

# ESTUDO DO EFEITO DA ALTERAÇÃO DO PONTO DE OPERAÇÃO DE BOMBAS OVERHUNG NA VIDA ÚTIL DO ROLAMENTO

## *STUDY OF THE EFFECT OF THE ALTERATION OF OPERATING POINT IN THE BEARING LIFE*

SIGILIAO, André<sup>1</sup>  
QUIRINO, Jonatas Motta<sup>2</sup>

**Resumo:** Dentre as várias análises envolvidas com bombas hidráulicas, o estudo da vida útil apresenta diversos fatores de influência. O ponto de operação de uma bomba *overhung* afeta a vida útil de seu rolamento de escora e demonstrar que quanto maior a vazão desenvolvida, maiores serão as forças axiais atuantes e menor será a vida útil estimada dos rolamentos. Para essa análise foi utilizada como exemplo uma bomba *overhung* de uma fabricante multinacional e foram simulados pontos de trabalho nas extremidades da curva de performance, bem como exatamente em seu BEP.

**Palavras-chave:** bombas; overhung; rolamento; axial; L10.

**Abstract:** This study aims to prove how the operation point of an overhung pump can affect the thrust bearings life expectancy and show that bigger the flow, the shorter will be the estimated life for the bearings. With that goal, an overhung pump from a multinational manufacturer was used, then simulated operational points in both extremities of the curve as well in the BEP.

**Keywords:** pumps; overhung; bearing; axial; L10.

## 1 INTRODUÇÃO

Desde o início dos tempos a humanidade tem a necessidade de mover os mais diversos fluidos, desde água para consumo, irrigação ou produção até fluidos não newtonianos como o concreto e produtos químicos perigosos como hidrocarbonetos que contém H<sub>2</sub>S, um gás inodoro e mortal que deixa a pessoa inconsciente em segundos.

Para isso a criação e desenvolvimento de máquinas complexas tem se tornado cada vez mais comuns no cotidiano da indústria (HARRIS, 1992). Para esse transporte de fluidos, surgiram por volta de 1500 a.C. as bombas hidráulicas. (EPAMINONDAS, 2003).

Um dos tipos de bombas mais comuns é a bomba centrífuga, empregada amplamente para água limpa, água do mar, condensados, óleos, lixívias, para pressões de até 16 kgf/cm<sup>2</sup> e temperaturas de até 140°C. Existem também bombas centrífugas mais robustas, empregadas na indústria química, para água quente até 300°C e pressões de até 25 kgf/cm<sup>2</sup> (MACINTYRE, 2013).

Dos diversos elementos de máquinas que compõe as bombas hidráulicas, destaca-se para este estudo os mancais de elementos rolantes, que são elementos de apoio para corpos girantes, visando a diminuição do atrito desse corpo.

<sup>1</sup> Graduando em Engenharia Mecânica – Universidade Santa Úrsula - asigiliao@gmail.com

<sup>2</sup> Doutorando em Eng. Mecânica – UERJ / Professor - Universidade Santa Úrsula – jonatas.quirino@usu.edu.br

Este trabalho traz um estudo sobre método de manutenção de rolamentos de bombas hidráulicas, visando condições satisfatórias e vida útil prolongada de tal equipamento (NEPOMUCENO, 1989), minimizando a possibilidade de falhas imprevistas e, por consequência, trazendo mais segurança, qualidade e diminuição de custos. (PINTO & XAVIER, 1998)

Serra *et.al.* (1995) dizem que no fim da década de 1980, os métodos de instrumentação já eram amplamente empregados na detecção de problemas rotineiros como desalinhamentos, desequilíbrio de massas girantes, folgas, desbalanceamentos elétricos, falhas de rolamentos e engrenagens, começando então a introdução de softwares específicos, voltados para os programas de manutenção preditiva.

## **2 BOMBAS HIDRÁULICAS**

Existem bombas de diversos tipos e subtipos, dentre as quais as mais comuns são as bombas centrífugas, que são o objeto deste estudo. Porém temos uma classe completamente diferente que são as bombas de deslocamento positivo que ao invés de se basearem na força centrífuga para transformar energia cinética em energia de pressão utilizam pistões, fusos e até mesmo câmaras de volume variável.

Estas bombas são utilizadas aonde bombas centrífugas não são adequadas como em sistemas de baixa vazão e altíssima pressão, como nas máquinas de lava jato ou em bombas dosadoras aonde o volume tem que ser muito controlado, como em indústrias farmacêuticas, há casos de bombas de fuso sendo utilizadas para bombear laranjas, maçãs e até mesmo camarões vivos, já que este tipo de bomba lida melhor com sólidos grandes do que bombas centrífugas e sua baixa vazão permite que camarões sejam bombeados com mínimas perdas, bombas de fuso também são utilizadas para bombear concreto.

As bombas centrífugas continuam sendo utilizadas para a maioria das aplicações, sejam elas industriais ou residenciais e serão apresentadas mais delas ao longo do trabalho.

## **3 BOMBAS CENTRÍFUGAS**

Bombas centrífugas são as mais utilizadas nas indústrias e residências e elas são encontradas em diversos tamanhos e tipos para uma gama enorme de aplicações, variando de uma simples bomba de aquário, passando pela bomba de água automotiva, bombas de 2 toneladas para esgoto, até bombas verticais do tamanho de um prédio de 4 andares para bombear água do mar para resfriamento de reatores nucleares.

Pode-se classificar bombas centrífugas em horizontais e verticais, sendo que sua utilização depende muito da pressão e vazão requeridas.

Bombas verticais são mais utilizadas em serviços de captação de água, seja de rios, lagos ou mar e sua grande vantagem nesse aspecto é a possibilidade de atuar em múltiplos estágios, ou seja, múltiplos rotores em um único eixo funcionando em série.

Bombas horizontais também podem ter múltiplos estágios, porém para verticais esse número é quase ilimitado, podendo chegar a mais de 45 m entre o sino de sucção e o cabeçote de descarga, as bombas verticais são classificadas conforme a Tabela 1.

Tabela 1 - Identificação dos tipos de bombas

Tipo de Bomba		Orientação		Sigla		
Bombas Centrifugas	Rotor Em Balanço	Acoplamento flexível	Horizontal	Apoiada pelo pé	OH1	
				Apoiada pela linha de centro	OH2	
			Vertical "Em linha" com caixa de rolamentos	-	OH3	
		Acoplamento Rígido	Vertical "Em linha"	-	OH4	
			Monobloco	Vertical "Em linha"	-	OH5
				Caixa de engrenagem de alta velocidade integrada	-	OH6
	Entre Mancais	1 e 2 estágios	Bi-Partida Axial	-	BB1	
			Bi-Partida Radial	-	BB2	
		Multi-Estágio	Bi-Partida Axial	-	BB3	
			Bi-Partida Radial	Voluta simples	BB4	
				Voluta Dupla	BB5	
	Vertical	Voluta Simples	Descarga pela coluna	Difusor	VS1	
				Voluta	VS2	
				Fluxo Axial	VS3	
			Descarga Serparada	Eixo em Linha	VS4	
				Em balanço	VS5	
		Voluta Dupla	Difusor	-	VS6	
Voluta			-	VS7		

Fonte: Adaptado de API 610 11ªEd

### a. 3.1 Bombas Overhung

Bombas *Overhung* (OH) são bombas que possuem apenas uma caixa de rolamentos e tem seu rotor em balanço, estas bombas podem ou não ser fundamentadas nas normas da *American Petroleum Institute* (API) e se dividem conforme a Tabela 1.

As bombas OH 1 e 2 são normalmente utilizadas na indústria de petróleo e química, porém existem virtualmente infinitas configurações que permitem que estas bombas sejam utilizadas em diversas aplicações, desde recirculação de água gelada de ar condicionado, passando por elevatória de prédio até bomba criogênica de gás butano, também podem ser utilizadas como bomba *jockey* de

sistema de incêndio, mas para isso são necessárias diversas modificações que são exigidas pelas normas NFPA 20 e NFPA 25 ou até mesmo, são utilizadas como bombas de esgoto.

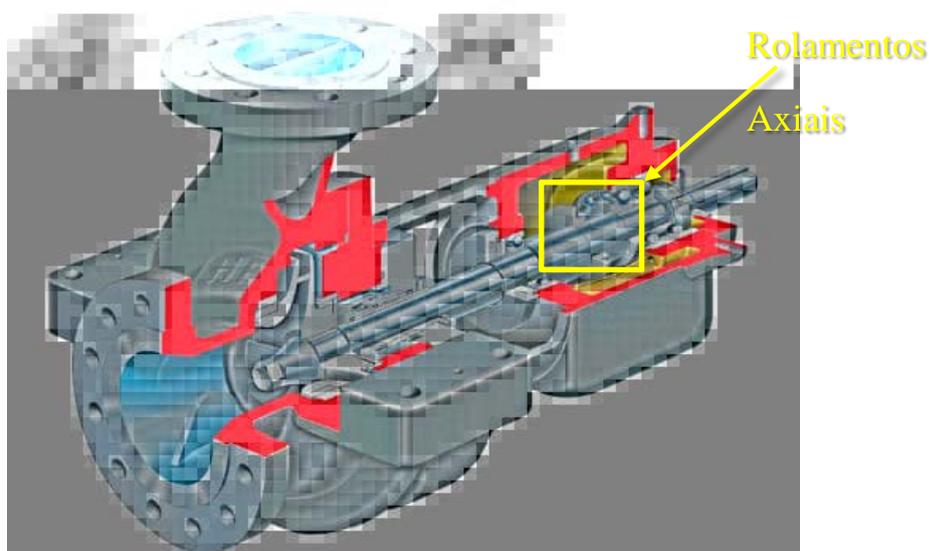
Bombas OH3 a OH6 não atendem à norma API e são muito utilizadas para pressurizar linhas de distribuição de água residencial.

### b. 3.2 Bombas OH2

Bombas OH2 são bombas API bi-partidas radialmente no estilo *Back Pull out*, onde mancal, eixo e rotor podem ser retirados por trás da bomba sem a necessidade da desmontagem das tubulações, especificamente nas bombas OH2 não é permitido o apoio da caixa de rolamento por pés, sendo a carcaça apoiada na base pela linha de centro.

Estas bombas, por terem um rotor de sucção simples, geram invariavelmente um esforço axial, que tem que ser resistido por rolamentos mais robustos. A lubrificação é preferencialmente a óleo e as caixas de rolamentos geralmente são dotadas de ventiladores, como representado na Figura 1. Contudo nos casos mais extremos pode-se ter refrigeração a água, lubrificação por névoa de óleo ou termos combinações das soluções anteriores, por causa dessa gama de soluções de refrigeração, estas bombas podem trabalhar a temperaturas elevadas, as vezes acima de 300°C.

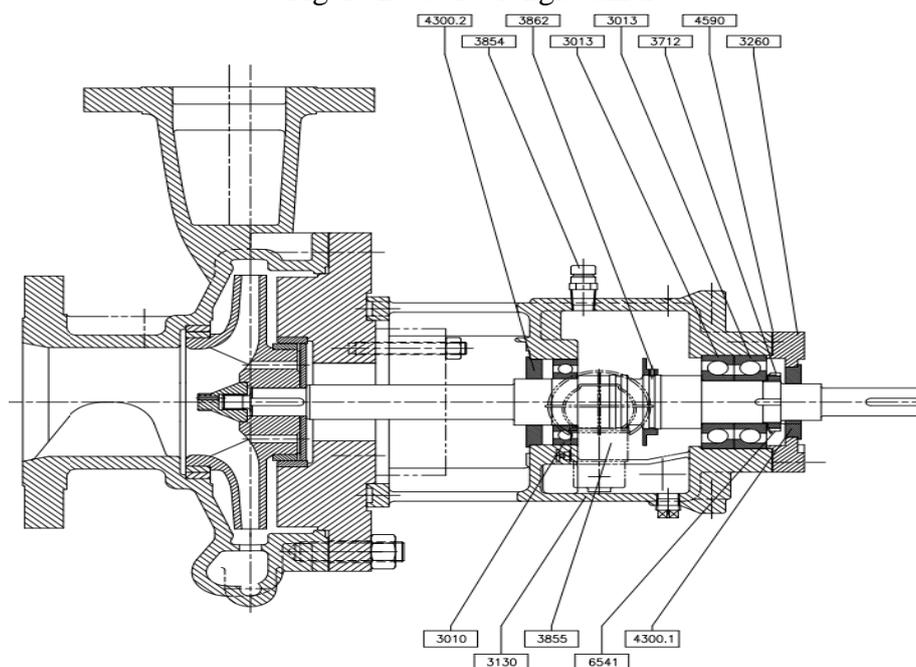
Figura 1 – Bomba overhung



Fonte: Flowserve

Afim de propor uma melhor visualização dos componentes internos da bomba, bem como os materiais utilizados para a fabricação de cada um desses componentes, a Figura 2 mostra uma vista de corte da bomba com indicação de alguns dos seus componentes que são especificados na Tabela 2, que contém a lista de materiais da bomba.

Figura 2 –Corte longitudinal



Fonte: Flowserve

Tabela 2 – Lista de peças

Referência	Descrição	Material	Quantidade
6541	Arruela	MB 16	1
4300.2	Anel vedador cx. rol. (INPROSEAL)	Bronze	1
4300.1	Anel vedador cx. rol. (INPROSEAL)	Bronze	1
3862	Anel salpicador de óleo	A276 Tipo 316L	1
3855	Nivelador de óleo constante	Trico	1
3854	Bujão do filtro de óleo	Alumínio	1
3712	Porca do rolamento	KM 16	1
3260	Tampa da cx. de rolamento	A576 Gr.1020	1
<b>3130</b>	<b>Caixa de rolamento</b>	<b>A216 Gr.WCB</b>	<b>1</b>
<b>3013</b>	<b>Rolamento de esferas axial</b>	<b>7316</b>	<b>2</b>
<b>3010</b>	<b>Rolamento de esferas</b>	<b>6315</b>	<b>1</b>
2912	Porca do rotor	A276 Tipo 316L	1

Fonte: Flowserve

#### 4 CÁLCULO DA VIDA DE ROLAMENTO

A vida útil do rolamento é definida como o número de rotações (ou o número de horas de operação) em uma determinada velocidade que o rolamento pode suportar antes de o primeiro sinal de fadiga de metal (lascamento) aparecer em um elemento rolante ou na pista do anel interno ou externo. (CAMPANHA; SINATORA, 2007)

Os testes em rolamentos aparentemente idênticos em condições operacionais idênticas resultam em uma grande variação no número de ciclos, ou tempo, necessários para causar fadiga de metal. Portanto, as estimativas de vida útil do rolamento com base na fadiga de contato rolante (*Rolling*

Contact Fatigue - RCF) não são suficientemente precisas; logo, uma abordagem estatística é necessária para determinar o tamanho do rolamento.

A vida nominal básica,  $L_{10}$ , é a vida útil à fadiga que se espera que 90% de um grupo suficientemente grande de rolamentos aparentemente idênticos, funcionando em condições operacionais idênticas, possam atingir ou exceder. (DA SILVA, 2008)

#### 4.1 Cálculo das vidas $L_{10}$ e $L_{10h}$

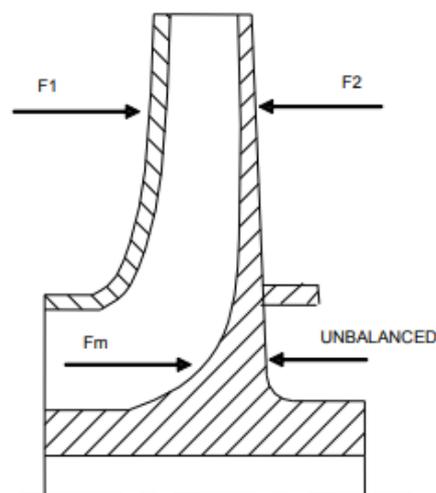
Para tal cálculo utilizamos a fórmula  $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$  onde temos  $L_{10}$  como sendo a vida útil básica do equipamento em ciclos,  $C$  = classificação de carga dinâmica básica [kN] (dado fornecido pelo fabricante do Rolamento),  $P$  = carga dinâmica equivalente do rolamento [kN], e  $p$  = expoente da equação de vida que pode ser 3 para rolamentos de esferas ou 10/3 para rolamentos de rolos, este estudo utilizará sempre o valor 3.

Para equipamentos com rotação constante, é preferível utilizar  $L_{10h}$  que é expresso em horas de funcionamento e pode ser calculado a partir da fórmula  $L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10}$  sendo  $n = a$  velocidade de rotação [RPM].

#### 4.2 Cálculo das cargas dinâmicas

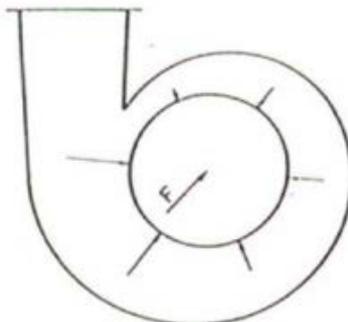
Cargas dinâmicas são as cargas geradas pelo funcionamento da bomba, ao mover o fluido há uma diferença de pressão nas partes do rotor e carcaça, este desbalanceamento gera forças axiais, exemplificadas na Figura 3 e radiais, ilustradas na Figura 4:

Figura 3 – Forças axiais



Fonte: Prashant e Santosh (2015)

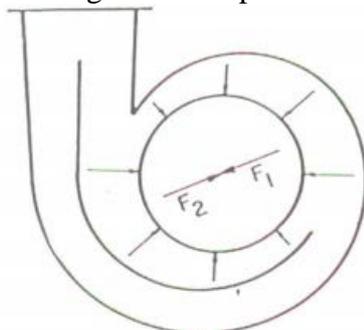
Figura 4 – Forças radiais



Fonte: Prashant e Santosh (2015)

As forças axiais tendem a ser no sentido da sucção da bomba, as forças radiais dependem da geometria da carcaça e podem ser minimizadas utilizando-se de uma dupla voluta, o que é uma lingueta que torna a voluta simétrica no que tange a pressão de descarga do rotor.

Figura 5 – Dupla voluta



Fonte: Prashant e Santosh (2015)

Finalmente, para calcular as cargas dinâmicas atuantes, utiliza-se a equação abaixo.

$$P = XF_r + YF_a \quad (1)$$

Onde:

$P$ : carga dinâmica equivalente do rolamento [ $kN$ ]

$F_r$ : carga radial real no rolamento [ $kN$ ]

$F_a$ : carga axial real do rolamento [ $kN$ ]

$X$ : fator de carga radial para o rolamento

$Y$ : fator de carga axial para o rolamento

$X$  e  $Y$  são características do rolamento e devem ser consultados no catálogo do fabricante.

O cálculo de  $F_r$  e  $F_a$  varia de equipamento para equipamento, porém um bom método para este cálculo se encontra na norma Hydraulic Institute e este método é demonstrado neste artigo.

### 4.3 Cálculos das forças radiais

A força radial é a soma do peso do conjunto eixo e rotor, somada ao desbalanceamento hidráulico gerado pela voluta e é suportada por todos os rolamentos da bomba e normalmente afeta muito pouco a vida útil do equipamento pois é muito menor do que a força axial gerada pelo fluxo, rolamentos radiais tendem a falhar com uma frequência muito menor do que os axiais.

$$Fr = K \times H \times \rho \times g \times D_2 \times b_2 \quad (2)$$

Onde:

$F_r$ : Empuxo radial [N]

$K$ : Fator de empuxo, varia de acordo com a taxa de vazão e com a velocidade específica

$H$ : Altura manométrica total [m]

$\rho$ : Densidade do fluido bombeado [kgf/m<sup>3</sup>]

$g$ : Força da gravidade [9.81m/s<sup>2</sup>]

$D_2$ : Diâmetro do rotor [m]

$b_2$ : Largura da descarga do rotor, incluindo as paredes [m]

Se a voluta for simples, o  $K$  pode ser extraído do gráfico contido na Figura 6 e se for dupla, determina-se o  $K$  através do gráfico da Figura 7.

Figura 6 – Fator de empuxo radial para voluta simples

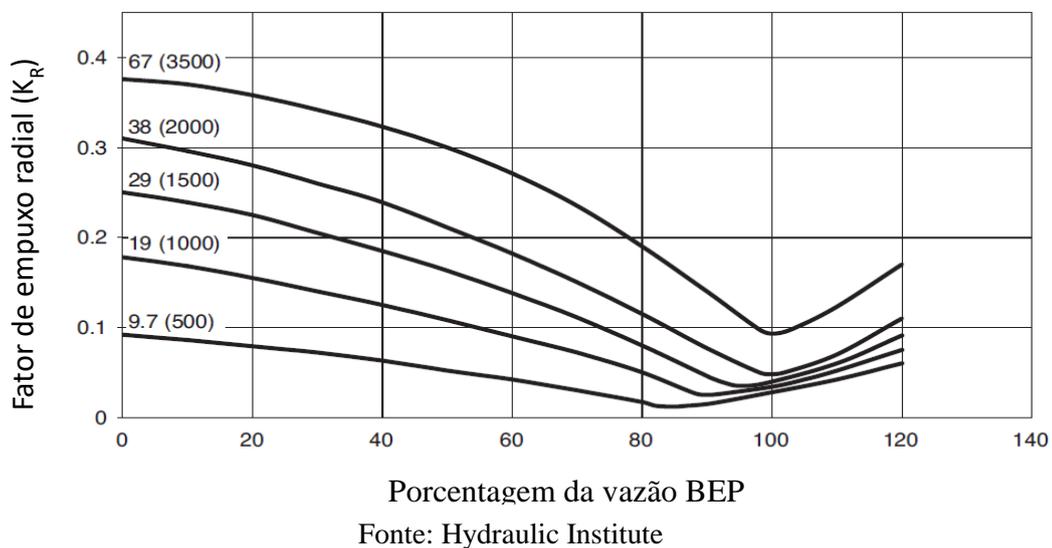
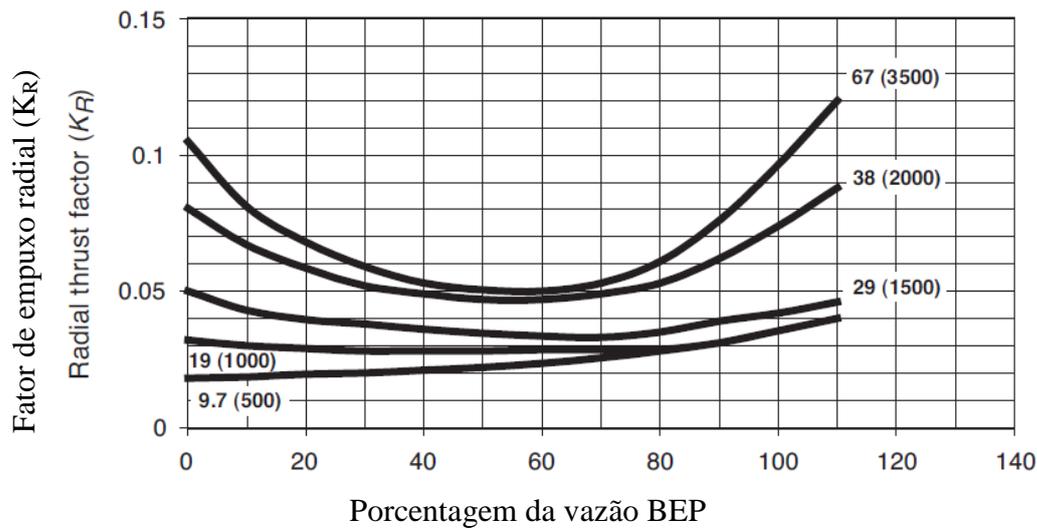


Figura 7 – Fator de empuxo radial para voluta dupla



Fonte: Hydraulic Institute

Para utilizar os gráficos é necessário calcular a velocidade específica ( $N_s$ ), que respeita a equação:

$$N_s = \frac{RPM \times BEP^{.5}}{H^{.75}} \quad (3)$$

Para valores de  $N_s$  entre os mostrados na tabela, pode-se interpolar o  $K$  ou utilizar o  $K$  da linha mais próxima, a diferença no resultado final não é relevante.

#### 4.4 Cálculo das forças axiais

A força axial é gerada pelo movimento do fluido, geralmente o empuxo é no sentido da sucção da bomba e tende a ser muito maior do que as forças radiais. No caso estudado, são utilizados 2 rolamentos de contato angular em uma montagem *face to face*, desta forma o empuxo é suportado em qualquer sentido, mas apenas por um único rolamento. Por se tratar de uma força muito maior, estes são os rolamentos que mais aquecem e que apresentam maior risco de falha, por isso este estudo se concentra nesses componentes.

$$F_a = \Delta p * \left[ \left( K_{A_{vB}} * A_B \right) - \left( K_{A_{vF}} * A_F \right) \right] - p_s * A_h \quad (4)$$

Onde:

$F_a$ : Empuxo axial [N]

$\Delta p$ : Pressão gerada pelo rotor [kPa]

$K_a$ : Porcentagem média da pressão gerada pelo rotor em um local da parede do rotor extraído da Figura 8

$K_{a_{vb}}$ : Porcentagem média da pressão gerada na traseira do rotor

$K_{avf}$ : Porcentagem média da pressão gerada na frente do rotor

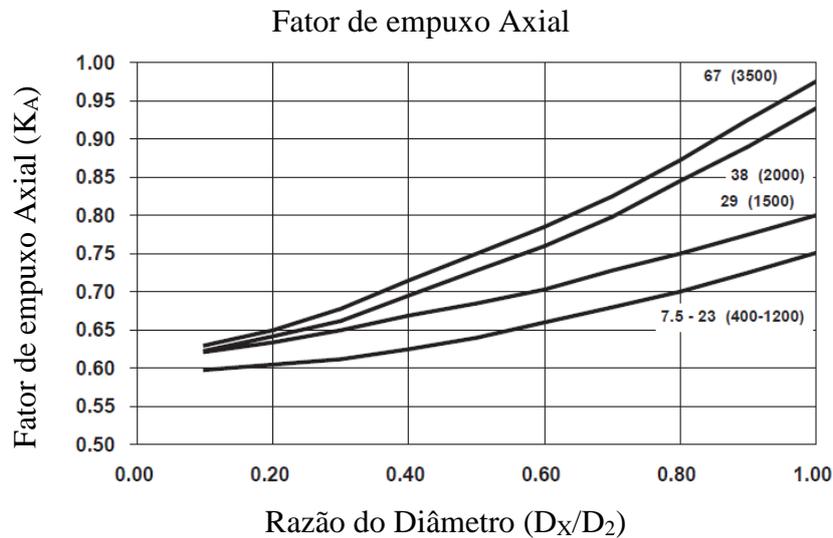
$A_b$ : Área exposta a pressão na traseira do rotor [m<sup>2</sup>]

$A_f$ : Área exposta a pressão na frente do rotor [m<sup>2</sup>]

$p_s$ : Pressão de sucção [kPa]

$A_h$ : Área do eixo, luva, ou ponto médio da fase rotativa do selo mecânico, exposta à atmosfera [m<sup>2</sup>]

Figura 6 – Fator de empuxo axial



Fonte: Hydraulic Institute

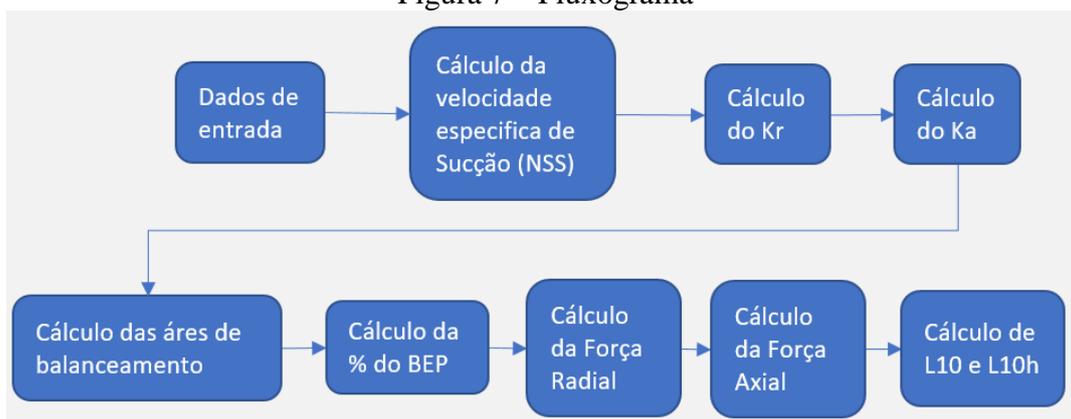
Com estas equações, pode-se calcular as forças radiais e axiais, calculando assim a vida útil estimada do rolamento  $L_{10}$  e  $L_{10h}$ .

## 5 SIMULAÇÃO

Para auxiliar o cálculo de vida de rolamento, foi criada uma ferramenta em (VBA – *Visual Basic for Applications*) que automatiza o cálculo de todas estas variáveis. O VBA é uma ferramenta em linguagem *Visual Basic*, mas roda os códigos apenas dentro do aplicativo, neste caso, Excel®. O VBA é o que normalmente é chamado de macro do Excel®, porém no caso do software criado para este estudo, foi criada também uma interface gráfica, sendo o Excel® apenas a plataforma de execução do programa, a Figura 9 exhibe fluxograma simplificado do funcionamento do software utilizado.

Este trabalho se baseia num estudo de caso real de uma grande fabricante de bombas, que demanda, portanto, o ponto de operação da bomba e da curva de performance para o dimensionamento dos pontos de operação mostrados na Figura 10 e Figura 11.

Figura 7 – Fluxograma



Fonte: Autor

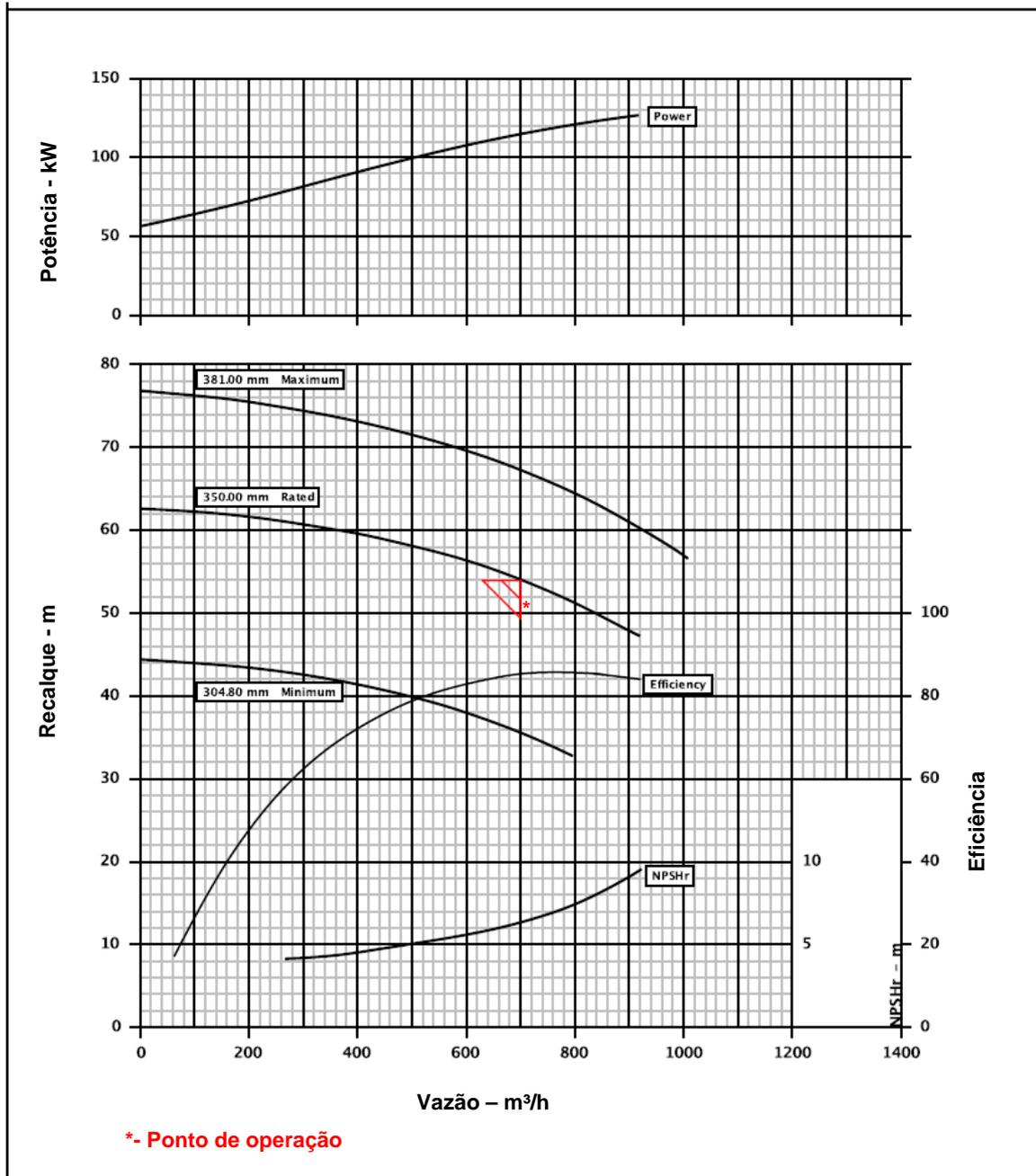
Neste projeto consideramos a curva apenas da bomba tendo o seu encontro com a curva do sistema no ponto de operação, para alterar o ponto de operação deve-se alterar invariavelmente a curva do sistema por meio de válvulas, para uma maior detalhamento sobre curvas de sistema consultar DE MATTOS, EDSON E., DE FALCO, REINALDO, Bombas Industriais, 2ª Ed, Rio de Janeiro, Interciência 1998.

Figura 8 – Folha de dados

<input checked="" type="checkbox"/> CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO (NOTA 1)			
VAZ., m <sup>3</sup> /h	NORMAL: 700	PROJETO.:	MIN.:
PRESSÕES, kPa(g)	SUCÇÃO MAX./PROJETO		1231,3 / 976
DESCARGA: 1470	PRESSÃO DIFERENCIAL		494
RECALQUE, m: 53,9	NPSH <sub>b</sub> , m: 95,8		
<input checked="" type="checkbox"/> FLUIDO BOMBEADO (NOTA 1)			
FLUIDO	AGUA DOCE		
<input type="checkbox"/> TOXICO	<input type="checkbox"/> INFLAMÁVEL	<input type="checkbox"/> PERIGOSO	
TEMPERATURA, °C:	NORMAL 119	MAX.170	MIN 25
PRESSÃO DE VAPOR Kpa abs	189	@ Normal Temp.	
VISCOSIDADE, 10 <sup>-3</sup> Pa.s	0.24 @ Normal Temp.		
CALOR. ESPEC.:	4.613 kJ / kg °C		
CORROSÃO / EROÇÃO:	-		
SOLIDOS DIAMETRO MAX. μ m:	CO <sub>2</sub> CONC. % wt		
CONC. DE CLORETOS., ppm:	H <sub>2</sub> S, % mol:		
SERVIÇO	<input checked="" type="checkbox"/> CONTINUO	<input type="checkbox"/> INTERMITENTE (PARTIDAS/DIA ____)	
MASSA ESPEC:	0.9446 @ Temp. Normal		
<input checked="" type="checkbox"/> PERFORMANCE (NOTE 1)			
CURVE NO.:	rpm: 1775		Nss: 9020
NO. DE ESTÁGIOS, PROJETO:	1		MAX.: 1
DIAMETRO DO ROTOR, mm	NOM: 350	MAX.: 381	MIN.: 304.8
POTÊNCIA DE PROJETO, kW:	116	EFICIÊNCIA, %: 83.4	
VAZÃO MÍN. CONT, m <sup>3</sup> /h ESTÁVEL:	260.0	TÉRMICA:	
MAX. AMT, ROTOR DE PROJETO, m:	62.40		
MAX. POTENCIA ROTOR DE PROJETO, kW:	132		
NPSH REQ. NA VAZÃO DE PROJETO, m:	5.5		
NA VAZÃO MÍNIMA CONTÍNUA DE FLUXO ESTÁVEL, m:	4		
NÍVEL DE RUÍDO MÁXIMO ESPERADO, dB(A):	85	@ 1m	
FATOR DE COR. DE VISCOSIDADE:	CQ: 1.0	CH: 1.0	CE: 1.0

Fonte: Adaptado, Flowserve do Brasil

Figura 9 – Curva de performance



Fonte: Adaptado, Flowserve do Brasil

Com estes documentos tem-se os seguintes pontos de interesse:

- Ponto de operação –  $Q = 700 \text{ m}^3/\text{h}$ ;  $H = 53,9\text{m}$
- *Best Efficiency Point* (BEP) –  $Q = 750\text{m}^3/\text{h}$ ;  $H = 53\text{m}$
- Vazão Mínima –  $Q_{\text{mín}} = 260\text{m}^3/\text{h}$ ;  $H = 61\text{m}$
- Vazão Máxima –  $Q_{\text{máx}} = 920\text{m}^3/\text{h}$ ;  $H = 47,5\text{m}$

## 5.1 Dados de entrada

O *software* desenvolvido tem como finalidade estimar a vida útil  $L_{10h}$  do rolamento e para isso é necessário calcular as forças radiais e axiais que atuam. Para facilitar, o *software* dispõe de uma ferramenta para estimar a massa de um rotor calculando o seu volume sem uma grande precisão, as Figuras 12 a 14 exibem a interface aonde o usuário deve inserir os dados solicitados, nenhum campo deve ficar em branco, as Figuras 15 a 18 exibem os resultados dos cálculos feitos a partir das condições de operação retiradas da Folha de dados e da Curva de performance, Figuras 10 e 11 respectivamente.

Figura 10 – Dados construtivos

**Bombas Overhung** Ver. 0.9.5 (Beta)

Dados Construtivos | Condição de Operação | Dados dos Rolamentos

Orientação: Horizontal

Anel Traseiro: Sim

D2: 385 mm

b2: 70 mm

ME: 20 kg

DF: 285.15 mm

MR: 10 kg

DT: 285.14 mm

DC: 50.8 mm

Estimar Massa

**Legenda:**  
D2 - Diâmetro do rotor  
b2 - Espessura da passagem inclindo paredes  
ME - Massa do Eixo  
MR - Massa do Rotor  
DF - Diâmetro do anel frontal  
DT - Diâmetro do anel Traseiro

Próximo Voltar

Fonte: Autor

Figura 11 – Condição de operação

**Bombas Overhung** Ver. 0.9.5 (Beta)

Dados Construtivos | Condição de Operação | Dados dos Rolamentos

Q: 700 m³/h

Q<sub>bep</sub>: 750 m³/h

H: 53.9 m

H<sub>bep</sub>: 53 m

Ps: 947 kPa

ρ: 944.6 kg/m³

n: 1775 RPM

Voluta: Dupla

**Legenda:**  
Q - Vazão  
Q<sub>bep</sub> - Vazão no BEP  
H - AMT  
ρ - Densidade  
n - Rotação  
Ps - Pressão de Sucção

Próximo Voltar

Fonte: Autor

Figura 12 – Dados dos rolamentos

Calculos Iniciais X

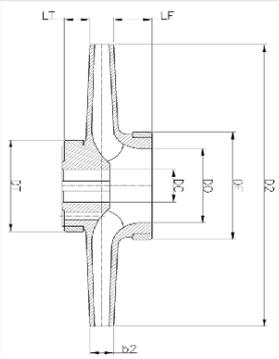
### Bombas Overhung

Ver. 0.9.5 (Beta)

Dados Construtivos | Condição de Operação | **Dados dos Rolamentos**

Modelo	7314	Y	0.52
X	0.57	Cr	127 kN

**Legenda:**  
 Todas as informações dessa aba podem ser encontradas no catálogo do fabricante.



Fonte: Autor

Figura 13 – Resultado no ponto de operação

Overhung X

Dados Calculados

Ns	2058	Kb	0,886002	Ah	0,0203262 m <sup>2</sup>
Kr	0,066088	Kf	0,89	%BEP	93,3333333
Karf	0,821712	Ab	0,05256 m <sup>2</sup>	Fr	1183,88 N
Kah	0,821712	Af	0,05255 m <sup>2</sup>	Fa	-15021,32 N
Ka2	0,950292	Abal	0,06183 m <sup>2</sup>	Pr	8036,02 N
L10h	37063				h

**Legenda:**  
 Ns - Velocidade Específica  
 Kr - Fator de Impulso Radial  
 Karf - Fator de impulso axial relativo a parede dianteira do rotor  
 Kah - Fator de Impulso axial relativo ao anel traseiro  
 Ka2 - Fator de impulso axial relativo ao diâmetro max. do rotor  
 Kb - Fator de Impulso Axial na parte de tras do rotor  
 Kf - Fator de Impulso Axial na parte da frente do rotor  
 Ab - Área exposta a pressão na parte traseira do rotor  
 Af - Área exposta a pressão na parte traseira do rotor  
 Abal - Área entre o anel traseiro e o cubo do rotor  
 Ah - Área do eixo, luva ou face rotativa do selo exposta a  
 Pr - Caroa Dinâmica Equivalente  
 %BEP - (Q/Qbeo)\*100  
 Fr - Força Radial total  
 Fa - Força Axial  
 L10 - Vida útil estimada do Rolamento



Fonte: Autor

Figura 14 – Resultado no BEP

Overhung ×

Dados Calculados

Ns	2130	Kb	0,89097	Ah	0,0203262	m <sup>2</sup>	
Kr	0,07824	Kf	0,89	%BEP	100		
Karf	0,82632	Ab	0,05256	m <sup>2</sup>	Fr	1329,87	N
Kah	0,82632	Af	0,05255	m <sup>2</sup>	Fa	-14891,4	N
Ka2	0,95562	Abal	0,06183	m <sup>2</sup>	Pr	7996,2	N
L10h	37619					h	

**Legenda:**

Ns - Velocidade Especifica  
 Kr - Fator de Impulso Radial  
 Karf - Fator de impulso axial relativo a parede dianteira do rotor  
 Kah - Fator de impulso axial relativo ao anel traseiro  
 Ka2 - Fator de impulso axial relativo ao diâmetro max. do rotor  
 Kb - Fator de Impulso Axial na parte de tras do rotor  
 Kf - Fator de Impulso Axial na parte da frente do rotor  
 Ab - Área exposta a pressão na parte traseira do rotor  
 Af - Área exposta a pressão na parte traseira do rotor  
 Abal - Área entre o anel traseiro e o cubo do rotor  
 Ah - Área do eixo, luva ou face rotativa do selo exposta a  
 Pr - Carga Dinâmica Equivalente  
 %BEP - (Q/Qbeo)\*100  
 Fr - Força Radial total  
 Fa - Força Axial  
 L10 - Vida útil estimada do Rolamento



Relatório

Voltar

Fonte: Autor

Figura 15 – Resultado na vazão mínima

Overhung ×

Dados Calculados

Ns	1254	Kb	0,747154	Ah	0,0203262	m <sup>2</sup>	
Kr	0,031572	Kf	0,75	%BEP	34,6666666		
Karf	0,714908	Ab	0,05256	m <sup>2</sup>	Fr	775,26	N
Kah	0,714908	Af	0,05255	m <sup>2</sup>	Fa	-15001,13	N
Ka2	0,7794	Abal	0,06183	m <sup>2</sup>	Pr	7947,89	N
L10h	38309					h	

**Legenda:**

Ns - Velocidade Especifica  
 Kr - Fator de Impulso Radial  
 Karf - Fator de impulso axial relativo a parede dianteira do rotor  
 Kah - Fator de impulso axial relativo ao anel traseiro  
 Ka2 - Fator de impulso axial relativo ao diâmetro max. do rotor  
 Kb - Fator de Impulso Axial na parte de tras do rotor  
 Kf - Fator de Impulso Axial na parte da frente do rotor  
 Ab - Área exposta a pressão na parte traseira do rotor  
 Af - Área exposta a pressão na parte traseira do rotor  
 Abal - Área entre o anel traseiro e o cubo do rotor  
 Ah - Área do eixo, luva ou face rotativa do selo exposta a  
 Pr - Carga Dinâmica Equivalente  
 %BEP - (Q/Qbeo)\*100  
 Fr - Força Radial total  
 Fa - Força Axial  
 L10 - Vida útil estimada do Rolamento



Relatório

Voltar

Fonte: Autor

Figura 16 – Resultado na vazão máxima

Overhung ×

Dados Calculados

Ns <input type="text" value="2359"/>	Kb <input type="text" value="0,906771"/>	Ah <input type="text" value="0,0203262"/> m <sup>2</sup>
Kr <input type="text" value="0,12554"/>	Kf <input type="text" value="0,91"/>	%BEP <input type="text" value="122,666666"/>
Karf <input type="text" value="0,840976"/>	Ab <input type="text" value="0,05256"/> m <sup>2</sup>	Fr <input type="text" value="15186,25"/> N
Kah <input type="text" value="0,840976"/>	Af <input type="text" value="0,05255"/> m <sup>2</sup>	Fa <input type="text" value="-15627,78"/> N
Ka2 <input type="text" value="0,972566"/>	Abal <input type="text" value="0,06183"/> m <sup>2</sup>	Pr <input type="text" value="11011,83"/> N
L10h <input type="text" value="14404"/> h		

**Legenda:**

- Ns - Velocidade Específica
- Kr - Fator de Impulso Radial
- Karf - Fator de impulso axial relativo a parede dianteira do rotor
- Kah - Fator de impulso axial relativo ao anel traseiro
- Ka2 - Fator de impulso axial relativo ao diâmetro max. do rotor
- Kb - Fator de Impulso Axial na parte de tras do rotor
- Kf - Fator de Impulso Axial na parte da frente do rotor
- Ab - Área exposta a pressão na parte traseira do rotor
- Af - Área exposta a pressão na parte traseira do rotor
- Abal - Área entre o anel traseiro e o cubo do rotor
- Ah - Área do eixo, luva ou face rotativa do selo exposta a
- Pr - Carga Dinâmica Equivalente
- %BEP -  $(Q/Q_{bep}) \cdot 100$
- Fr - Força Radial total
- Fa - Força Axial
- L10 - Vida útil estimada do Rolamento



Fonte: Autor

## 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Através do estudo realizado por este trabalho foi possível notar que quanto maior a vazão aplicada no sistema, maiores serão os esforços resultantes e, conseqüentemente, menor é a vida de um rolamento. Como critério de aceitação indicado pela API, os rolamentos devem ter uma vida útil  $L_{10h}$  superior a 25 mil horas e no caso estudado neste trabalho, para o ponto de operação, esta bomba está perfeitamente aceitável.

Mesmo diante do exposto, existem diversos outros fatores que alteram a vida útil de um rolamento, como por exemplo, uma estrutura civil mal projetada, que pode aumentar a vibração, reduzindo a vida útil, uma tubulação mal suportada, que pode causar uma deflexão na carcaça e, conseqüentemente, aumentar a carga nos rolamentos, a utilização na vazão mínima, que gera diversos problemas como recirculação, aumento de temperatura e, conseqüentemente, diminuição na vida dos rolamentos. Estes fatores não são considerados nestes cálculos que servem como uma validação de projeto.

## REFERÊNCIAS

CAMPANHA, Marcos Vilodres; SINATORA, Amilton. Estudo sobre a vida útil de rolamentos fixos de uma carreira de esferas. 2007. **Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo**, São Paulo. v. 138, 2007.

DA SILVA, Marcos Antonio; Y GONZALEZ, Manuel Losada. Influência de fatores da manutenção que afetam a vida útil dos motores de indução. **VIII Conferência Internacional de Aplicações Industriais**. Poços de Caldas, 2008.

EPAMINONDAS Pio Correia Lima, Mecânica das Bombas, 2ª edição, **Rio de Janeiro: Interciência**, 2003

HARRIS, T. A. Friction and wear of rolling-element bearings. In: **ASM Handbook, 18: Friction, lubrication, and wear technology**. Ohio, 1992. v. 18. p. 499-514.

MACINTYRE, A.J., “Bombas e Instalações de Bombeamento”, 2. ed. **Rio de Janeiro: LTC**. 782p, 2013

NEPOMUCENO, Lauro Xavier. Técnicas de manutenção preditiva. **E. Blucher**, 1989.

PINTO, A.K., XAVIER, J.N., 1998, “Manutenção: Função Estratégica”, **Rio de Janeiro: Qualitymark**, 287p.

PRASHANT, Sidhappa Bolade, SANTOSH, J Madki. Analysis of Hydraulic Thrusts in Centrifugal Pump to Increase te Bearing Life. **IJERT** [online], Vol. 4 Issue, 2015.

SERRA, REYNALDO CAVALCANTI et al. Detecção de Trincas em Eixos de Bombas Centrífugas em Operação, através da técnica de análise de Vibrações. **Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, São Paulo**, 1995.

DE MATTOS, EDSON E., DE FALCO, REINALDO, Bombas Industriais, 2ª Ed, Rio de Janeiro, Interciência 1998.