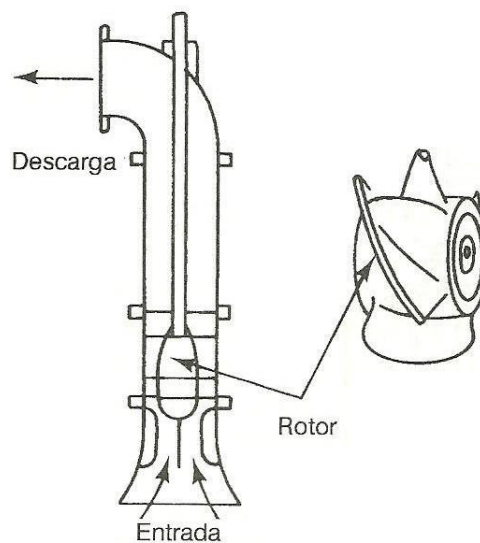


Fonte: HORTA, 2016.

### 2.2.3 Bombas de fluxo axial

As bombas de fluxo axial transferem a energia ao fluido bombeado por ação de forças puramente de arraste. Nestas bombas o fluído entra paralelamente ao eixo e se movimenta em hélices cilíndricas até a descarga da bomba como ilustra a Figura 2.7. A bomba estudada neste projeto é do tipo vertical e com rotor axial como mostra a Figura 2.7.

Figura 2.7 – Bomba de fluxo axial



Fonte: HORTA, 2016.

## 2.3 Curvas de desempenho

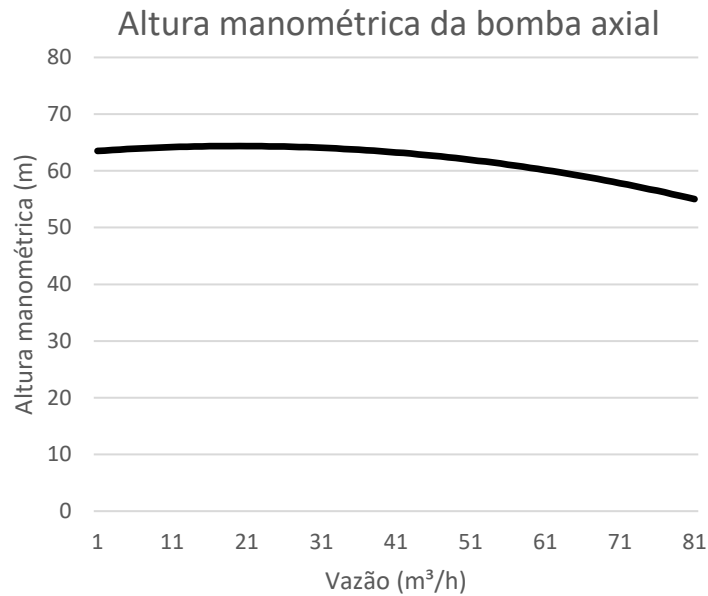
### 2.3.1 Curvas da bomba

As curvas de desempenho das bombas são determinadas experimentalmente e são fornecidas pelos fabricantes. São essenciais para a determinação do ponto de trabalho em que a bomba deve operar no sistema. As Figuras 2.8 e 2.9 mostram as curvas de desempenho da bomba em estudo traçadas utilizando o método descrito no ítem 5.2 deste trabalho.

A curva de desempenho carga (H) x vazão (Q) da Figura 2.8 mostra a capacidade de carga da bomba axial em estudo em função da vazão em que opera.

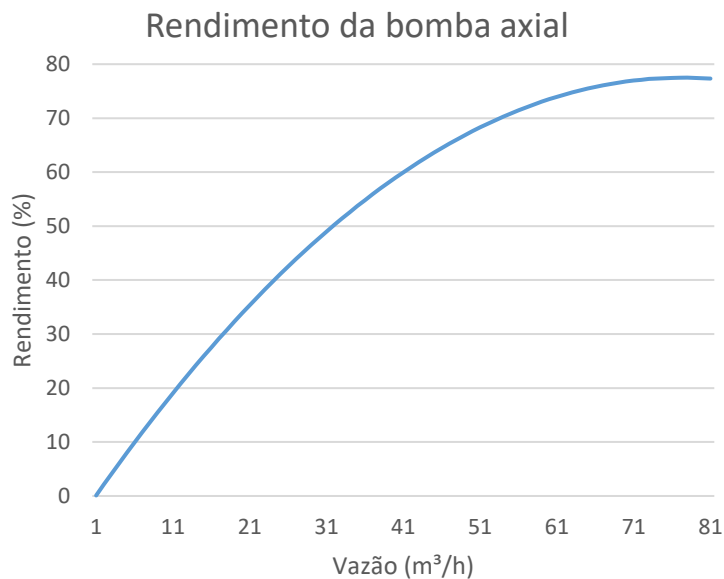


Figura 2.8 – Curva Altura manométrica (H) x Vazão (Q) da bomba axial em estudo



Fonte: Elaborado pelo autor.

Outra curva de desempenho que é necessária para definir o ponto de trabalho da bomba no sistema é a curva de rendimento total ( $\eta$ ) x vazão (Q) demonstrada na Figura 2.9. O APÊNDICE B apresenta a curva característica experimental de rendimento e altura manométrica em relação a vazão dada pelo fabricante da bomba em estudo.

Figura 2.9 – Curva Rendimento ( $\eta$ ) x Vazão (Q) da Bomba axial em estudo

Fonte: Elaborado pelo autor.

### 2.3.2 Curvas do sistema

Para determinar o ponto de trabalho de uma bomba em um sistema, também é necessário definir qual a carga que o sistema solicita da bomba em função da vazão bombeada. A altura estática ( $H_e$ ) é a parcela de carga solicitada pelo sistema que não varia com a modificação da vazão. A equação utilizada para o cálculo da altura estática do sistema estudado está representada na Equação 2.1. (Mattos, 1998).

$$H_e = \left( \frac{P_d - P_s}{\Gamma} \right) \quad (2.1)$$

Sendo:

$H_e$ : Altura estática (m);

$P_d$ : Pressão de descarga da bomba (kgf/m<sup>2</sup>);

$P_s$ : Pressão de sucção da bomba (kgf/m<sup>2</sup>);

$\Gamma$ : Peso específico do fluido bombeado (kgf/m<sup>3</sup>);

A altura dinâmica ( $H_d$ ) representa a parcela de carga que o sistema solicita a bomba que varia com a vazão. Pode ser representada pela equação 2.2 (Carlson, 2000).

$$H_d = k \times Q^2 \quad (2.2)$$

Sendo:

$H_d$ : Altura dinâmica (m);

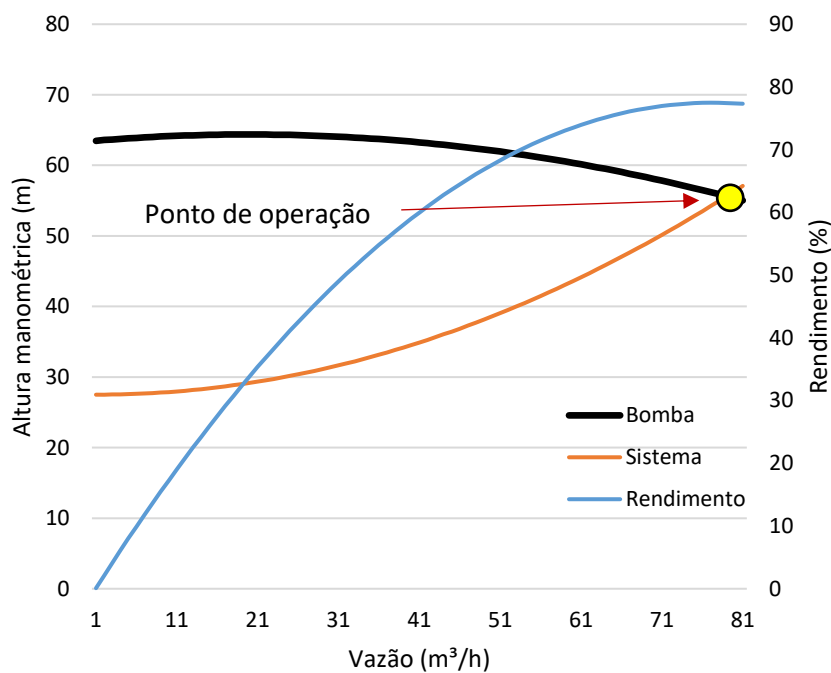
$K$ : Constante de proporcionalidade (h<sup>2</sup>/ m<sup>5</sup>);

$Q$ : Vazão da bomba (m<sup>3</sup>/h).

### 2.3.3 Ponto de operação de um sistema.

Se forem juntas as curvas de desempenho da bomba e a curva da altura manométrica do sistema existirá um ponto de interseção que é chamado de ponto de operação normal de trabalho, conforme ilustrado na Figura 2.10.

Figura 2.10 – Ponto de operação normal de trabalho de um sistema de bombeamento



Fonte: Elaborado pelo autor.

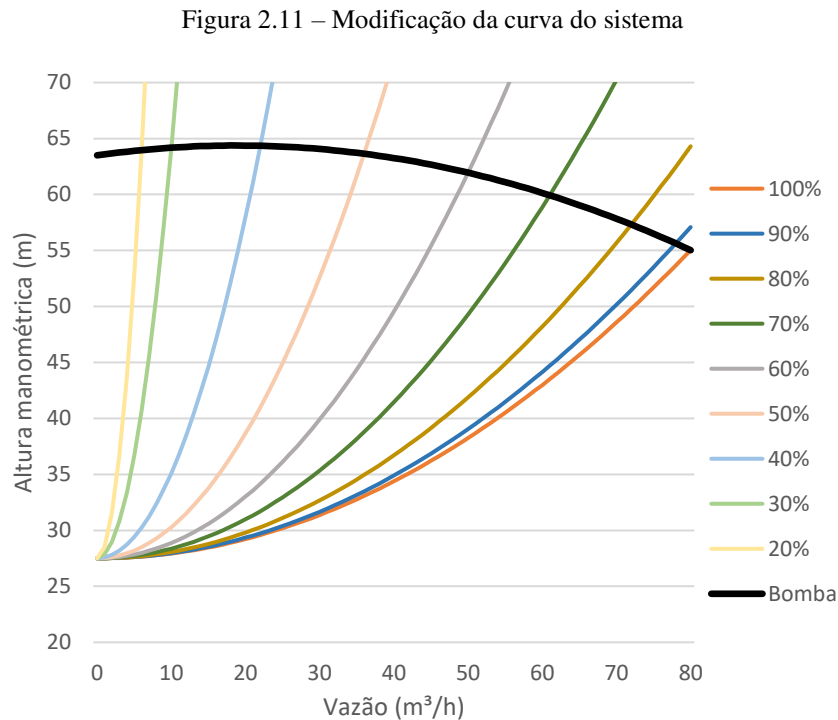
Analisando a Figura 2.10, no cruzamento das curvas de altura manométrica do sistema com altura manométrica da bomba encontra-se o ponto de operação, e para esse ponto de operação tem-se vazão de operação, altura manométrica e o rendimento da bomba.

### 2.3.4 Modificação do ponto de operação.

Na indústria a variação de vazão de uma bomba é essencial para especificação de produtos ou adequação de fluidos utilizados no processo. Por isso a variação do ponto de operação de uma bomba no sistema se torna necessária.

A modificação do ponto de operação de uma bomba no sistema pode ser obtida através dos seguintes procedimentos: variação da curva do sistema, variação da curva da bomba ou recirculação do fluido.

Para modificar a curva do sistema, usualmente, é utilizado o estrangulamento parcial de uma válvula, provocando a diminuição da vazão da bomba. A Figura 2.11 mostra as curvas do sistema geradas pela a variação da abertura da válvula de controle de 100% até 20%. As outras variáveis que influenciam na modificação da curva do sistema, como natureza do líquido bombeado, temperatura do fluido e nível dos reservatórios são inviáveis num processo industrial ou provocam uma variação desprezível no sistema estudado.

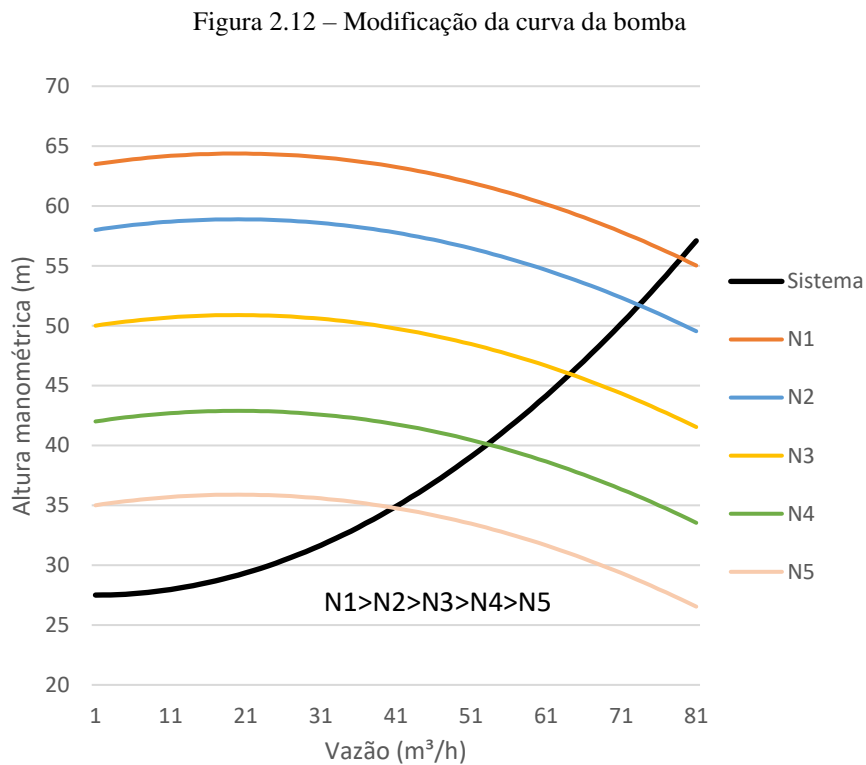


Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando o gráfico da Figura 2.11, percebe-se que a medida que se restringe mais a abertura da válvula, ou seja, a medida que se reduz a vazão, a altura manométrica da bomba aumenta, conseqüentemente, o consumo de energia também aumenta, demonstrando a grande desvantagem no ponto de vista energético deste sistema.

Várias variáveis têm influência nas características do desempenho da bomba no sistema entre elas: Rotação do eixo, diâmetro externo do impelidor, massa específica do fluido e

viscosidade do fluido. Estas características quando alteradas modificam os valores de vazão (Q) e altura manométrica (H) da bomba. O método que é usualmente utilizado para o controle de vazão da bomba é o de variação da rotação da bomba (N) como mostra a Figura 2.12, pois a modificação das outras variáveis num processo industrial se torna inviável. (Matos, 1998). A Equação 5.13 mostra a relação entre a de rotação (N) e a vazão (Q) e a Equação 2.3 entre a rotação (N) e a altura manométrica (H), utilizando as leis de semelhança. (MATOS, 1998).



Fonte: Elaborado pelo autor.

$$\left(\frac{H2}{H1}\right) = \left(\frac{n2}{n1}\right)^2 \quad (2.3)$$

Sendo:

H1, H2: Altura manométrica antes da variação da rotação e depois da variação da rotação, respectivamente (m);

n1, n2: Rotação inicial e rotação final, respectivamente (rpm).

A Figura 2.12 ilustra as diferentes curvas de bomba gerada pela variação da rotação  $N$  do eixo, gerando diferentes pontos de operação. Quanto menor a rotação, menor a vazão da bomba segundo as Leis de semelhanças da Equação 2.3. Analisando a Figura 2.12 percebe-se que quanto menor a vazão do sistema, menor a altura manométrica exercida pela bomba, ou seja, menor a potência consumida pela bomba, conseqüentemente menor a energia elétrica consumida pelo motor.

Por este motivo que a aplicação do inversor de frequência no lugar da válvula de estrangulamento para o controle de vazão se torna mais eficiente, pois para uma mesma vazão o motor consome menos energia com o variador de velocidade.

## **2.4 Controle de vazão**

Os métodos de modificação do ponto de operação de uma bomba que foram estudados neste projeto são estrangulamento parcial de uma válvula na descarga da bomba que modifica a curva do sistema e a variação da rotação da bomba que modifica a curva da bomba. Estes dois métodos têm como principal objetivo a variação da vazão de um fluido em um processo industrial.

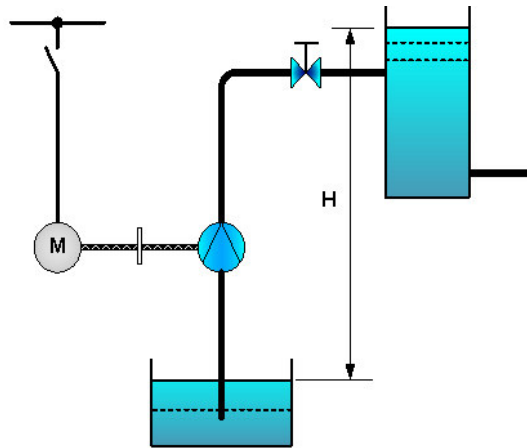
Nos processos industriais a variação de vazão dos fluidos é necessária para a especificação dos produtos finais. O método de variação de vazão do fluido processado utilizado na indústria nem sempre é o mais eficiente, devido à obsolescência das plantas, à falta de tecnologia para o aumento da eficiência ou ao alto custo de implantação da mesma.

### ***2.4.1 Controle de vazão por estrangulamento da linha de descarga da bomba.***

Para variação de vazão dos fluidos, o método mais utilizado consiste na variação da perda de carga nas linhas. A configuração deste tipo de controle está representada na Figura 2.13, consiste na instalação de uma válvula de estrangulamento na linha de descarga da bomba que irá restringir a passagem do fluido e modificar a vazão do sistema dependendo da abertura desta válvula.

Este tipo de controle apresenta baixa eficiência em relação ao uso de variadores de velocidade nas bombas. (Kawaphara, 2008). Este método modifica a curva do sistema, modificando o ponto de operação da bomba conforme mostra a Figura 2.11.

Figura 2.13 – Configuração de um sistema de controle de vazão por válvula de estrangulamento



Fonte: SCHMIDLIN JÚNIOR, 2007.

As desvantagens deste sistema é que com este estrangulamento, há um aumento da pressão da linha e um aumento da vibração da bomba, podendo danificar os mancais da bomba e provocar sobreaquecimento na mesma. (MATOS, 1998).

As válvulas de estrangulamento podem ser do tipo manual, que necessitam de um operador em campo para o manuseio desta sendo a forma mais barata, mas inviável se a variação de vazão for constantemente necessária.

As válvulas aplicadas em sistemas que necessitam de uma maior frequência de modificação de vazão são as válvulas de controle pneumáticas conforme Figura 2.14. Elas possuem um posicionador que recebe sinal de comando do controlador, o posicionador irá monitorar a abertura e o fechamento da válvula atuando de forma pneumática no atuador. A Figura 2.15 ilustra os principais componentes de uma válvula de controle pneumática.

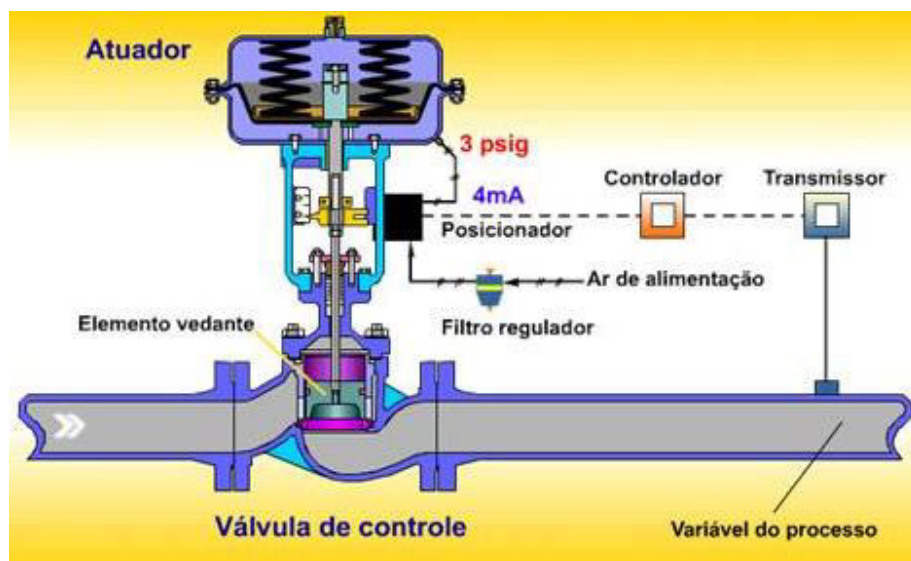
Figura 2.14 – Válvula de controle pneumática



Fonte: Distribuidora VMBRASIL ENGENHARIA, 2016.

A malha de controle de vazão consiste em um transmissor de vazão que envia sinal ao controlador que irá comparar o valor de vazão requerida pelo sistema supervisório com o medido pelo transmissor, transmitindo um sinal para o posicionador da válvula de controle que irá aliviar ou restringir o fluxo do fluido do processo. Esta malha de controle é ilustrada na Figura 2.15.

Figura 2.15 – Ilustração representando uma malha de controle de vazão com válvula pneumática



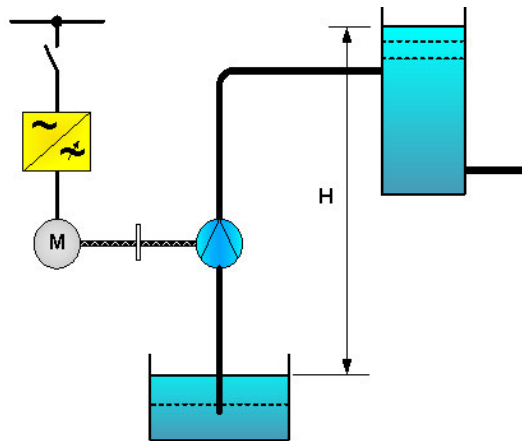
Fonte: SMAR, 2016.



### 2.4.2 Controle de vazão por variação da rotação da bomba.

O outro método a ser estudado para controle de vazão consiste na variação da rotação do motor acoplado a bomba ocasionando uma alteração da vazão da bomba na proporção demonstrada nas leis de semelhança conforme a Equação 2.3. A configuração deste sistema é representada na Figura 2.16 e consiste na instalação de um inversor de frequência, representado na Figura 2.17, na alimentação do motor elétrico acoplado a bomba.

Figura 2.16 – Configuração de um sistema de controle de vazão por inversor de frequência



Fonte: SCHMIDLIN JÚNIOR, 2007.

Figura 2.17 – Inversor de frequência

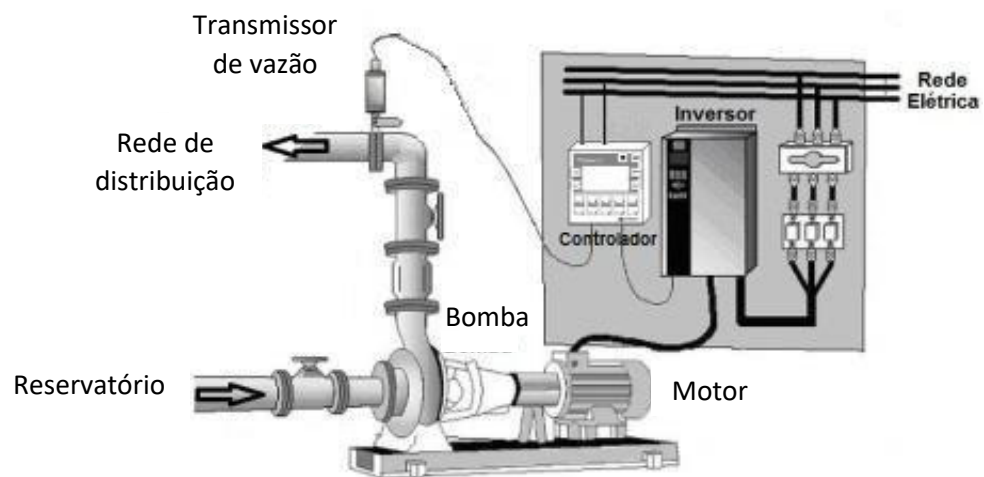


Fonte: WEG. Inversor de frequência modelo CFW09.

Foi verificado experimentalmente (Kawaphara, 2008) que, dependendo das características do sistema, o uso de inversores de frequência em vez de válvulas de controle para a variação da vazão de um fluido pode apresentar uma economia de até 80% de energia elétrica, além de outros benefícios como o aumento da confiabilidade do conjunto moto-bomba (Sousa, 2012).

A malha de controle de vazão de um sistema por inversor de frequência está representada na Figura 2.18 e consiste em um transmissor de vazão que envia sinal para o controlador que irá comparar o valor de vazão requerido pelo supervisor com o medido pelo transmissor. Este controlador transmitirá um sinal para o variador de velocidade que irá atuar aumentando ou diminuindo a frequência de alimentação e, conseqüentemente, a rotação do motor que aciona a bomba, alterando a vazão do fluido.

Figura 2.18 – Ilustração representando a malha de controle com inversor de frequência



Fonte: Adaptada de SMAR, 2016.

A variação de frequência de alimentação do motor provocada pelo variador de velocidade altera diretamente na rotação do motor conforme Equação 2.4. Essa modificação da rotação provoca uma variação diretamente proporcional na potência elétrica fornecida ao motor, conforme Equação 2.5. (Eletrobrás, 2009).

$$n = \left( \frac{120 \cdot f}{p} \right) \cdot (1 - s) \quad (2.4)$$

Sendo:

n: Velocidade do eixo do motor (rpm);

p: Número de polos do motor;

f: Frequência de alimentação do motor (Hz);

s: Escorregamento do motor.

$$P_{ele} = \frac{n \cdot C}{k_e} \quad (2.5)$$

Sendo:

$P_{ele}$ : Potência elétrica fornecida ao motor (W);

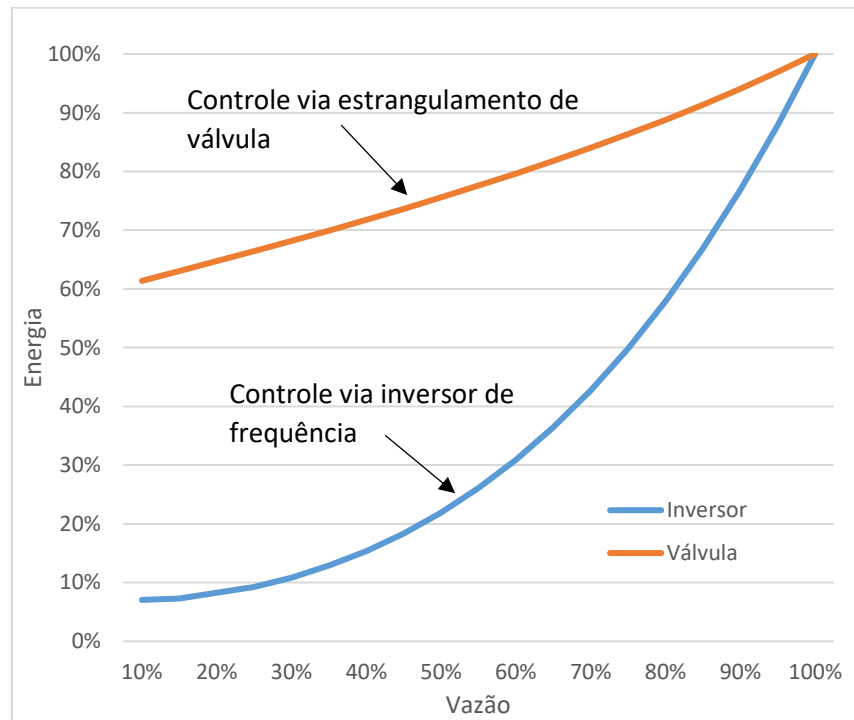
n: Rotação do eixo do motor (rpm);

C: Conjugado do motor (N/m);

$k_e$ : Constante de proporcionalidade.

Analisando as equações 2.4 e 2.5, percebe-se que com a diminuição da frequência e consequente diminuição da rotação do eixo do motor tem-se uma diminuição da potência que é fornecida ao motor. Esta é a grande vantagem do método de utilização do inversor de frequência para variação da vazão de um sistema, pois com vazões menores o motor consome bem menos energia que o método de variação de vazão com válvula de estrangulamento, conforme é ilustrado no gráfico da Figura 2.19, (KAWAPHARA, 2008).

Figura 2.19 – Comparação do consumo de energia percentual em relação a variação de vazão do sistema para os dois métodos estudados



Fonte: Elaborado pelo autor.

## CAPÍTULO 3 - ANÁLISE DO SISTEMA ATUAL

### 3.1 Descrição da planta industrial

A água industrial utilizada para a produção de vapor nas caldeiras da unidade de refino de petróleo estudada é inteiramente captada dos poços profundos espalhados pela planta. Esta água é armazenada na piscina de água bruta que fica embaixo da estação de tratamento de água de caldeira. A água da piscina é bombeada para o vaso F-418, onde passa por um processo de abrandamento no qual são retirados os sais de cálcio e magnésio contidos na água bruta pela resina catiônica presente dentro do vaso. Em seguida a “água abrandada” segue para armazenamento no tanque de água de caldeira F-345. Todo esse processo está representado na Figura 3.1.

O bombeio dessa água é realizado pelas bombas de fluxo axial J-609 A/B, de mesmo modelo e arrançadas em paralelo. O sistema opera com apenas uma bomba por vez, sendo a outra reserva da que está operando. No caso de falha ou de necessidade de manutenção da bomba principal, a bomba reserva é posta em operação.

O conjunto moto-bomba J-609 é constituído por um motor de indução trifásico e uma bomba de fluxo axial de 3 estágios. Os dados de fábrica da bomba e do motor estão resumidos na Tabela 3.1 e as folha de dados são apresentadas no Apêndice A e B.

Tabela 3.1 – Dados de fábrica da bomba e do motor do conjunto J-609 A/B

Folha de dados da bomba		Folha de dados do motor de indução trifásico	
Modelo	KSB Turbina B 7B/3	Modelo	WEG rotor gaiola 160 m
Vazão nominal	80 m <sup>3</sup> /h	Potência	25 CV
Altura Manométrica máxima	65+0,9 m	Tensão / Frequência	480V / 60Hz
Rotação	3480 RPM	Rotação	3520 RPM
Rendimento	77,5%	Corrente Nominal	28 A
Potência no eixo	22,6 CV	Fator de serviço	1,15

O fator de potência e o rendimento do motor para diferentes valores de carregamento é apresentado na Tabela 3.2.

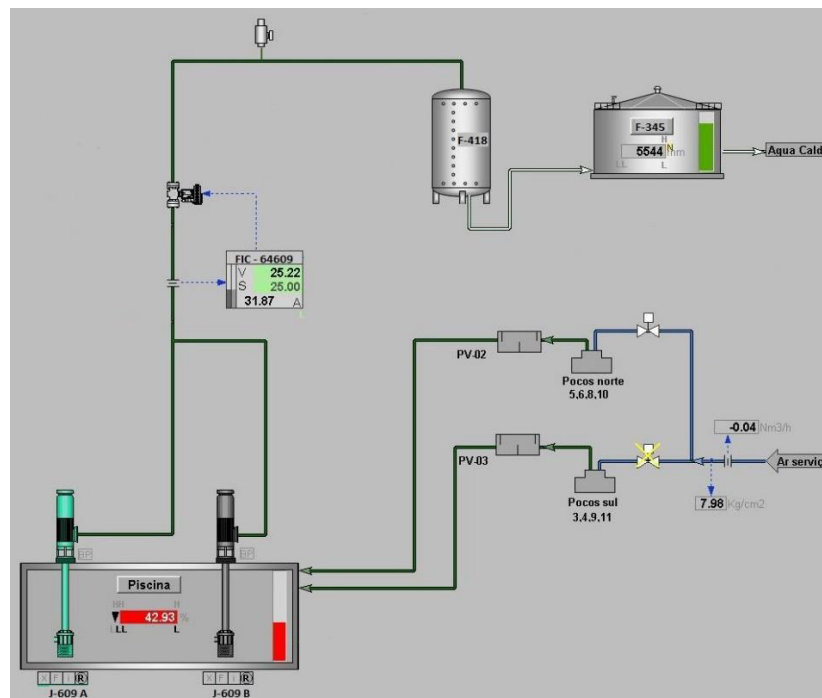
Tabela 3.2 – Valores de rendimento e fator de potência do motor

Carregamento	100%	75%	50%
Fator de potência	0,9	0,84	0,86
Rendimento	88	85,5	83,4

### 3.2 Descrição do controle do sistema atual

Atualmente o controle da vazão dessas bombas é efetuado por uma malha de controle de vazão que atua na válvula de controle que fica na descarga das bombas. O técnico de operação responsável pela operação da estação de tratamento supervisiona de forma remota através da tela do supervisório ilustrada na Figura 3.1, o nível do F-345 (tanque de água para caldeira) e o nível da piscina alterando o “set” para um valor de vazão que se adeque ao sistema para que não caia o nível da piscina e nem caia o nível do F-345. A vazão de bombeio varia em torno de 40m<sup>3</sup>/h.

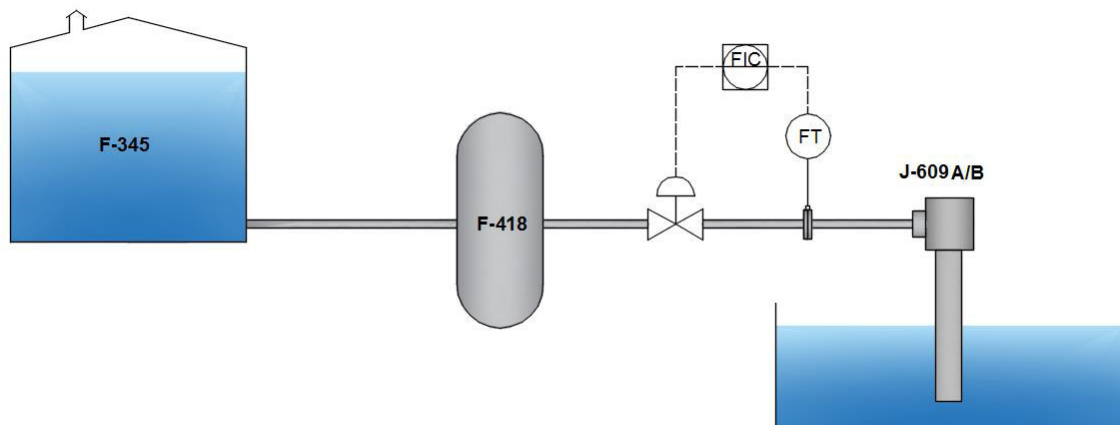
Figura 3.1 – Tela de controle da estação de tratamento de água



Fonte: Elaborado pelo autor.

A figura 3.2 mostra a malha de controle do sistema atual, composta pelo controlador “FIC” que recebe sinal do transmissor de vazão da descarga da bomba “FT” e atua na abertura e fechamento da válvula de controle

Figura 3.2 – Malha de controle do sistema atual



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 3.3 Tempo médio entre falhas do sistema atual.

Para a variação de vazão da bomba a válvula de controle restringe ou libera a passagem do fluido bombeado. Esta restrição provocada pelo estrangulamento da válvula representa perdas de energia no sistema, pois parte da energia hidráulica que a bomba fornece ao fluido é dissipada pela perda de carga provocada pela válvula.

Esta perda de carga provoca vibração, turbulência, calor e esforços excessivos nos mancais, atuando com um agente destrutivo da bomba, provocando um aumento na periodicidade de manutenção dos equipamentos envolvidos.

A Tabela 3.3 mostra as intervenções realizadas pela a equipe de manutenção nas bombas J-609 A/B. Ao analisar a Tabela 3.3 percebe-se que a maioria das razões para as intervenções são por vibração excessiva nas bombas, problema este diretamente ligado ao método de controle de vazão utilizado atualmente.

Tabela 3.3 – Intervenções efetuadas nas bombas J-609 A/B

Período	J-609 A	J-609 B
Maio/2009	-	Vibração excessiva
Junho/2011	Vibração excessiva	-
Abril/2012	-	Não apresenta vazão
Janeiro/2013	Baixa Vazão	-
Junho/2013	-	Vibração excessiva
Maio/2014	Vibração excessiva	-
Agosto/2015	-	Vibração excessiva
Novembro/2015	Baixa Vazão	-

O MTBF ("*Mean Time Between Failures*") é o tempo médio entre falhas de um equipamento. Analisando a Tabela 3.3 percebe-se que o MTBF das bombas J-609 A/B no sistema atual é de apenas 10 meses. Este valor serve para indicar a confiabilidade de um equipamento, quanto maior o MTBF mais confiável é o equipamento e é utilizado no capítulo 5 para calcular a redução do custo com manutenção com a implementação de inversores de frequência nas bombas J-609 A/B.

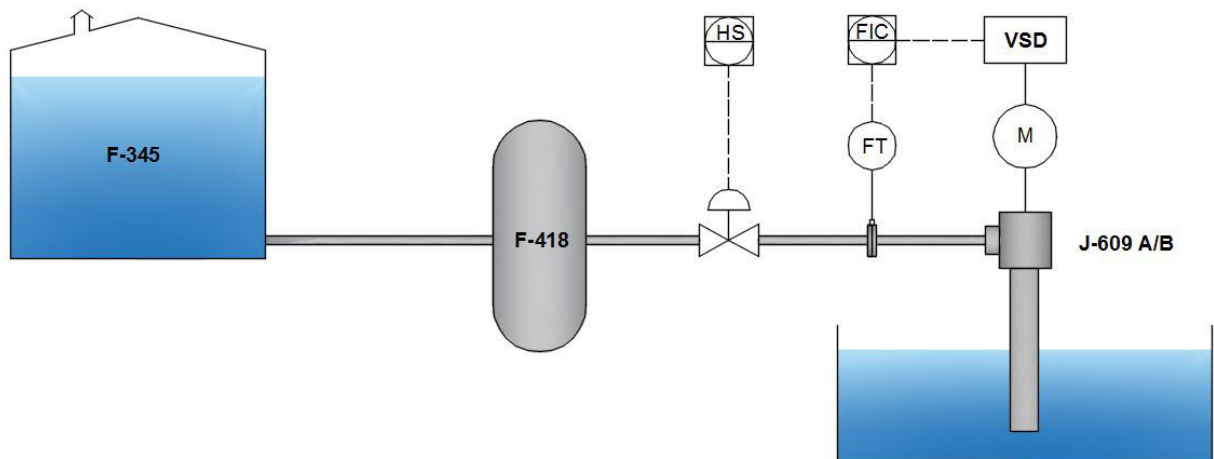


## CAPÍTULO 4 - ANÁLISE DO SISTEMA PROPOSTO

### 4.1 Descrição do controle do sistema proposto

Com a instalação de um inversor de frequência na alimentação do motor de cada conjunto J-609 a malha de controle de vazão atuará no variador de velocidade, representado pelo símbolo VSD, e não mais na válvula como mostra a Figura 4.1. A válvula de controle permanecerá no local e um controlador de abertura “HS” servirá para modificar o estrangulamento desta, para o caso de controle de vazão, ela permanecerá com 100% de abertura.

Figura 4.1 – Malha de controle de vazão com inversor de frequência



Fonte: Elaborado pelo autor.

A localização do painel de alimentação da bomba é na mesma subestação onde está localizado o CLP, facilitando a passagem do cabo e diminuindo os custos com instalação da comunicação entre o inversor e o CLP.

### 4.2 Considerações para o uso de inversores de frequência para controle de vazão

A maioria dos inversores de frequência alimentam o motor elétrico através de modulação senoidal da tensão PWM, com uma corrente com forma de onda similar a senoidal, mas com frequência e tensão variáveis alterando a rotação do motor, como visto na equação

2.4. Como os motores dos conjuntos J-609 A/B são projetados para trabalharem com frequência fixa de 60 Hz, estas modificações na forma de onda da tensão e na frequência provocam algumas consequências no equipamento e nas instalações que devem ser consideradas.

#### ***4.2.1 Distorção harmônica na rede elétrica***

A utilização de inversores de frequência adiciona componentes harmônicas no sistema que prejudicam a operação de outros equipamentos ligados a rede elétrica, pois distorcem a forma de onda de tensão e corrente da rede. Esta distorção provoca sobreaquecimento de transformadores, redução do conjugado de motores, redução da vida útil de capacitores e mal funcionamento de sistemas de proteção. A norma IEEE N-519 estabelece que a distorção harmônica total na rede não deve exceder 5%, para aplicações normais. Deste modo, na especificação de inversores deve ser considerada uma solução que atenda às recomendações desta norma.

A solução a ser utilizada para a implementação do sistema proposto é a aplicação de filtros harmônicos passivos, pois possuem um baixo custo de implementação e atendem no tratamento de harmônicas de inversores do porte que será utilizado no controle de vazão das bombas J-609.

Filtros harmônicos passivos são equipamentos que combinam em diversas topologias elementos como indutores e capacitores. São projetados no intuito de oferecer uma baixa impedância para determinadas correntes harmônicas, “drenando-as”. Foi previsto no orçamento do inversor a ser utilizado no sistema proposto, filtro passivo com elementos indutores e capacitores especificados para o sistema em que será instalado.

#### ***4.2.2 Redução da ventilação do motor quando operando com baixa rotação.***

A ventoinha do motor é o equipamento responsável pela circulação de ar para ventilar o motor em operação. Quando a rotação é reduzida, com a aplicação do inversor de frequência, a ventilação do motor fica prejudicada, podendo provocar desgastes prematuros nos seus componentes. Um monitoramento constante da temperatura do motor deve ser realizado após a

implementação do projeto para identificar a necessidade ou não de instalação de um sistema de ventilação independente para solucionar possíveis problemas com sobretemperatura.

#### ***4.2.3 Danos a isolação do motor devido à picos de tensão***

Devido à natureza pulsante da modulação PWM dos inversores para a formação da onda senoidal, ocorre um efeito indesejado que é a sobreposição de ondas, provocando picos de tensão que podem danificar o isolamento do motor.

Para um motor operar com inversor de frequência seu isolamento deve possuir no mínimo classe de isolação F. A tabela 4.1 mostra as classes de isolamento existentes e a temperatura que cada classe suporta. O motor do conjunto J-609 possui classe de isolação F, permitindo a sua utilização com inversor de frequência.

Tabela 4.1 – Classes de isolamento

Classe de isolamento	Temperatura máxima
A	105°
E	120°
B	130°
F	155°
H	180°

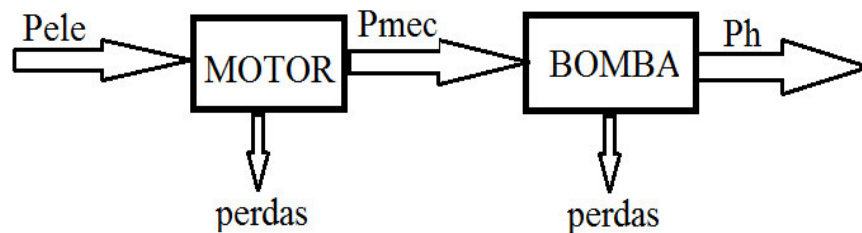
#### ***4.2.4 Desgaste no mancal do motor devido às correntes parasitas.***

A alta frequência de pulsação para a formação da onda senoidal pelo inversor de frequência provoca o aumento das correntes parasitas no rotor. Estas correntes escoam pelos mancais do motor, provocando o desgaste prematuro destes componentes. Motores que operam com inversores de frequência devem possuir mancais especiais que reduzem o fluxo de correntes parasitas, aumentando a vida útil da peça. A equipe de manutenção da indústria fará a troca dos mancais existentes por mancais especiais isolantes, condicionando o motor para operar com o conversor de frequência. O custo adicional desta troca não foi considerado no valor total do projeto, mas pode ser absorvido pelo valor de contingencia que foi calculado pensando em custos adicionais não planejados. (BRITO, 2011).

## CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 Cálculo do consumo energético a partir das potências envolvidas.

Figura 5.1 – Diagrama da distribuição das potências no conjunto moto-bomba



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 5.1 demonstra a distribuição das potências no conjunto moto-bomba. A potência hidráulica ( $P_h$ ) é a potência que a bomba entrega ao fluido bombeado, a potência mecânica ( $P_{mec}$ ) é a potência que o motor entrega a bomba e a potência elétrica ( $P_{ele}$ ) é a potência que a alimentação do motor entrega ao motor elétrico.

Para determinar o consumo energético do sistema atual o cálculo destas potências se torna necessário começar pela potência hidráulica, pois pode-se calcular o valor da altura manométrica exigida pelo sistema utilizando os cálculos apresentados

#### a) Cálculo da potência hidráulica fornecida ao fluido pela bomba

A Equação 5.1 define o valor da potência hidráulica em função em função da altura manométrica ( $H$ ), peso específico do fluido ( $\Gamma$ ) e vazão do fluido bombeado.

$$P_h = \frac{H \cdot \Gamma \cdot Q}{3600} \quad (5.1)$$

Sendo:

$P_h$  - Potência hidráulica que a bomba fornece ao fluido (W);

$H$  – Altura manométrica total da bomba (m);

$Q$  – Vazão do fluido bombeado ( $m^3/h$ );

$\Gamma$  – Peso específico do fluido (kgf/m<sup>3</sup>).

b) Cálculo da potência mecânica fornecida à bomba pelo motor.

A Equação 5.2 define o valor da potência mecânica em função da potência hidráulica (Ph) e do Rendimento da bomba ( $\eta_b$ ).

$$P_{mec} = \frac{Ph}{\eta_b} \quad (5.2)$$

Sendo:

$P_{mec}$  – Potência mecânica fornecida a bomba (W);

Ph – Potência hidráulica fornecida ao fluido (W);

$\eta_b$  – Rendimento da bomba.

c) Cálculo da potência elétrica fornecida ao motor pela rede de alimentação.

A Equação 5.3 define o valor da potência elétrica (Pele) que a rede de alimentação fornece ao motor em função da potência mecânica ( $P_{mec}$ ) e do rendimento do motor ( $\eta_m$ ).

$$P_{ele} = \frac{P_{mec}}{\eta_m} \quad (5.3)$$

Sendo:

Pele – Potência elétrica fornecida ao motor (W);

$P_{mec}$  – Potência mecânica fornecida à bomba (W);

$\eta_m$  – Rendimento do motor.

O consumo total de energia pode ser definido como o somatório dos valores de potência elétrica para cada faixa de vazão medida multiplicados pela quantidade de tempo que opera nessa faixa de vazão como demonstra a Equação 5.4.

$$E = \sum_{i=1}^n P_{ele}(i) \cdot \Delta t(i) \quad (5.4)$$

Sendo:

E: Energia total consumida pelo sistema (kwh);

Pele: Potência elétrica fornecida ao motor (W);

$\Delta t$ : Intervalo de tempo em que foi fornecida Pele (h).

## 5.2. Cálculo dos parâmetros necessários para obtenção do consumo energético do sistema atual.

### 5.2.1 Altura manométrica e rendimento da bomba no sistema atual.

Para obtenção do valor de potência hidráulica entregue ao fluido é necessário o cálculo dos valores da altura manométrica da bomba e para obtenção do valor de potência mecânica entregue ao motor é necessário o cálculo dos valores de rendimento da bomba no sistema atual em relação a vazão do fluido bombeado.

Embora a curva da altura manométrica da bomba em relação a vazão na Figura 2.8 seja obtida de forma experimental pelo fabricante e apresentada na folha de dados da bomba, ela pode ser modelada pela Equação 5.5 (Carlson, 2000).

$$H = a1 \cdot Q^2 + b1 \cdot Q + c1 \quad (5.5)$$

Sendo:

H: Altura manométrica da bomba (m);

Q: Vazão do fluido bombeado (m<sup>3</sup>/h);

a1, b1 e c1: Coeficientes de equivalência;

A determinação da curva do rendimento da bomba em relação a vazão na Figura 2.9 também é fornecida pelo fabricante e obtida de forma experimental, mas também pode ser modelada por uma equação do segundo grau representada pela Equação 5.6.

$$\eta_b = a_2 \cdot Q^2 + b_2 \cdot Q + c_2 \quad (5.6)$$

Sendo:

$\eta_b$ : Rendimento da bomba;

Q: Vazão do fluido bombeado (m<sup>3</sup>/h);

a<sub>2</sub>, b<sub>2</sub> e c<sub>2</sub>: Coeficientes de equivalência;

Para determinar os coeficientes “a”, “b” e “c” das equações de rendimento e da altura manométrica da bomba, foram coletados pontos na curva experimental da bomba oferecida pelo fabricante e através da ferramenta gráfica do Microsoft Excel foi traçada a curva experimental e obtida a curva de tendência de segundo grau. A Figura 5.2 mostra como é apresentada a curva experimental de uma bomba na folha de dados do fabricante para diferentes diâmetros do rotor da bomba. O apêndice C apresenta a curva de rendimento e altura manométrica da bomba em estudo presente no manual do fabricante. A Figura 5.3 representa a curva modelada a partir da experimental utilizando as Equações 5.5 e 5.6.

Figura 5.2 – Curva experimental de rendimento e altura manométrica da bomba

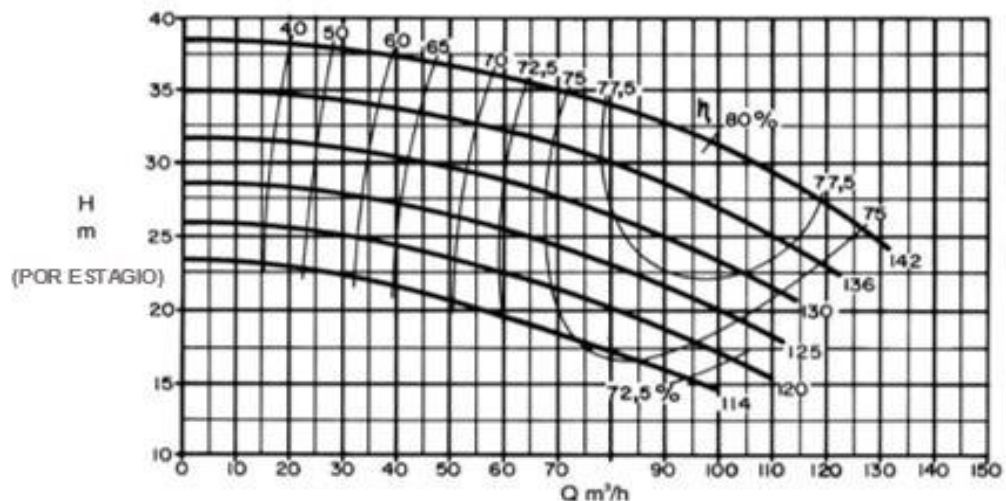
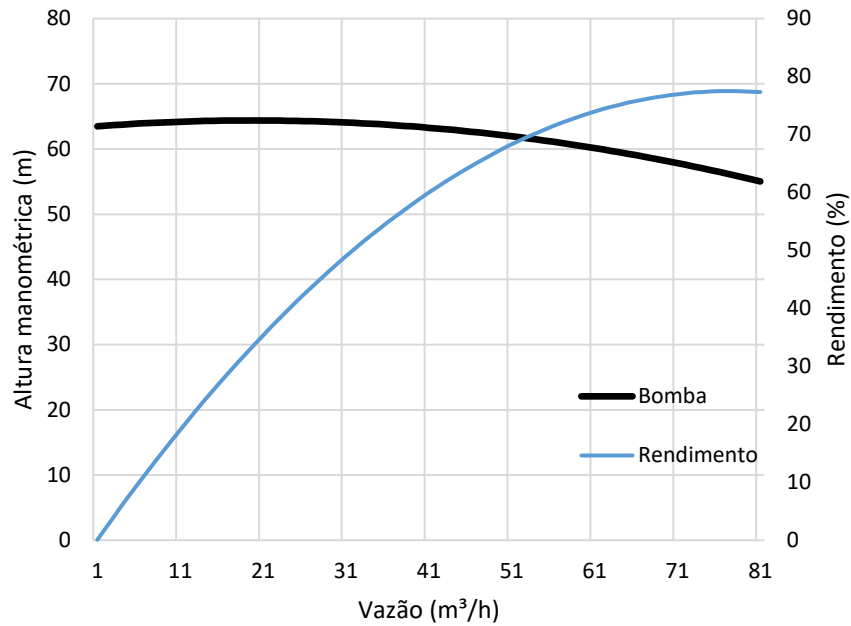


Figura 5.3 – Curva de altura manométrica e de rendimento da bomba modeladas



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 5.2.2 Rendimento do motor para rotação constante.

Para obtenção da potência elétrica entregue ao motor é necessário calcular o rendimento do motor no sistema atual com rotação constante e para os diferentes valores de vazão da bomba.

Para ocorrer a variação de vazão com estrangulamento da válvula de controle, ocorre a variação da potência mecânica fornecida pelo motor à bomba, conseqüentemente, o carregamento do motor também varia de acordo com a Equação 5.7. Com a variação do carregamento o rendimento do motor também é modificado. A Equação 5.8 mostra que uma curva exponencial pode ser uma representação aproximada para a curva de rendimento de um motor em função do seu carregamento e dos valores de rendimento fornecidos pelo fabricante (GARCIA, 2003). A figura 5.4 representa a curva de rendimento do motor na rotação nominal utilizando as Equações 5.7 e 5.8.

$$\gamma = \frac{P_{mec}}{P_n} \quad (5.7)$$

Sendo:

$\gamma$ : Carregamento do motor;



$P_{mec}$ : Potência mecânica fornecida pelo motor à bomba (W);

$P_n$ : Potência nominal do motor (W).

$$\eta_m = A \cdot (1 - e^{-a \cdot \gamma}) \quad (5.8)$$

Sendo:

$\eta_m$ : Rendimento do motor;

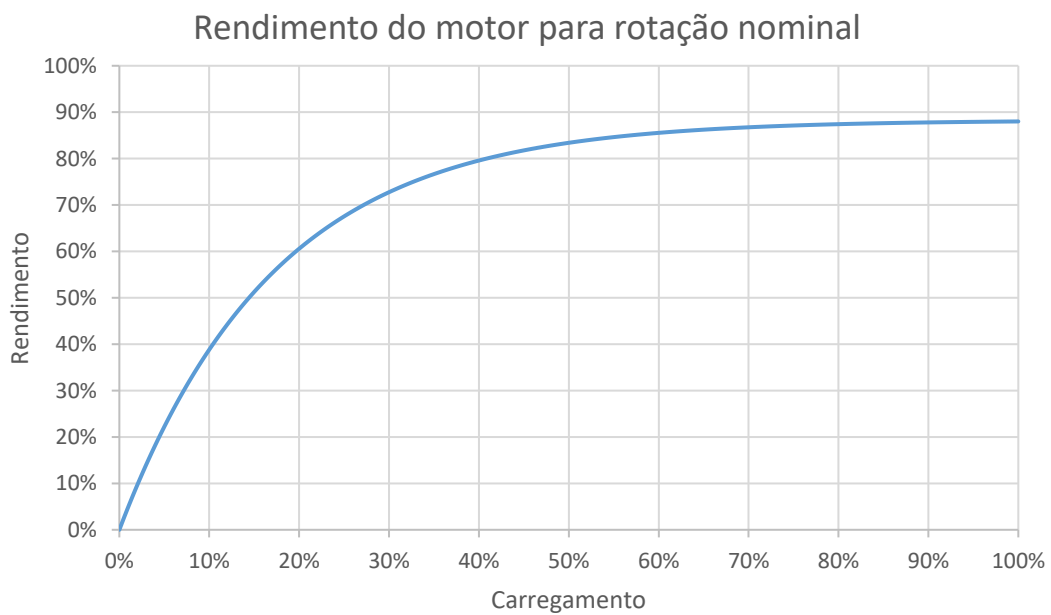
$$A = \frac{\eta_{50}^2}{2 \cdot \eta_{50} - \eta_{100}} \quad (5.9);$$

$$a = -\ln\left(1 - \frac{\eta_{100}}{A}\right) \quad (5.10);$$

$\eta_{50}$ : Rendimento do motor com 50% de carregamento;

$\eta_{100}$ : Rendimento do motor com 100% de carregamento.

Figura 5.4 – Curva de rendimento do motor em relação ao carregamento



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 5.3. Cálculo dos parâmetros necessários para obtenção do consumo energético do sistema proposto.

#### 5.3.1 Cálculo da altura manométrica do sistema para velocidade variável.

No sistema proposto a curva do sistema é fixa e a curva manométrica da bomba será alterada cada vez que se a rotação é modificada, fazendo com que o ponto de operação o sistema “deslize” sobre a curva do sistema, como mostra a Figura 2.12. Nesse caso a curva do sistema deve ser modelada, pois os valores desta curva serão os valores de altura manométrica da bomba para cada faixa de vazão desejada. Com a obtenção da altura manométrica é possível então o cálculo da potência hidráulica que é entregue ao fluido que é o ponto inicial para o cálculo do consumo energético total como foi mostrado na Figura 5.1.

A altura manométrica do sistema pode ser dividida em duas partes a altura estática representada pela a Equação 2.1 e a altura dinâmica representada pela a Equação 2.2, ambas foram apresentadas no item 2.3.2 deste trabalho.

#### a) Cálculo da altura estática do sistema ( $H_e$ ):

A Tabela 5.1 apresenta os dados necessários para o cálculo de  $H_e$ . Os dados foram adquiridos nos medidores de pressão de descarga e sucção da bomba no campo industrial e o fluido bombeado é água.

Tabela 5.1 – Parâmetros para cálculo da altura estática do sistema

Pressão de descarga da bomba ( $P_d$ )	Pressão de sucção da bomba ( $P_s$ )	Peso específico do fluido ( $\gamma$ )
1 kgf/cm <sup>2</sup>	-0,15 kgf/cm <sup>2</sup>	1000kgf/m <sup>3</sup>
<b>Altura estática calculada</b>		<b>11,5 m</b>

Aplicando a fórmula da Equação 2.1 com os dados da Tabela 5.1, têm-se o valor da altura estática calculada e apresentada na Tabela 5.1.

b) Cálculo da altura dinâmica

A Equação 5.11 representa a altura dinâmica do sistema em relação a vazão do sistema. (MATOS, 1998)

$$H_d = \frac{(H_r - H_e)}{Q_r^2} \cdot Q^2 \quad (5.11)$$

Sendo:

H<sub>d</sub>: Altura manométrica dinâmica (m);

H<sub>r</sub>: Altura de referência (m);

H<sub>e</sub>: Altura estática (m);

Q<sub>r</sub>: Vazão de referência (m<sup>3</sup>/h);

Q: Vazão do fluido bombeado (m<sup>3</sup>/h).

A vazão de referência Q<sub>r</sub> representa a vazão máxima do sistema com a válvula totalmente aberta na rotação nominal do motor e foi adquirida experimentalmente. A altura de referência H<sub>r</sub> é a altura manométrica que a bomba apresenta na condição da vazão Q<sub>r</sub> e abertura máxima da válvula, ambos são apresentados na tabela 5.2. H<sub>r</sub> é calculada a partir da Equação 5.5 substituindo Q pelo valor de vazão de referência Q<sub>r</sub>.

Tabela 5.2 – Valores de vazão de referência e altura de referência

Vazão de referência (Q <sub>r</sub> )	Altura de referência (H <sub>r</sub> )
80 m <sup>3</sup> /h	11,5 m

c) Altura manométrica total do sistema

A altura manométrica total do sistema é a soma das parcelas estática e dinâmica como representa a Equação 5.12.

$$H = H_d + H_e \quad (5.12)$$

Sendo:

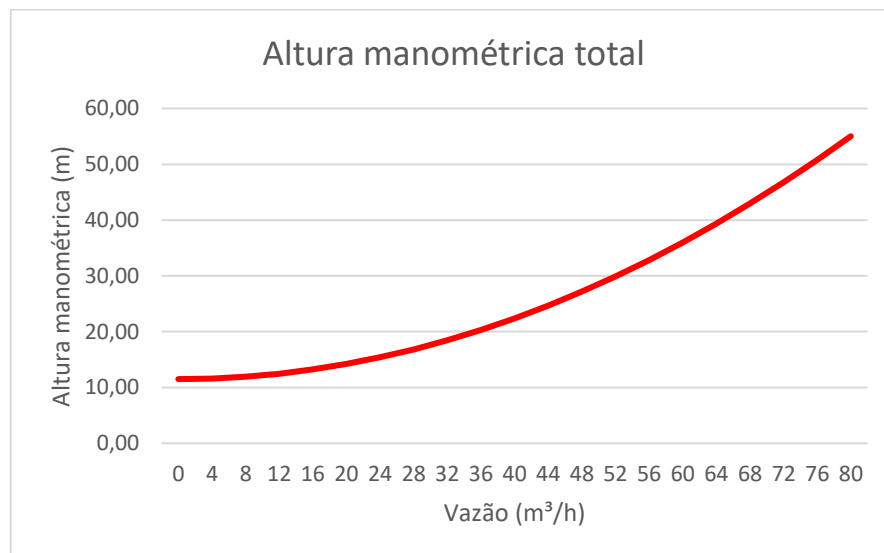
H: Altura Manométrica total do sistema [m];

H<sub>d</sub>: Altura manométrica dinâmica [m];

H<sub>e</sub>: Altura manométrica estática [m].

A altura manométrica total do sistema gera uma curva que está representada na Figura 5.5.

Figura 5.5 – Altura manométrica total do sistema



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 5.3.2 Cálculo do rendimento da bomba no sistema proposto.

Para a obtenção da potência mecânica fornecida à bomba é necessário o cálculo do rendimento da bomba para cada vazão desejada no sistema proposto.

No item 5.2.1 o rendimento da bomba é calculado a partir da curva característica de rendimento em relação a vazão disponibilizada pelo fabricante, mas para uma rotação nominal constante. O fabricante não forneceu a curva de rendimento em relação a vazão para diferentes valores de rotação do rotor da bomba em estudo.

Devido a variação de velocidade do rotor no sistema proposto a curva de rendimento da bomba é modificada cada vez que for solicitada um novo valor de vazão. Podendo causar um erro considerável e provocar uma falta de fidelidade nos cálculos do consumo do sistema proposto se utilizar a curva de rendimento para rotação constante.

Para contornar este problema existe um método que aplica as Leis de Semelhança descritas nas Equações 2.3 e 5.13 para localizar os pontos homólogos nas diferentes curvas características da bomba geradas pela variação da rotação do rotor. O rendimento nestes pontos homólogos possui o mesmo valor (MATOS, 1998).

A Tabela 5.3 demonstra a correção do rendimento da bomba para diferentes valores de rotação do rotor.

Tabela 5.3 – Correção do rendimento da bomba no sistema proposto

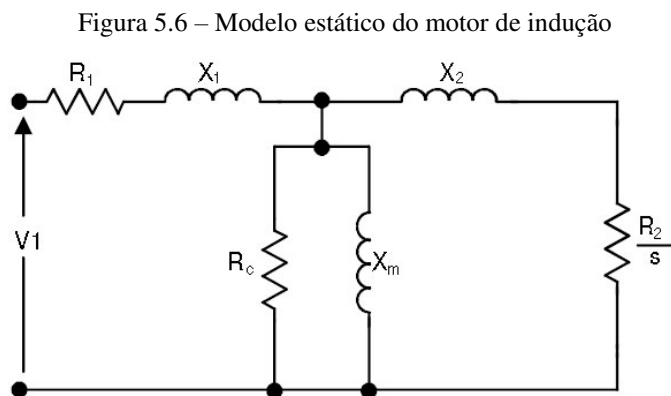
Vazão	Rendimento no sistema atual	Rendimento no sistema proposto
0	-	-
4	7,99%	17,76%
8	15,47%	32,43%
12	22,52%	44,07%
16	29,15%	52,98%
20	35,35%	59,62%
24	41,13%	64,46%
28	46,48%	67,97%
32	51,40%	70,50%
36	55,90%	72,32%
40	59,98%	73,63%
44	63,62%	74,59%
48	66,85%	75,29%
52	69,64%	75,81%
56	72,01%	76,20%
60	73,96%	76,49%
64	75,48%	76,71%
68	76,57%	76,88%
72	77,24%	77,00%
76	77,49%	77,11%
80	77,30%	77,18%

### 5.3.3 Rendimento do motor para rotação variável.

Para a obtenção da potência elétrica fornecida ao motor é necessário o cálculo do rendimento do motor para cada faixa de vazão de operação da bomba no sistema proposto. Obtendo a potência elétrica fornecida ao motor, torna-se possível o cálculo do consumo energético do sistema proposto.

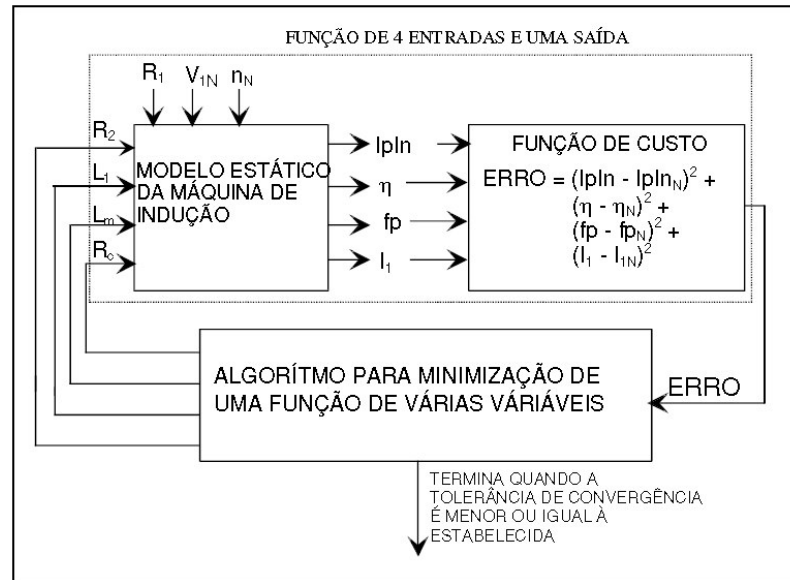
O rendimento do motor na situação de variação de rotação não pode ser calculado a partir do carregamento utilizando a fórmula da Equação 5.8, diferente do que ocorre no sistema em que a rotação do motor é constante. Pois com a variação da frequência de alimentação causada pelo o variador de velocidade o rendimento máximo do motor também muda.

Foi utilizado o “Programa de apoio para modelagem de MIT” criado pelo professor Sérgio Daher (Daher,1997) para obter os valores de rendimento. Este programa cria o modelo do motor de indução representado na Figura 5.6 e através de um algoritmo de minimização representado na Figura 5.7, baseado no método de tentativa e erro, é simulado um controle por variador de velocidade, variando a tensão e frequência num ponto ótimo de escorregamento gerando as curvas características do motor, inclusive a curva do rendimento em relação à rotação.



Fonte: Daher, 1997.

Figura 5.7 – Método de minimização utilizado para estimar os parâmetros do modelo estático



Fonte: Daher, 1997.

Os parâmetros iniciais necessários para alimentar o modelo são apresentados na folha de dados do motor com exceção da resistência estática que foi medida. A Tabela 5.4 apresenta cada um desses parâmetros do motor do conjunto da J-609. O Apêndice A apresenta a folha de dados do motor em estudo incluindo a resistência estática medida no momento da instalação.

Tabela 5.4 – Parâmetros do motor

Descrição dos parâmetros	Sigla	Valor de placa
Tensão de fase de cada bobina do estator.	V1	277 V
Resistência estática medida	R1	0,53 $\Omega$
Corrente nominal	In	28 A
Frequência nominal	f	60 Hz
Número de pares de polo	P	1
Relação da corrente de partida	$I_p/I_n$	9
Fator de potência nominal a plena carga	FP	0,90
Rendimento nominal	$\eta$	0,88
Rotação nominal	N	3520

A Tabela 5.5 apresenta os valores dos parâmetros do modelo por fase obtidos pelo “Programa de apoio para modelagem de MIT” utilizando os valores da Tabela 5.4 como parâmetros iniciais. Com a obtenção destes parâmetros se permite a modelagem do motor em

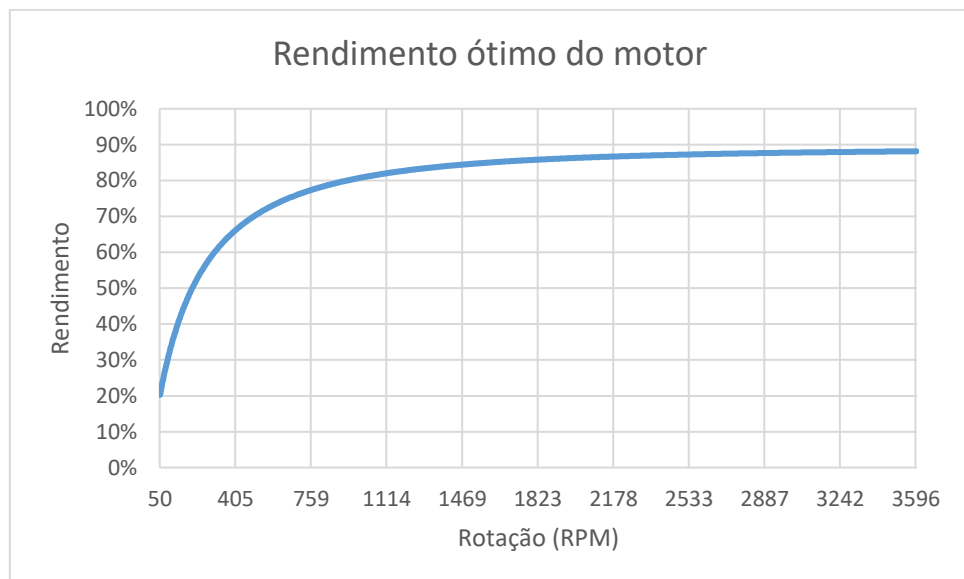
estudo e possibilita a simulação de um controle por variador de velocidade, gerando as curvas características deste motor.

Tabela 5.5 – Parâmetros obtidos para modelagem do motor

Descrição dos parâmetros	Sigla	Valor de placa
Resistência no rotor	R2	0,2366 Ω
Indutância no enrolamento do estator	L1	1,0611 mH
Indutância de dispersão	L2	1,0611 mH
Indutância de magnetização	Lm	62,7484 mH
Resistência devido a perdas no ferro	Rc	237,0477 Ω

A Figura 5.8 mostra a curva característica de rendimento ótimo do motor em relação a variação da velocidade gerada pelo “Programa de apoio para modelagem de MIT”.

Figura 5.8 – Curva rendimento ótimo do motor em relação a variação de rotação



Fonte : Elaborado pelo autor.

Utilizando as leis de semelhança podemos fazer uma relação da rotação do eixo com a vazão da bomba como mostra a Equação 5.13 e criar uma nova curva característica do rendimento do motor em relação a variação de vazão da bomba como mostra a Figura 5.9.

$$\left(\frac{Q2}{Q1}\right) = \left(\frac{n2}{n1}\right) \quad (5.13)$$

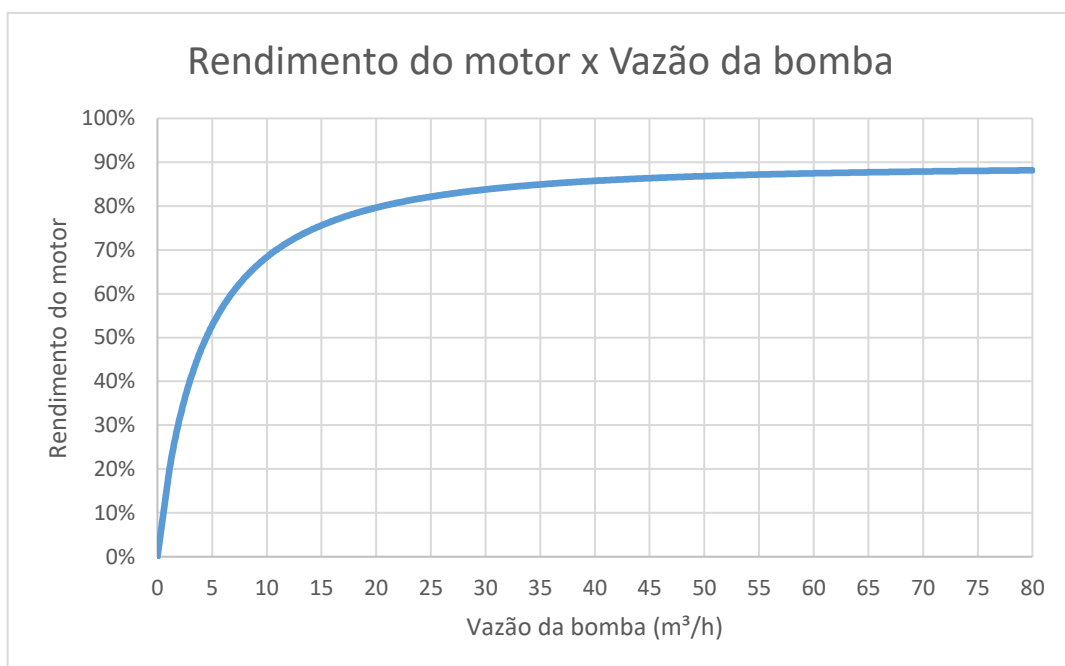


Sendo:

Q1, Q2: Vazão antes da variação da rotação e depois da variação da rotação, respectivamente ( $\text{m}^3/\text{h}$ );

n1, n2: Rotação inicial e rotação final, respectivamente (rpm).

Figura 5.9 – Curva rendimento ótimo do motor em relação a variação de vazão da bomba

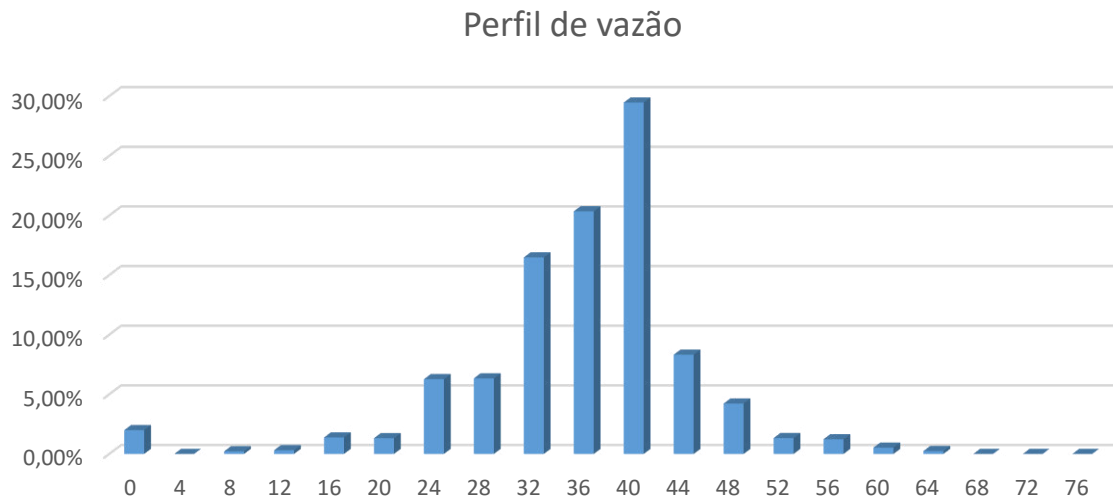


Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 5.4 Vazão e tempo de operação da bomba

O perfil de vazão da bomba J-609 foi traçado com a ajuda do programa “PI System”, que armazena todo o histórico de variáveis do sistema da refinaria, como temperatura de produtos, pressões de vasos, condutividade de fluidos, vazões de bombas e disponibiliza para o usuário na forma de gráficos ou exportando na forma de Tabelas para o “Microsoft Excel”. A Figura 5.10 mostra o perfil de vazão da bomba em relação a porcentagem de tempo de operação da mesma.

Figura 5.10 – Tempo em percentual da bomba para cada faixa de vazão de operação



Fonte: Elaborado pelo autor.

Observando a Figura 5.10, percebe-se que a vazão de operação da bomba está bem abaixo da vazão nominal de 80 m/h que se dá devido à limitação de vazão dos poços de captação de água que alimentam a fábrica. Percebe-se que existe um superdimensionamento dos conjuntos moto-bomba, prática que é bastante comum na indústria, pois na fase de projeto já se prevê uma expansão da capacidade da unidade. Isso mostra o desafio que a equipe de engenharia e planejamento da fábrica tem em relação à melhoria da eficiência destes conjuntos, realizando o dimensionamento correto para que atuem na faixa de carregamento mais próxima da máxima.

### 5.5 Cálculo do ganho com a redução do consumo de energia elétrica

Utilizando a Equação 5.4 podemos chegar ao valor de consumo total no período requerido. A Tabela 5.6 mostra o resultado do consumo do sistema atual e do sistema proposto e também a diferença em percentual para cada faixa de vazão no período de um ano.

Para o cálculo do consumo total de energia no sistema proposto foram consideradas também as perdas provocadas pelo inversor. O rendimento utilizado para o inversor foi de 97%, valor fornecido pelo fabricante para o modelo CFW09 da WEG.

Tabela 5.6 - Resultado dos cálculos de consumo energético

Percentual de tempo	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Consumo energético do sistema atual (kWh)	Consumo energético do sistema proposto (kWh)	Economia energética percentual
0,22%	8	225,32	24,68	89%
0,31%	12	326,18	36,10	89%
1,38%	16	1.490,61	182,21	88%
1,32%	20	1.463,25	194,57	87%
6,27%	24	7.132,04	1.083,63	85%
6,34%	28	7.399,71	1.300,39	82%
16,48%	32	19.736,43	4.032,55	80%
20,34%	36	24.996,38	5.947,32	76%
29,46%	40	37.155,58	10.280,67	72%
8,32%	44	10.770,90	3.454,15	68%
4,23%	48	5.622,15	2.080,85	63%
1,33%	52	1.815,38	771,48	58%
1,23%	56	1.724,75	837,10	51%
0,53%	60	763,81	420,95	45%
0,24%	64	355,65	221,27	38%
Consumo energético total		120.978,14	30.867,90	74%

A economia de energia total provocada pela aplicação do sistema proposto é de 74%, mostrando o grande potencial que o projeto tem para se tornar viável. A indústria em estudo possui modalidade tarifária horo-sazonal azul pela concessionária de energia elétrica. A tarifa média cobrada no mês de agosto de 2016 é de US\$ 132,83/MWh (COELCE, 2016), utilizando a cotação atual do dólar de R\$3,21/US\$. A redução do consumo energético de 90.110,24 kWh por ano gera uma economia anual de US\$ 11.969,54.

### 5.6 Cálculo do ganho com a redução do custo com manutenção.

Bombas acionadas por inversores de frequências possuem MTBF em média de 120 meses (MARTINS, 2006). Sendo mais conservador e diminuindo o MTBF de bombas com controle de vazão por inversores de frequência para 60 meses, pode-se calcular, utilizando a Equação 5.14, a redução percentual do MTBF, considerando o tempo médio entre falhas do sistema atual de 10 meses que foi obtido no item 3.3 deste trabalho.

A redução do MTBF é diretamente proporcional a redução do custo de manutenção das bombas (MARTINS, 2006) então com a implementação do novo sistema ocorrerá uma redução

de 83% no custo com manutenção. Como o custo médio entre os anos de 2009 e 2015 das intervenções realizadas nas bombas J-609 A e B foi de US\$9.560,00 por ano então a economia gerada pela redução do custo de manutenção chega a US\$7.934,80 por ano.

$$Red_{\%} = \frac{(MTBF_{novo} - MTBF_{atual})}{MTBF_{novo}} \cdot 100 \quad (5.14)$$

Sendo:

Red% - Redução percentual do MTBF;

MTBF novo – MTBF do sistema novo;

MTBF atual – MTBF do sistema atual.

## **5.7. Estudo da viabilidade econômica.**

Neste item é financeiramente analisada a viabilidade da aplicação deste projeto, tomando como base a economia que foi calculada com a redução do consumo de energia e dos custos com manutenção com a implementação de inversores de frequência para controle de vazão.

### ***5.7.1 Considerações iniciais para análise da viabilidade econômica***

Levando em consideração a vida útil dos equipamentos envolvidos no projeto o horizonte de investimento foi de 20 anos. Foi considerado que todo o investimento foi realizado por capital próprio, sem utilizar sistemas de financiamento. A taxa de atratividade TMA considerada no estudo foi de 15%. Um valor de 10% de contingência foi considerado para certos imprevistos e gastos extras. O tempo de depreciação linear do investimento foi de 10 anos, tendo em vista a vida útil econômica dos equipamentos estudados. Foi considerado 35% de imposto de renda mais CSLL (Contribuição Social Sobre o Lucro Líquido). Os valores dos serviços e dos equipamentos foram estimados para fins orçamentários, tomando como base valores cobrados atualmente para a indústria. Valores estimados de gastos com materiais e

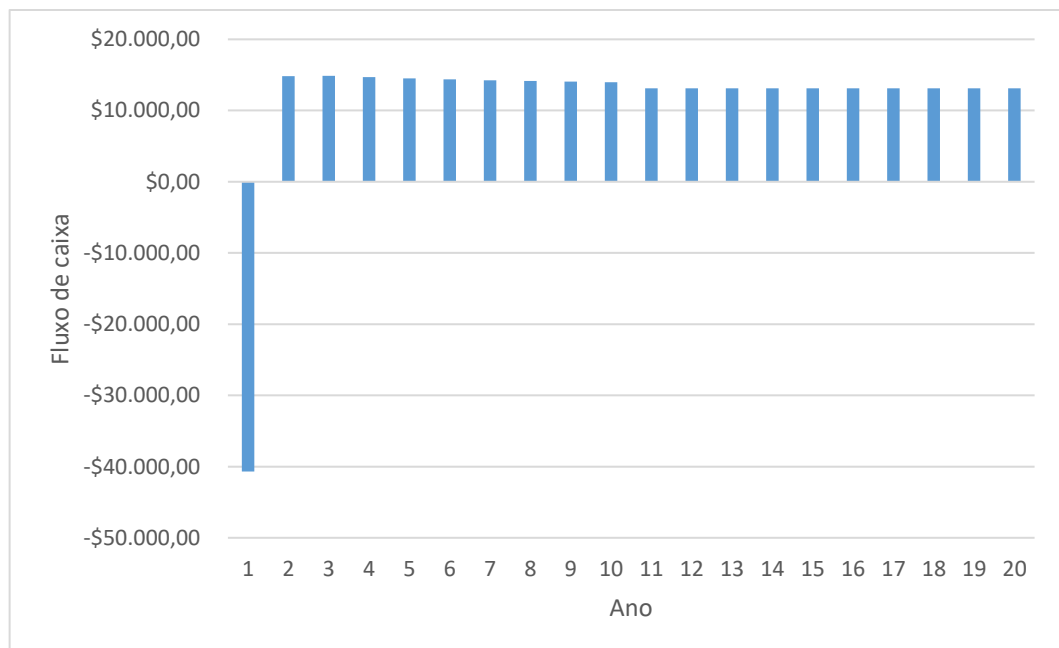
equipamentos de US\$35.000,00, com execução de US\$12.000,00 e com projeto de engenharia de US\$12.000,00, totalizando um investimento inicial de US\$55.700,00.

### 5.7.2 Retorno sobre o investimento

A partir dos valores calculados da economia de energia, da redução dos custos de manutenção e das estimativas de preço para os equipamentos e para o serviço de projeto e execução do empreendimento proposto, foi realizado um estudo de viabilidade econômica para analisar se a implantação do projeto é viável ou não.

A Figura 5.11 mostra o fluxo de caixa para o investimento no projeto proposto para os próximos 20 anos, levando em conta as condições iniciais citadas no item 5.3.1.

Figura 5.11 – Fluxo de caixa para implantação do sistema proposto



Fonte: Elaborado pelo autor.

Utilizando a taxa de retorno TMA de 15% foram calculados o VPL, TIR e o *payback* descontado para o investimento para o horizonte de 20 anos. Os valores destes índices são apresentados na Tabela 5.7.

Tabela 5.7 – VPL, TIR e Payback para o investimento proposto

VPL	US\$ 41.207,71
TIR	35,65%
<i>Payback</i> descontado	4 anos

O *payback* descontado, levando em consideração uma taxa de juros de 15%, é de apenas 4 anos, mostrando que o retorno do dinheiro investido acontece ao final do quarto ano seguinte ao investimento. Analisando o VPL percebe-se que apresentou valor maior que zero e o TIR apresentou valor que a TMA de 15%, então pode-se concluir que o investimento é extremamente viável, altamente atrativo financeiramente e uma ótima oportunidade de investimento.

## CAPÍTULO 6 - CONCLUSÃO

Neste trabalho foi avaliado o sistema de bombeamento de água industrial de uma refinaria com controle de vazão por válvula de estrangulamento. Visando a melhoria deste sistema, foi analisada a proposta de implementação de um novo sistema de controle, baseado na implantação de inversor de frequência para controle de vazão por variação de velocidade da bomba. Para possibilitar a aplicação do sistema proposto, é necessário que haja um aumento da frequência de monitoramento da temperatura do motor após a implementação do variador de velocidade para evitar a sobretemperatura em baixas rotações, a troca dos mancais do motor por mancais especiais isolantes que evitam o desgaste por correntes parasitas e a aplicação de filtros passivos de harmônicas.

Em seguida, foram calculados os parâmetros necessários para estimar o consumo energético anual do sistema atual que foi de, aproximadamente, 121 MWh/ano e do sistema proposto, que foi de 31 MWh/ano. Dentre tais parâmetros, destacam-se os cálculos do rendimento da bomba e do rendimento do motor, pois, com a variação de rotação, os métodos clássicos de cálculo de rendimento não se aplicam com precisão. Para o cálculo do rendimento da bomba foi necessária a utilização da teoria dos pontos homólogos presente em (MATOS, 1998), e para o cálculo do rendimento do motor, utilizou-se o “Programa de apoio para modelagem de MIT” (DAHER, 1997) na modelagem matemática do motor elétrico de indução e, com os parâmetros encontrados, foi simulado um acionamento por variador de velocidade, resultando na curva do rendimento ótimo do motor em relação à variação da rotação. Também foi calculada a diminuição com os custos de manutenção, que chegou a US\$ 7934,80/ano.

Foram comparados os valores quantificados de cada sistema, chegando a uma economia de, aproximadamente, 90 MWh/ano, que representa uma redução de 74% do consumo energético e uma redução de 83% nos custos com manutenção dos equipamentos envolvidos, além do aumento da confiabilidade do sistema e da vida útil das bombas.

Por fim, realizou-se uma análise da viabilidade econômica para a implementação do sistema proposto, concluindo-se que o sistema é extremamente viável e altamente atrativo, pois apresentou um VPL de, aproximadamente, US\$ 41.207,71 e uma ótima oportunidade de investimento, pois apresentou uma TIR de 35,65%, além de um *payback* descontado de 4 anos.

### **6.1. Sugestões de trabalhos futuros.**

Dado que existe uma busca constante pela maior eficiência do consumo energético, recomenda-se como trabalhos futuros a substituição dos motores de indução do sistema atual por motores de alto rendimento, pois possuem melhor fator de potência e valor elevado de rendimento, e também a aplicação do sistema de controle de vazão proposto neste trabalho em outras bombas presentes na indústria.

O presente trabalho pode ser estendido para milhares de indústrias no Brasil, visto que existem grandes oportunidades para projetos de eficiência energética e dada a grande importância que estes projetos possuem para otimizar o consumo de energia no país.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR17094-1:2013 - **Máquinas elétricas girantes - Motores de indução Parte 1: Trifásicos**. 2013.

ALMEIDA, Renato. **Conceitos de Bombas Industriais**. Disponível em <<http://pt.slideshare.net/RenatoAlmeida23/bombas-industriais-44497791>>. Acessado: Agosto de 2016.

ASSAF NETO, A. **Finanças Corporativas e Valor**. 3ª Edição. São Paulo: Ed. Atlas, 2008. 716 p.

BRANCO, Tadeu da Mata Medeiros. **Estratégias de Eficiência Energética Aplicadas em uma Fábrica de Alumínio: Resultados Obtidos**. 2009.

BRITO, Jorge Nei; LAMIM FILHO, Paulo Cezar Monteiro; CHRISTOFORO, André Luis. **Estudo de Falhas em Rolamentos Provenientes de Tensões e Correntes Parasitas Utilizando o Sensor *Shaft Probe***. Rio de Janeiro, 2011.

CARLSON, Ron. *The Correct Method of Calculating Energy Savings to Justify Adjustable-Frequency Drives on Pumps*. IEEE Transactions on Industry Applications. pp. 1725-1733. 2000

COELCE, Companhia Energética do Ceará. **Tarifas Adotadas no Mês de Agosto de 2016**. <<https://www.coelce.com.br/sobrecoelce/tarifas.aspx>>. Acessado em Agosto de 2016.

CNI – Confederação nacional das indústrias, IEL – Núcleo central, ELETROBRÁS. **Motor Elétrico: Guia Básico**. Brasília, 2009.

DAHER, Prof. Sérgio. **Um Sistema Baseado em Gerador de Indução Trifásico para Aproveitamento da Energia Eólica**. 1997.

GARCIA, Agenor Gomes Pinto. **Impacto da Lei de Eficiência Energética para Motores Elétricos no Potencial de Conservação de Energia na Indústria**. Rio de Janeiro, 2003.

HORTA, Prof. Deborah Alves. **Curso Técnico em Mecânica**. Instituto Federal De Educação, Ciência e Tecnologia Fluminense. Rio de Janeiro. Disponível em <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAe16YAJ/bombas>>. Acessado: Agosto de 2016.

IGNÁCIO, Prof. Raimundo Ferreira. **CCB - Curva Característica da Bomba**. Faculdade de Engenharia Industrial. São Paulo. Disponível em <<http://www.escoladavida.eng.br/mecfluquimica/aulasfei/ccb.htm>>. Acessado: Agosto de 2016.

JACQUES, Luiz. **Portal Eletricista**. <<http://www.portaleletricista.com.br/motores-de-inducao/>>. Acessado: Agosto de 2016.

KAWAPHARA, M. K. **Análise do Comportamento da Energia Elétrica no Acionamento de uma Bomba Centrífuga em Função da Variação de Vazão Através do Estrangulamento de uma Válvula ou via Inversor de Frequência**. INDUSCON, 2008.

KSB, Bombas Hidráulicas S/A. **Manual Técnico da bomb KSB B**. Site do fabricante <[http://www.ksb.com.br/php/produtos/download.php?arquivo=MT\\_B\\_A3210\\_0P\\_2.pdf&tipo=tecnicos](http://www.ksb.com.br/php/produtos/download.php?arquivo=MT_B_A3210_0P_2.pdf&tipo=tecnicos)>. Acessado: Novembro de 2016.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. Segunda Edição Revista. Rio de Janeiro, Editora LTC, 1997.

MATOS, Edson Ezequiel de; FALCO, Reinaldo de B. **Bombas Industriais**. 2ª Edição. Rio de Janeiro, Editora Interciência, 1998.

MARTINS, Guilherme Vasconcellos e Lima, Enio Von Haehling. **COMO OBTER UM TEMPO MÉDIO ENTRE FALHAS DE DEZ ANOS EM BOMBAS CENTRÍFUGAS DE PROCESSO**. *Rio Oil & Gas Expo and Conference 2006*. Rio de Janeiro – RJ, 2006.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Relatório Síntese do Balanço Energético 2016 Ano Base 2015**. 2016.

NATURESA, Jim Silva. **Levantamento dos Programas de Eficiência Energética para Sistemas Motrizes na Indústria e os Principais Resultados do Procel Info**. VI Congresso Brasileiro de Planejamento Energético, Salvador – BA, 2008.

NIED, Prof. Ademir. **Aula de Máquinas Elétricas**. Universidade do Estado de Santa Catarina. Departamento de engenharia elétrica. Santa Catarina. Disponível em <[http://www.joinville.udesc.br/portal/professores/farias/materiais/Aula\\_25\\_MAE.pdf](http://www.joinville.udesc.br/portal/professores/farias/materiais/Aula_25_MAE.pdf)>. Acessado: Agosto de 2016.

SCHMIDLIN JÚNIOR, Celso Rogério. **Operação de Sistemas de Bombeamento Visando a Eficiência Energética**. 2007.

SMAR. Site da fornecedora. <<http://smar.com/>>. Acessado em Agosto de 2016.

SOUSA, Eduardo da Costa; SILVA, Victor de Paula e. **Inversor de Frequência e a sua Contribuição para a Eficiência Energética em Sistemas de Bombeamento**. Revista Engenharia N°609 ANO 69. P.112-117. Engenho editora técnica, 2012.

VM Brasil engenharia. Site da distribuidora. <<http://vmbrasil.com/>>. Acessado em Agosto de 2016.

APÊNDICE A – FOLHA DE DADOS DO MOTOR ELÉTRICO DE INDUÇÃO TRIFÁSICO

MOTORES DE INDUÇÃO		M-P-J-	
1	QUANTIDADE: 02	31	OHMS
2	CARACTERÍSTICAS AMBIENTAIS		REACTÂNCIA
	INSTALAÇÃO:		RESIST
	ABRIGADA <input checked="" type="checkbox"/> SIM <input type="checkbox"/> NÃO	ROTOR	1,9525
	AO TEMPO <input checked="" type="checkbox"/> SIM <input type="checkbox"/> NÃO	ESTATOR	1,3842
	TEMPERATURA AMBIENTE: $\leq 40$ °C	32	FORMA CONSTRUTIVA: V1
	ALTITUDE: $\leq 1000$ m	33	TIPO DE PROTEÇÃO: T PWS5
	PROXIMIDADE / MAR <input checked="" type="checkbox"/> SIM <input type="checkbox"/> NÃO		CARCAÇA DO MOTOR IP-W55
	CLASSIFICAÇÃO / ÁREA: —		CAIXA(S) DE LIGAÇÃO IP-W55
3	CONDIÇÕES ESPECIAIS DE SERVIÇO: —	34	CAIXA DE TERMINAIS P/ CABOS DE FORÇA
			LADO <input checked="" type="checkbox"/> ESQUERDO <input type="checkbox"/> DIREITO
4	FABRICANTE: VEG MOTORES LTDA	35	FURAÇÃO DA(S) CAIXA(S) DE LIGAÇÃO
5	MODELO: 160M		TERMINAIS P/ CABOS DE FORÇA
6	MÁQUINA ACIONADA: B. CENTR. VERTICAL		QUANTIDADE DE FUROS
7	POTÊNCIA: 25 CV 18,5 kW		P/ ELETROD. AÇO C/Ø(mm)
8	NÚMERO DE FASES: 03		BITOLA DOS CABOS (mm²)
9	FREQUÊNCIA: 60 Hz	36	SENTIDO DE ROTAÇÃO <input checked="" type="checkbox"/> HORARIO <input type="checkbox"/> ANTI-HORARIO
10	TENSÃO: 480 V	37	TIPO DE ACOPLAMENTO: DIRETO
11	ROTAÇÃO A PLENA CARGA: 3520 rpm	38	TIPO DE MANCAL: ROLAMENTO
12	REGIME DE SERVIÇO: S1	39	LUBRIFICAÇÃO DO MANCAL: GRAXA <input checked="" type="checkbox"/> OLEO <input type="checkbox"/> FORÇADA <input type="checkbox"/>
13	FATOR DE SERVIÇO: 1,15	40	TIPO DE REFRIGERAÇÃO: IC-0141
14	TIPO DE ROTOR: GAÍOLA	41	MATERIAL DO VENTILADOR: ALUMÍNIO
15	METODO DE PARTIDA: DIRETO	42	MASSA TOTAL: 425 kg MAIOR PEÇA: —
16	ELEVAÇÃO DE TEMPERATURA: 80 °C	43	60° PARTES GIRANTES: 2,283766
17	CLASSE DE ISOLAMENTO: F	44	NÍVEL MÁX. RUÍDO: PRESSÃO SONORA 8
18	RAZÃO POT. ABSORVIDA C/ ROTOR BLOQUEADO (kVA)	45	CARGA
	E. POT. NOMINAL (kW): $TAN = 9,0$		FATOR DE POTÊNCIA
19	CORRENTE NOMINAL: 28 A		RENDIMENTO
20	CORRENTE C/ ROTOR BLOQUEADO: 252 A		ACESSÓRIOS
21	CATEGORIA: N	46	INDIC. TEMP. NO MANCAL
22	ESCORREGAMENTO: 2,2 %	47	IDEM, C/ CONTATO(S) P/ ALARME
23	CONJUGADO DE PARTIDA: 240 %	48	TERMOSTATO(S)
24	CONJUGADO MÁXIMO: 300 %	49	ALARME / PRESSÃO NO OLEO
25	CONJUGADO NO EIXO P/ CURTO CIRCUITO NOS TERMINAIS: 459 %	50	AQUECEDOR(ES) INTERNO(S)
26	TEMPO/ACEL. VAZIO (DESCARGA FECHADA): 0,21 s		W EM V
27	TEMPO/ACEL. CARGA (DESCARGA ABERTA): 0,26 s	51	DETETOR(ES) TEMP. ENROLAM.
28	TEMPO MÁXIMO P/ PARTIDA COM $G = 0,0503 \text{ kg/m}^2$	52	TERMINAIS P/ CABOS FORÇA
	90 % TENSÃO NOMINAL: 0,40 s		TERMINAIS P/ DISPOS. CONTROLE
	100 % TENSÃO NOMINAL: 0,26 s		TERMINAIS P/ CABO(S) TERRA
29	TEMPO MÁXIMO PERMITIDO C/ ROTOR BLOQUEADO:		COBRE NU 6 mm²
	90 % TENSÃO NOMINAL: 10 s	53	CHUMBADORES
	100 % TENSÃO NOMINAL: 8,0 s	54	BASE METÁLICA CONF. FL.
30	CORRENTE DE MAGNETIZAÇÃO: 7,0 A	55	TRANSFORMADOR(ES) CORRENTE
			FABRICANTE: —
			TIPO: —
			DESIGNAÇÃO: —

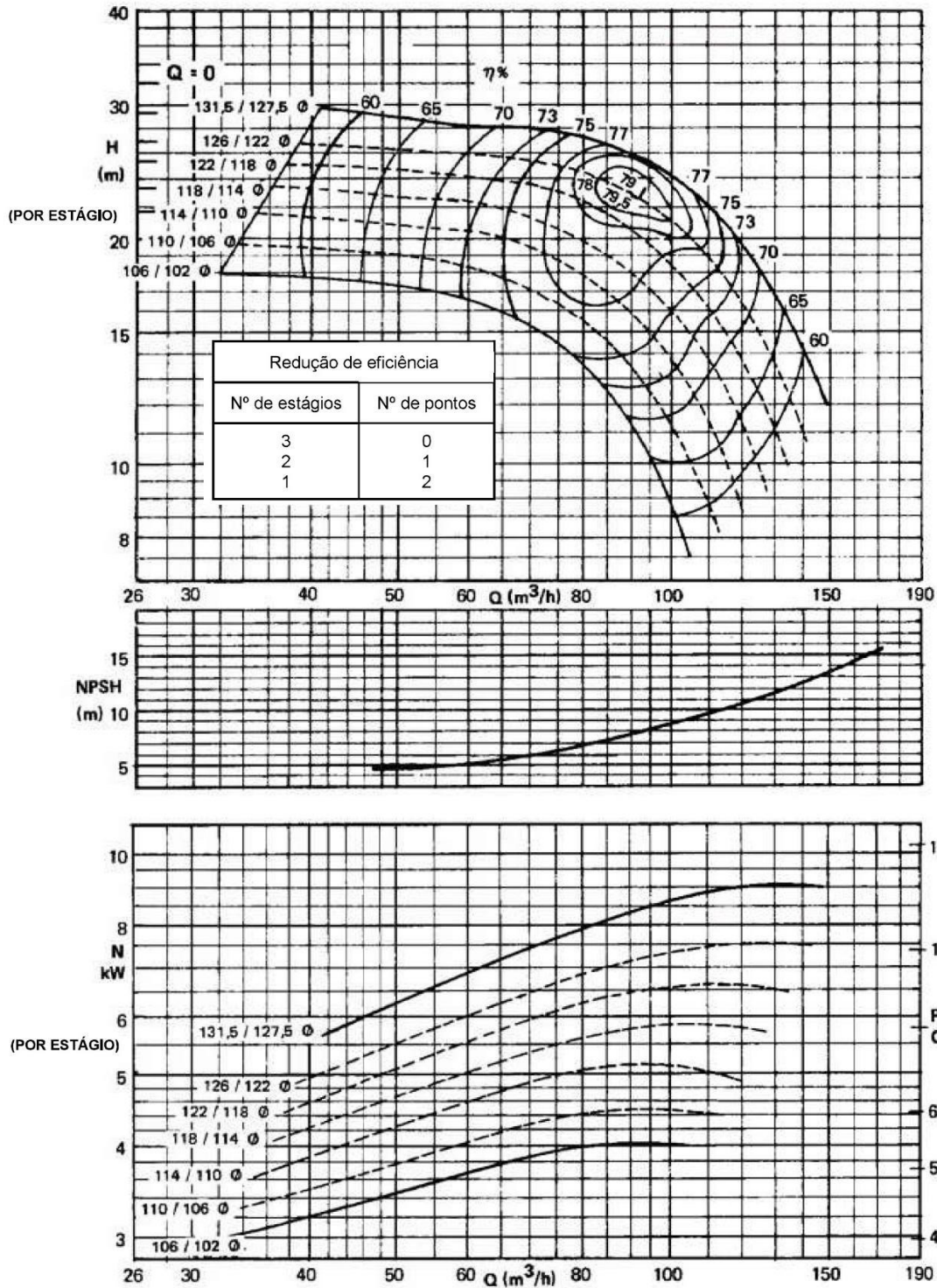
## OBSERVAÇÕES:

1 - AS INFORMAÇÕES APRESENTADAS NOS ITENS 34 E 36 SÃO CONSIDERADAS OLHANDO-SE O M PELO LADO DO ACOPLAMENTO

2 - A INFORMAÇÃO APRESENTADA NO ITEM 26 É CONSIDERADA COM A MÁQUINA ACIONADA ACO



### APÊNDICE C – CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA APRESENTADA PELO FABRICANTE



**B 7 B**

(POI)

Os valores de NPSH são valores de medição. Por favor adicione 0,5 m por questão de segurança.

(POI)

**3480**

rpm