

DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO DE INSTALAÇÕES DE BOMBEAMENTO COM ÊNFASE EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E INVERSOR DE FREQUÊNCIA. (pas2013)

Pedro Alves Silva ⁽¹⁾

Engenheiro Civil pela Universidade Mackenzie. Especialista em Engenharia de Saneamento Básico pela Faculdade de Saúde Pública da USP. Mestre em Engenharia Hidráulica pela Escola Politécnica da USP. Engenheiro da TECNOBRAS (1990 -1992). Engenheiro da IMPERPLASTIC (1992-1996), com experiência em recuperação estrutural, impermeabilização, edificação. Engenheiro Autônomo (1993 -1996). Professor de Engenharia no CETEC Centro de ciências exatas e tecnologia da UNICSUL - Universidade Cruzeiro do Sul (2000-2008). Professor de Engenharia Civil da Universidade Nove de Julho UNINOVE - Professor do Departamento de Ciências Exatas (Atual). Professor de Engenharia Civil da Fundação Armando Alvares Penteado - FAAP São Paulo (Atual). Engenheiro da SABESP, com experiência nas áreas de Projetos Hidráulicos de Estações Elevatórias e sistemas de abastecimento público de água, Hidrometria e Pitometria, Perdas físicas nos sistemas de abastecimentos de água e Operação da distribuição de água em abastecimento público (1996 - Atual).

Gilmar da Silva ⁽²⁾

Doutor em Engenharia Civil na Área de Saneamento e Ambiente pela Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP). Atualmente é Professor Titular do Curso de Engenharia Civil da Universidade Nove de Julho (UNINOVE) no Campus do Memorial da América Latina em São Paulo.

Francis Valter Pêpe França ⁽³⁾

Engenheiro Civil. Especialista em Saneamento Básico. Mestre em Engenharia Civil. Professor da UFRB - Universidade Federal do Recôncavo da Bahia - Bahia - Brasil.

Endereço ⁽¹⁾: Rua Cravorana, 103 - Jd. Pedro José Nunes. São Paulo. SP. CEP 08061-220 BR. Tel: +55 (11) 2037.8647 - Fax: +55 (11) 2681.3750 - e-mail: lestepas@uol.com.br, pedroasilva@sabesp.com.br e pedro.as@uninove.br.

RESUMO

A especificação de bomba que melhor atende ao projeto inclui às instalações do barrilete e as condições de funcionamento, incluem-se aí, a tubulação, tipo do material, flanges, válvulas do barrilete de sucção e recalque e as válvulas de retenção. Todos estes elementos interferem no resultado final da instalação através da perda de carga gerada, vibração e ruído e conseqüentemente no funcionamento dos conjuntos elevatórios.

Para o dimensionamento adequado é necessário recorrer ao TEOREMA DE BUCKINHAM, onde são definidos conceitos de MODELOS E PROTOTIPOS para as várias formas ou famílias de bombas. A energia total $E = g.H = f(D, \rho, \mu, N, Q)$ e o rendimento, também, serão obtidos em função destas grandezas $\eta = f(D, \rho, \mu, N, Q)$. Pelo TEOREMA, têm-se seis grandezas envolvidas: $(\eta, \rho, \mu, N, D, Q)$, tomando-se três como base, tem-se: $6 - 3 = 3$, que são representadas por $\varphi(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0$ resolvendo este sistema por análise dimensional, obtêm-se os parâmetros necessários para se obter a melhor escolha entre bombas de vários fabricantes, e ainda, aplicar as leis de semelhança geométrica para a variação na rotação por meio de inversor de frequência para controlar a pressão com as variações no consumo de água, sazonalidade diária.

PALAVRAS-CHAVE: *Eficiência energética, inversor de frequência, dimensionamento de bombas, estações elevatórias de água e esgoto.*

INTRODUÇÃO

Nas novas instalações de elevatórias de água e esgoto o consumo de energia elétrica é o grande vilão quando se refere ao custo operacional anual das grandes estações elevatórias de água tratada, bruta ou de esgoto. Surge daí a expressão “eficiência energética” para traduzir todas as formas de busca por menor consumo de energia por metro cúbico aduzido. Na verdade o conceito de eficiência energética pode se iniciar na implantação do sistema de abastecimento como um todo, isto é, a escolha do centro de reservação deve ser em decorrência de análise da topografia do sistema de distribuição e sua necessidade de zoneamento de pressão, a posição do reservatório deve ser analisada em referência à cota da captação ou do tratamento, pode-se gastar muita energia para vencer grandes alturas geométricas com a vazão total do sistema e depois gastar mais dinheiro com redução de pressão por VRP; sendo que uma cota intermediária para instalação do centro de reservação seria mais econômico do ponto de vista energético, pois não precisaria elevar toda água para o ponto máximo; para isso bastaria elevar uma pequena parcela desta água por meio de uma estação elevatória menor e conseqüentemente com menor consumo de energia. O zoneamento adequado leva em conta a posição geográfica do centro de reservação com análise de várias opções para obter o melhor balanço energético aproveitando a energia potencial disponível no manancial; então, vistas estas condições, parte-se para o dimensionamento dos conjuntos elevatórios que atendam às necessidades com menor custo possível; naturalmente passa-se por um conjunto de técnicas para identificar a melhor família de bombas em função de rotação, velocidade e rotor específico que vão levar ao melhor modelo de família de bombas para as características específicas da estação elevatória e através de um bom painel de comando, equipado com inversor de frequência, disponibilizar apenas a pressão suficiente para abastecer o cliente com pressão máxima de 10 mca independente das variações diárias no consumo, sazonalidade diária.

OBJETIVO

O objetivo deste estudo é o dimensionamento de bombas sem depender de catálogos de fabricantes, com base nas formulações teóricas obtidas pelo Teorema de Buckingham, para determinar o diâmetro do rotor “D(mm)”, o NPSHr - Net Positive Suction Head required, a altura de sucção positiva ou negativa, as famílias de bombas: Radial, Francis, Semi axial e Axial; Rotor simples, duplo ou múltiplo e o rendimento máximo correspondente “ $\eta_{m\acute{a}x}$ (%)”, para uma instalação com vazão “Q(m³/s)” e altura manométrica total “AMT(m)”, de tal forma que se possa escolher entre vários fabricantes, a bomba que melhor atenda a especificação proposta.

DESENVOLVIMENTO TEÓRICO DA PROPOSTA

Um breve resumo do dimensionamento adequado de uma bomba em função da formulação por análise dimensional para escolha do tipo de bomba em função do tipo de rotor para uma instalação de bombeamento.

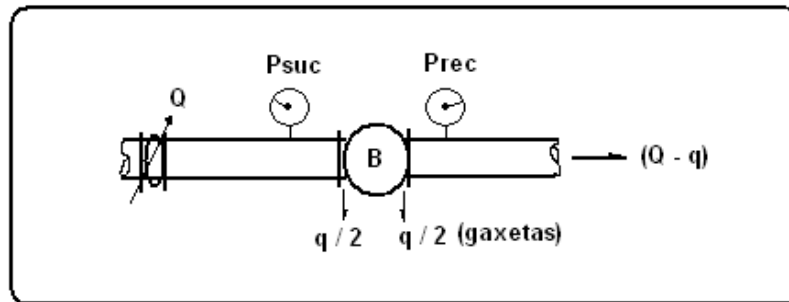


Figura 51 – Representação esquemática de adução por bomba.

1. DIMENSIONAMENTO DA BOMBA

Os cálculos são basicamente simples e resumem-se, a partir de uma vazão pré-estabelecida pela necessidade do projeto, em calcular a altura geométrica (topografia) e as perdas de cargas hidráulicas, que são função das singularidades, rugosidade da tubulação e da viscosidade do fluido. Outras condições devem ser consideradas, conforme a ordem de grandeza que esta instalação possa atingir: uma análise transitória, já na fase de projeto deve ser considerada no anteprojeto, logo após o levantamento topográfico do caminhamento da rede, nesta fase verifica-se se a instalação da elevatória juntamente com a tubulação oferece resistência estrutural suficiente para suportar aos esforços hidráulicos nos regimes permanentes e transitórios. A escolha e especificação da tubulação, ancoragens, válvulas de controle, válvulas de introdução e expulsão de ar (ventosas), válvulas de retenção adequadas para o tipo de projeto, também devem ser consideradas. Os tipos de solos e obstáculos naturais e artificiais no caminhamento da adução constituem uma análise inicial de grande importância no custo final da instalação.

- Cálculo da altura manométrica total da instalação hidráulica (AMT).

A altura manométrica total é composta de duas cargas: a altura de elevação do fluido e pelas resistências oferecidas ao escoamento, que por sua vez está relacionada a rugosidade da tubulação, singularidades e pela força viscosa entre as moléculas do fluido.

$$AMT = H_{GEOMETRICO} + \Delta H_{RESISTÊNCIA_AO_ESCOAMENTO}$$

(71)

$$H_{GEOMÉTRICO} = \Delta(Cotas) + Pressão_de_saída_da_tubulação$$

$$\Delta H = \Delta H_{SUCCÃO} + \Delta H_{RECALQUE}$$

$$\Delta H = \sum K_{Singularidade} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} + f \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}, \text{ Para sucção e recalque separadamente.}$$

- A pressão disponível no flange de sucção, também, deve ser calculada.

O $NPSH_d$, é calculada em função da pressão barométrica da cota de instalação da bomba, da carga hidráulica, das perdas na sucção e da pressão de vapor do fluido na temperatura de bombeamento, em resumo tem-se:

$$NPSH_d = P(abs) - P(vapor).$$

- Potência requerida no eixo da bomba
- Potência hidráulica: $P_H = \gamma \cdot H \cdot Q(\text{Watt});$

- Potência elétrica: $P_E = (MOTOR)(Watt)$;
- Rendimento: $\eta = \frac{P_H}{P_E} (\%) \rightarrow$ Para cada ponto: $E = g.h = f(D, \rho, \eta, \mu, N, Q)$

Onde:

D:=Diâmetro do rotor

ρ :=Massa específica do fluido a ser aduzido;

μ := Viscosidade do fluido;

γ := Peso específico do fluido($\gamma=9810N/m^3$);

η :=Rendimento da bomba;

N:= Rotação do rotor

Q:=Vazão aduzida.

O projeto deverá especificar a bomba que apresente o melhor desempenho no rendimento da instalação, o que será verificado como está representado da Figura 2.

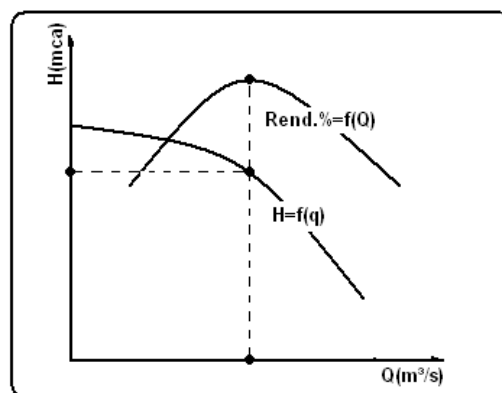


Figura 2 – ponto de rendimento máximo para a escolha da bomba que atenda à instalação.

As equações obtidas do TEOREMA DE BUCKINHAM com base em $\varphi(\pi_1, \pi_2, \pi_3) = 0$ são:

- ❑ Coeficiente de carga: $\pi_1: \psi = C_H = \frac{g.H}{n^2 D^2}$
- ❑ Coeficiente de vazão: $\pi_2: \varphi = C_Q = \frac{Q}{n.D^3}$
- ❑ Coeficiente de potência: $\pi_3: \chi = \frac{N}{\rho n^3 . D^5}$
- ❑ Coeficiente proporcional ao número de Reynolds $\approx \frac{\rho . n . \nu . D^2}{\mu}$
- ❑ Rendimento: $\pi_4: \eta =$ adimensional.

Descrição:

n: rotação (rpm); g: Aceleração da gravidade (m/s^2); H: Carga hidráulica (m); D: Diâmetro do rotor (m); Q: Vazão (m^3/s); ρ : Massa específica do fluido (kg/m^3); ν : Viscosidade cinemática do fluido (m^2/s); μ : Viscosidade dinâmica do fluido ($kgf.s/m^2$); N: potência da bomba (CV ou KW).

A partir de ensaios simples, podem-se obter as famílias de bombas geometricamente semelhantes, GEOSIM.

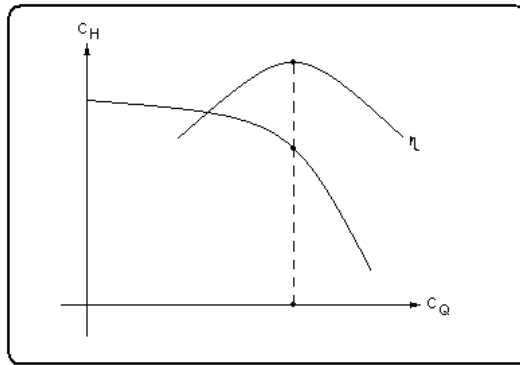


Figura 3 – Relação entre C_H e C_Q para família de bombas com rendimentos semelhantes. Que para mudanças de rotação n , tem-se:

$$Q = C_Q \cdot n \cdot D^3 ; H = \frac{C_H \cdot n^2 \cdot D^2}{g} ; \eta = \eta^*$$

Com base nas grandezas anteriores, podem-se obter as novas relações:

$$\rightarrow \begin{cases} C_{Q0} = \frac{Q_0}{n_0 D^3} \\ C_{H0} = \frac{g H_0}{n_0^2 D^2} \end{cases} \rightarrow \eta_{m\acute{a}x}$$

Para as duas equações C_{Q0} e C_{H0} não se têm o “D”, por isso deve-se eliminá-lo; a partir da Figura 3, procura-se identificar a família de bombas geometricamente semelhante através de um parâmetro que caracterize o diagrama universal das bombas geometricamente semelhantes, independentemente do diâmetro do rotor “D”. Combinando-se C_{Q0} e C_{H0} , tem-se a rotação específica C_N e o diâmetro específico do rotor C_D :

$$C_N = \left(\frac{C_{Q0}^2}{C_{H0}^3} \right)^{\frac{1}{4}} = \left(\frac{\left(\frac{Q_0}{N_0 D^3} \right)^2}{\left(\frac{g H_0}{N_0^2 D^2} \right)^3} \right)^{\frac{1}{4}} = \frac{N_0 \frac{\pi}{30} (rad/s) \sqrt{Q_0}}{(g H_0)^{\frac{3}{4}}} \rightarrow \text{Velocidade específica}$$

$$C_D = \left(\frac{C_{Q0}^2}{C_{H0}} \right)^{\frac{-1}{4}} = \left(\frac{Q_0^2 N_0^2 D^2}{N_0^2 D^6 g H_0} \right)^{\frac{-1}{4}} = \frac{D (g H_0)^{\frac{1}{4}}}{\sqrt{Q_0}} \rightarrow \text{Diâmetro específico}$$

O objetivo deste artigo é preparar uma tabela, com base nas formulações teóricas concebidas pela análise dimensional, para determinar o diâmetro do rotor “D(mm)” e o rendimento máximo correspondente “ $\eta_{m\acute{a}x}$ (%)”, para a instalação com vazão “ $Q(m^3/s)$ ” e altura manométrica total “AMT(m)”, de tal forma que se possa escolher entre vários fabricantes, a bomba que melhor atenda a especificação proposta. A Figura 4 mostra a relação entre os coeficientes de vazão e de carga com a velocidade específica, diâmetro específico e o rendimento.

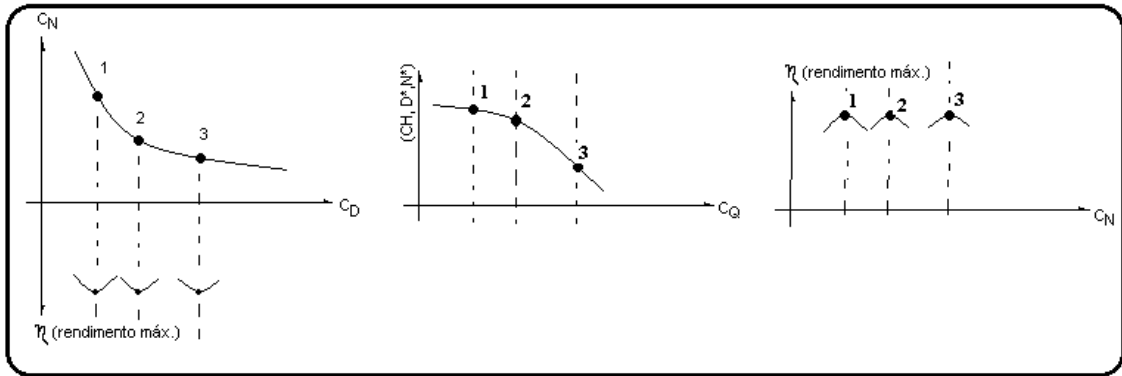


Figura 4 – Relação entre os coeficientes das famílias semelhantes 1, 2 , 3n e rendimento.

Outros parâmetros podem ser equacionados a partir dos três anteriores, e serão de grande utilidade no dimensionamento do rotor de uma bomba para atender a determinada vazão e pressão de um sistema, onde logicamente, quer-se obter o máximo rendimento, podem-se então utilizar as pesquisas já comprovadas ao longo do tempo, para obter-se o dimensionamento com rendimento máximo. Utilizando as equações da velocidade específica e do diâmetro específico, pode-se obter um gráfico que correlacione à rotação específica com o diâmetro específico, de tal forma, que se obtenha à relação de proporção entre as duas equações, conforme a Figura 5 que é conhecida como diagrama de Cordier.

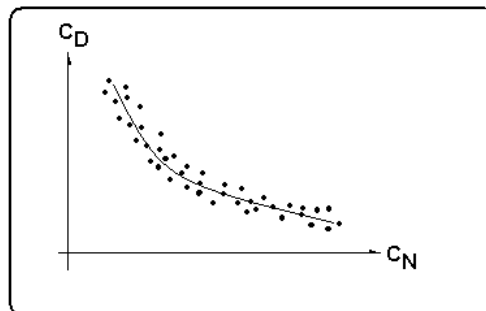


Figura 5 – Correlação entre C_N e C_D para equacionamento da função $C_D = f(C_N)$

De uma seqüência de valores de C_N e C_D em função dos valores de Vazão e pressão, por mínimos quadrados, obtém-se a equação $C_D = f(C_N)$:

$$C_D = 3,0078C_N^{-0,7879} \text{ (SOUZA, P.A. 2005).}$$

□ A correlação entre modelo “M” e protótipo “P” obtém-se a partir das igualdades impostas ao sistema de equações:

$$\varphi_M = \varphi_P; \psi_M = \psi_P; \chi_M = \chi_P; N_M = N_P$$

$$\text{Vazão: } Q = \varphi n D^3; \text{ Pressão: } gH = \psi n^2 D^2; \text{ Potência: } Pot = \chi \rho n^3 D^5;$$

$$\text{Rendimento: } \eta = \rho \varphi n D^3 \psi n^2 D^2 \cdot \frac{1}{\chi \rho n^3 D^5} = \frac{\varphi \psi}{\chi} \rightarrow \eta = \frac{\varphi \psi}{\chi}$$

Com base nestas equações podem-se obter várias combinações importantes para utilização no dimensionamento das bombas.

□ Mudança no rotor (CORTE OU USINAGEM).

Por motivo do efeito escala, deve-se considerar a aproximação: $D_2 < D_1 \Rightarrow \frac{D_2}{D_1} \geq 0,97$,

para que se obtenha uma razão de semelhança adequada. Dentro desta faixa, tem-se:

Vazão: $Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)$; Carga: $H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2$; Potência: $P_2 = P_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3$

□ Equações empíricas têm-se as aproximações:

Varição no tamanho (MOODY): $\frac{1-\eta_p}{1-\eta_m} \cong \left(\frac{D_M}{D_P} \right)^{\frac{1}{4}}$

Variações na vazão (ANDERSON): $\frac{0,94-\eta_p}{0,94-\eta_m} \cong \left(\frac{Q_M}{Q_P} \right)^{0,32}$

Após uma mudança da rotação n_1 para a rotação n_2 , tem-se a mudança de rendimento de η_1 para η_2 :

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^{0,1}$$

Com base na teoria da semelhança, alterando-se a rotação, têm-se mudanças na vazão, pressão e potência.

□ Mudança na rotação - SEMELHANÇA.

• $\frac{Q_M}{Q_P} = \frac{n_M}{n_P}$; $\frac{H_M}{H_P} = \left(\frac{n_M}{n_P} \right)^2$; $\frac{Pot_M}{Pot_P} = \left(\frac{n_M}{n_P} \right)^3$

As curvas de igual rendimento, sendo “ n_1 ” a rotação inicial e “ n_2 ” a nova rotação, têm-se

$\alpha = \frac{n_2}{n_1}$ pode-se aplicar para obter:

• $Q_2 = Q_1 \cdot \alpha$; $H_2 = H_1 \cdot \alpha^2$; $P_2 = P_1 \cdot \alpha^3$

□ O tipo de bomba mais adequado ao projeto poderá se obtido com base na rotação específica Nq .

$$Nq = \frac{N(\text{rpm}) \cdot \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \text{ (S.I.)}$$

Tipo de bomba com base no rotor	Rotação específica Nq (rpm)
Bombas de embolos, engrenagens, lóbulos, parafusos, palhetas	menor que 10
Bombas radiais	10 à 40
Bombas centrífugas ou helicoidais	35 À 85
Bombas centrífugas mistas ou semi-axial	80 à 150
Bombas axiais	125 à 500

A rotação específica e a velocidade específica permitem a escolha do tipo de rotor e conseqüentemente o tipo de bomba, para aplicações em determinados sistemas de

recalque. A Figura 6 mostra a relação da rotação específica com o rendimento máximo e o tipo de rotor, por faixa de vazão.

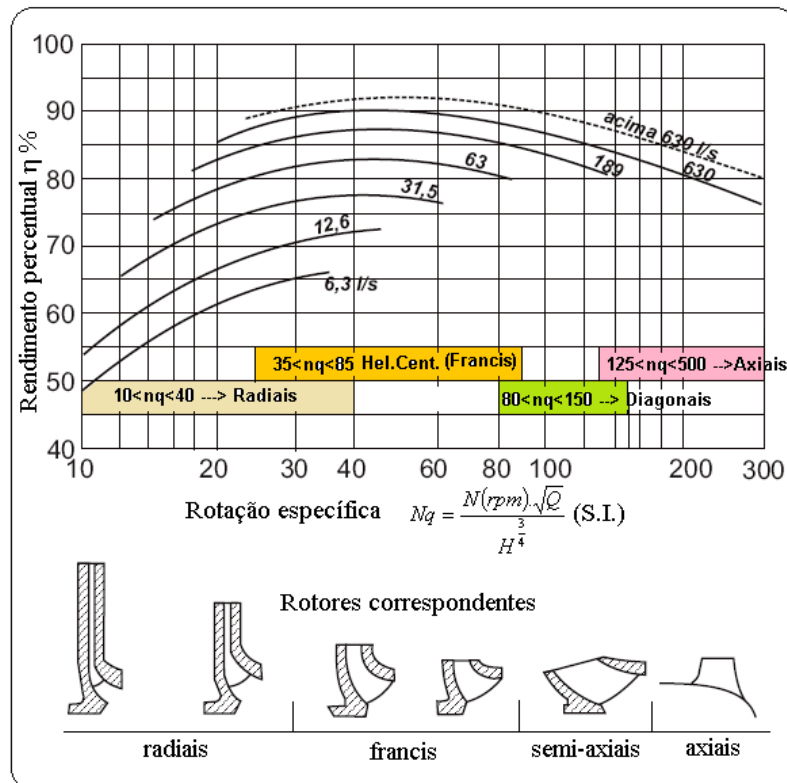


Figura 6 – Tipos de rotores com base na rotação específica. Adaptado de <http://www.escoladavida.eng.br> – dez/2012.

□ Verificação do NPSHd

Como já foi citado anteriormente, a cavitação é um fenômeno que depende da pressão e temperatura do fluido, bem como outras interferências secundárias como acabamento interno das paredes da tubulação ou máquina, vórtices horizontais e instabilidade do fluido, pressão barométrica e outros. Nas bombas a cavitação deve ser considerada como um fenômeno físico a ser controlado em níveis baixos (menor que a incipiente), o suficiente para não afetar a integridades físicas da máquina e não causar a diminuição da capacidade de vazão nominal e rendimento, por meio da introdução de vapores d'água formados na fase de cavitação.

Para garantir o controle da cavitação nas bombas é necessário o cálculo do NPSH_d (Net Positive Suction Head) Pressão absoluta disponível na flange de sucção prevista no projeto (Barrilete de sucção e bomba), por outro lado o fabricante já estabelece qual seria a pressão ideal mínima para que sua bomba não cavite na vazão nominal, levando-se em conta algumas recomendações adicionais para o projeto do barrilete de sucção. A condição necessária é estabelecer a pressão absoluta disponível no flange de sucção, capaz de garantir o NPSH_d > NPSH_r (Requerido pelo fabricante).

- NPSH_r pressão requerida no flange de sucção da bomba (Fabricante).

$$NPSH_r = P_{(abs)} - P_{(vapor)}$$

- NPSH_d pressão disponível no flange de sucção da instalação(Projeto).

$$NPSH_d = P_{(abs)} - P_{(vapor)} > NPSH_r$$

- Altura manométrica total

$$AMT = \frac{P_r - P_s}{\gamma} + Z_r - Z_s + \frac{V_r^2 - V_s^2}{2g}$$

- Fator de cavitação de Thoma

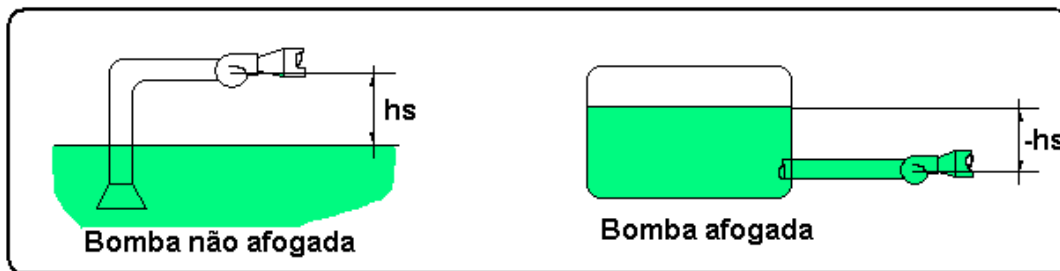
$$\sigma = \frac{NPSH_r}{AMT}$$

$$NPSH_d = \Delta \cdot NPSH_c, \text{ onde } 1,3 \leq \Delta \leq 1,7$$

Portanto: $NPSH_c = \frac{NPSH_d}{\Delta} \rightarrow \sigma_c = \frac{NPSH_c}{AMT}$, Fator crítico. (Ensaio de entrega da bomba).

- Altura máxima de aspiração para bombas não afogadas.

A pressão mínima disponível no flange de sucção depende da pressão barométrica local, das perdas na tubulação de sucção e da altura máxima de aspiração h_s , conforme mostra a Figura 7.



Figur

a 7 - Tipos de barrilete de sucção para o cálculo do h_s .

$$NPSH_d = H_{(abs)} - H_{(vapor)} = H_{atm} - h_s - \Delta H_{suc.} - H_{vapor}$$

$$h_s = H_{atm} - NPSH_d - \Delta H_{suc.} - H_v$$

Se $h_s > 0 \rightarrow$ Bomba não afogada

Se $h_s < 0 \rightarrow$ Bomba afogada.

- O coeficiente de cavitação de Thoma (σ).

O coeficiente de cavitação de Thoma pode ser calculado em função da rotação específica N_q :

$$\sigma = \varphi \cdot N_q^{\frac{4}{3}} = \varphi \cdot \left(\frac{N(\text{rpm}) \cdot \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \right)^{\frac{4}{3}}$$

Onde:

- Bombas centrífugas radiais, lentas e normais $\rightarrow \varphi = 0,0011$;
- Bombas helicoidais e hélico-axiais $\rightarrow \varphi = 0,0013$;
- Bombas axiais $\rightarrow \varphi = 0,00145$. (MACINTYRE, 1997).

Portanto: $NPSH_r = \sigma \cdot AMT$

A base teórica aqui apresentada já é suficiente para montar a Tabela 1 que permitirá o cálculo do diâmetro do rotor e o tipo de bomba que vai apresentar a melhor eficiência ou rendimento elétrico.

I. Rotação n(rpm)	II. Veloc. Esp. CN.	III. Diâm. do rotor Dr(m)	IV. Veloc. esp. Unit. Ns(rpm)	V. Veloc.esp. Nq(rpm)	VI. Fator de cavitação σ	VII. NPSHr	VIII. Rend. η%	IX. Altura de sucção h(m)	X. Tipo de Bomba	XI. OBS.
3500										hs<0 afogada
1750										
1160										
880										

Tabela 1 – Especificação de bombas

□ Obtenção dos dados da Tabela 1.

I. Rotação em rpm;

II. Velocidade específica em radiano/segundo: $CN = \frac{N_0 \frac{\pi}{30} (rad/s) \sqrt{Q_0}}{(gH_0)^{\frac{3}{4}}} (rad/s)$

III. Diâmetro do rotor: $Dr = 3,0078 \left(\frac{\sqrt{Q}}{(gH)^{\frac{1}{4}}} \right) CN^{-0,7879} (S.I.);$

IV. Velocidade específica unitária: $NS = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} (rpm);$

V. Velocidade específica normal: $Nq = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} (rpm);$

VI. Fator de cavitação de Thoma: $\sigma = \varphi(Nq)^{\frac{4}{5}} (adimensional);$

VII. “Net Positive Suction Head”: $NPSHr = \sigma.AMT(m);$

VIII. Rendimento com base na Figura 6, entrada com vazão e a velocidade específica norma Nq.

IX. Altura mínima de secção: $hs = H_{atm} - NPSHd - \Delta H_{suc} - H_{vapor};$

X. O tipo de bomba poderá ser obtido pela faixa de rotação específica obtida e o tipo de rotor correspondente, conforme a indicação da Figura 6, sendo que para o rotor de dupla sucção, deve-se dividir a vazão por dois rotores.

□ POTÊNCIA DA BOMBA

$$Pot = \frac{\gamma \cdot Q \cdot AMT}{75 \eta_b} [CV]$$

□ Cálculo da “eficiência” teórica “ξ” da instalação:

$$\xi = 0,002725 \frac{AMT}{\eta_g} \left[\frac{kwh}{m^3} \right]$$

→ Potência por conjunto em [kw]:

$P = \xi * Q[m^3/h]$ (escolher o motor comercial e ajustar o fator de potência para no mínimo 0,92).

2. CÁLCULO DA FAIXA DE VARIAÇÃO DA FREQUÊNCIA DO INVERSOR PARA A VARIAÇÃO DE CONSUMO DIÁRIO.

O capítulo 1 descreve os procedimentos de cálculos para a obtenção do rotor que para a vazão e altura manométrica do projeto tenha o melhor desempenho elétrico ou rendimento, com a fase do capítulo 1 concluída, pode-se escolher qual o catálogo de fabricante que fornece a bomba especificada na Tabela 1. Observa-se que esta escolha de fabricante não foi necessária para obter o tipo de rotor e bomba, e, está sendo utilizada só para obter a curva da bomba para especificar a faixa de rotação que será programada no inversor através da frequência. Portanto neste capítulo será determinada a faixa operacional de rotação do rotor da bomba para atender a demanda com pressão constante no ponto crítico a ser informada na programação (setup) do inversor de frequência. A Figura 8 mostra os pontos R,S,T da curva do rotor na rotação nominal n_0 , a equação da curva do rotor pode ser aproximada por:

$$H_0 = A + B \cdot Q - C \cdot Q^2 \quad (01)$$

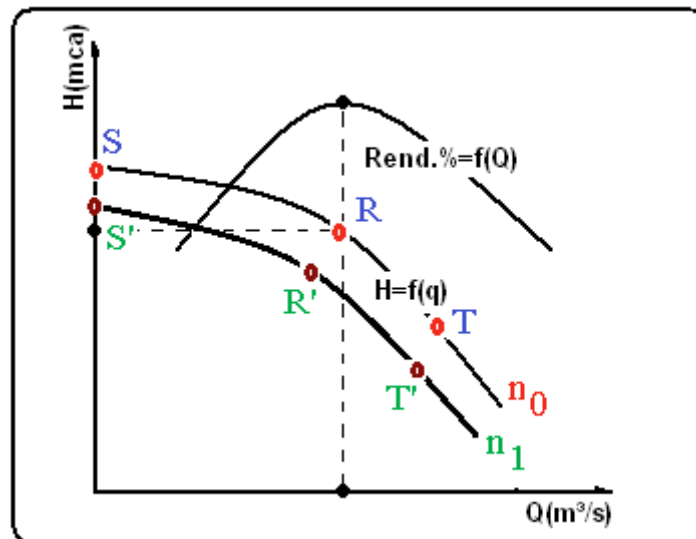


Figura 8 – representação gráfica da curva do rotor

Introduzindo o fator de rotação $\alpha = n_0/n_1$ na equação do rotor, tem-se:

$$H1 = A1 \cdot \alpha^2 + B1 \cdot \alpha \cdot Q - C1 \cdot Q^2 \quad (02)$$

Após o cálculo da Tabela 1, pode-se escolher tipo de bomba, rotor e rendimento elétrico, pode-se escolher o catálogo de um fabricante que melhor atenda às especificações apresentadas pela Tabela 1, escolher três pontos da curva do rotor de melhor rendimento e determinar a equação do rotor com base nas ordenadas de três pontos: $S(0, H_S)$; $R(Q_R, H_R)$ e $T(Q_T, H_T)$, da curva do rotor para a rotação n_0 , uma boa aproximação pode ser obtida pelo método apresentado abaixo (KOELLE, 1998).

$$A1 = H_S$$

$$B1 = \frac{(H_S - H_R) \cdot Q_T^2 - (H_S - H_T) \cdot Q_R^2}{Q_T \cdot Q_R^2 - Q_R \cdot Q_T^2}$$

$$C1 = \frac{(H_S - H_T) \cdot Q_R - (H_S - H_R) \cdot Q_T}{Q_R \cdot Q_T^2 - Q_T \cdot Q_R^2}$$

A curva do sistema pode ser obtida pela diferença de cotas adicionando a pressão que queremos disponibilizar no ponto crítico e somando-se aí as perdas de cargas distribuídas e localizadas.

$$C_{\text{Sistema}} = (\Delta \text{Cota} + \text{Pressão do ponto crítico}) + \frac{8}{\pi^2 g} \left(\frac{\sum K}{D^4} + \frac{fL}{D^5} \right) Q^2, \text{ sucção e recalque.}$$

Outra maneira de obter uma boa aproximação para a curva do sistema é com base na AMT, altura estática H_e e a vazão, entrar na equação da AMT do sistema e obter a constante K:

$$AMT = H_e + K \cdot Q^2 \rightarrow K = \frac{AMT - H_e}{Q^2}$$

A nova rotação da bomba para obter uma variação de vazão ΔQ com a pressão constante no ponto crítico, do setor de abastecimento, pode ser obtida com base nas equações de semelhança física entre modelo e protótipo. Entrando com a nova vazão na equação do sistema pode-se determinar a AMT_1 , correspondente ao ponto A1 de operação da bomba com a nova vazão $Q1$.

O ponto A1(Q_1 ; AMT_1) não pertence a bomba e sim ao sistema e conseqüentemente não poderá ser aplicado a ele, as leis de semelhança da bomba.

A bomba deverá atender esta nova solicitação alterando a rotação de n_0 para n_1 . Para a nova rotação n_1 será necessário um novo ponto A2 pertencente à curva da bomba operando na rotação n_1 em rpm e que esteja na curva de funcionamento semelhante que passa pelo ponto A1 e que está relacionado ao ponto A (rendimento máximo) através da curva do sistema.

Num novo ponto A2(Q_2 ; AMT_2) pertencente a curva da bomba girando a n_1 rpm poderá ser aplicadas as Leis de semelhança da bomba.

Leis de semelhanças:

$$1) \quad \frac{Q'}{n' \cdot D^3} = \frac{Q''}{n'' \cdot D^3} \rightarrow Q'' = Q' * \left(\frac{n''}{n'} \right) \quad (03)$$

$$2) \quad \frac{H'}{(n')^2 * D^2} = \frac{H''}{n''^2 * D^2} \rightarrow H'' = H' * \left(\frac{n''}{n'} \right)^2 \quad (04)$$

$$3) \quad \text{Rendimento} \rightarrow \eta' = \eta'' \quad (05)$$

A relação entre (04) e (05) nos fornece a parábola de funcionamento semelhante:

$$H'' = \left[\frac{H'}{(Q')^2} \right] * (Q'')^2 \quad (06)$$

A equação 6 representa a curva dos vértices de funcionamento semelhante, mantendo o mesmo rendimento, e faz intersecção com a família de curvas semelhantes da bomba a n_0 rpm no ponto A. A frequência do inversor pode ser obtida igualando-se as equações (07) e (08), já que as duas representam a curva do rotor na rotação n_1 . (EDEVAR, 2000).

$$H1 = A1 \cdot \alpha^2 + B1 \cdot \alpha \cdot n_0 \cdot Q - C1 \cdot Q^2 \quad (07)$$

Para a vazão reduzida que se quer determinar a frequência:

$$H1 = \left(\frac{f}{60} \right)^2 A1 + \left(\frac{f}{60} \right) B1 \cdot Q - C1 \cdot Q^2 \quad (08)$$

3. Aplicação em estudo de caso – Elevatória de água tratada do novo setor Carmo. SABESP. São Paulo. EEAT – Carmosina início de operação em 2013.

O novo setor de abastecimento Carmo é composto de um reservatório metálico com capacidade para armazenar 5.000 m³ de água e uma estação elevatória para a zona alta, A estação elevatória por sua vez está dividida em duas, com sistemas de bombeamento por alças de cotas de abastecimento diferentes; Carmosina com AMT de 30 mca para a vazão de 105 litros por segundos e a Gleba do Pêssego com AMT de 75 mca para a vazão 94 litros por segundos. Existe, ainda, uma zona baixa com consumo de 60 litros por segundos. Este setor faz parte do Sistema Produtor Alto Tietê a concepção e dimensionamento foi desenvolvido pelo MLI – Eng.º Pedro Alves Silva e Implantado pela ML e pela PPP Alto Tietê CabSPAT: a ML implantou a Setorização e redes de distribuição e a CabSPAT construiu a adutora e o reservatório.

Neste estudo de caso vamos verificar as características dos conjuntos motor bomba da elevatória Carmosina ZA automatizada com inversor de frequência, transdutor de pressão, medidor de vazão eletromagnético, CLP e telemetria conectada ao Centro de Operações Leste.

O projeto básico do sistema previa a instalação de bombeamento com base em uma tabela que indicaria o melhor conjunto motor bomba para as características da instalação, o indicador de melhor opção seria a eficiência energética obtida nos cálculos da tabela. A tabela foi desenvolvida com base nos conceitos de semelhança entre tipos de bombas, conforme a conceitualização teórica do capítulo 1 deste artigo. As Figuras 9, 10, 11 e 12 mostram a representação gráfica da instalação.

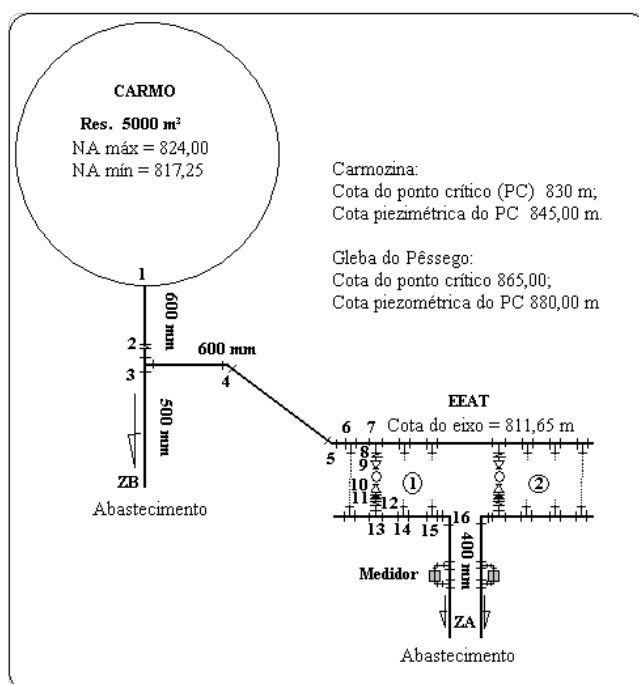


Figura 9 – Representação gráfica do centro de reservação Carmo.

A elevatória Carmosina tem altura manométrica AMT de 30 mca e vazão máxima de 105 l/s e deve operar com inversor de frequência para manter a pressão do ponto crítico em torno de 15 mca.

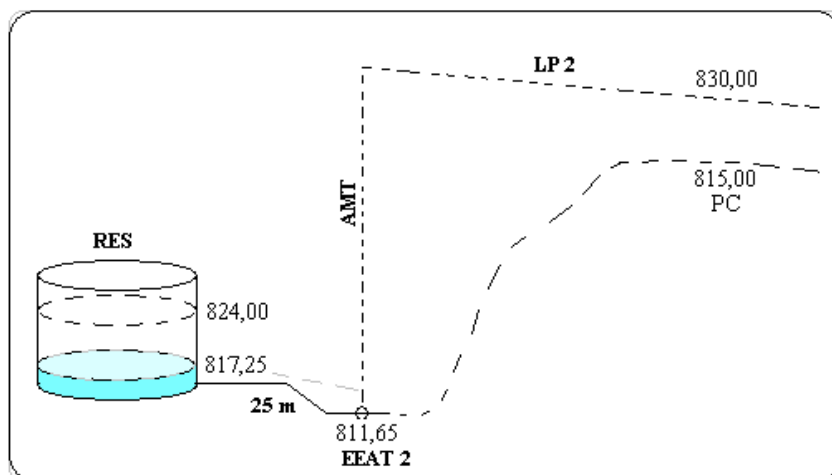


Figura 10 – Perfil das cotas características do abastecimento pela EEAT Carmosina.



Figura 11 – Foto do centro de reservação Carmo em operação.



Figura 12 – Conjuntos elevatórios da EEAT Carmosina e Gleba do Pêssego em operação.

Os dados apresentados a seguir foram desenvolvidos na fase de projeto em 2009 e os resultados foram lançados em AutoCAD e apresentados a empresa GALVÃO em forma de projeto básico para confecção do projeto executivo.

Tabela 1 – Dimensionamento do rotor da bomba com base na velocidade específica, diâmetro específico e rendimento máximo: CN, CD e η_b máx.

Especificação de Bombas ao Fabricante, Função (Q, AMT, Cota de Instalação)												
Cota	811		m									
	H(abs)=		9,43		m							
H[m]	35		35		m							
Q[l/s]	104		0,104		m ³ /s							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
No(rpm)	Wo(rad/s)	CN	CD	Drot.(m)	Ns	σ_{Thomas}	NPSH	hs(m)	Nq	$\eta_b\%$	Tipo	Obs.
3500	366,508	1,482	2,21	0,165	286,303	0,3693	12,927	3,50	78,44	80	Francis	
1750	183,254	0,741	3,81	0,285	143,152	0,1466	5,130	-4,30	39,22	81	Francis	hs<0 bomba afogada
1160	121,471	0,491	5,27	0,395	94,889	0,0847	2,965	-6,46	26,00	80	Radial	
880	92,151	0,373	6,55	0,491	71,985	0,0586	2,051	-7,38	19,72	70	Radial	

A Tabela 1 informa que a melhor opção será uma bomba de rotor tipo Francis de 285 mm e rendimento (eficiência energética) em torno de 81%, a instalação indica boas condições para bomba afogada. Para se obter a mesma indicação para bomba de rotor bipartido deve-se entrar com a vazão dividida por dois, o que nos forneceu o mesmo rotor de 285 mm.

Com as informações da Tabela 1, agora sim, podemos procurar nos catálogos dos fabricantes qual é que poderá fornecer a bomba que satisfaça as condições proposta na tabela.

Em consulta a vários fabricantes que atendesse estas condições a KSB foi uma das fabricantes que atendeu estas condições com a bomba KSB RDL 150 340 B.

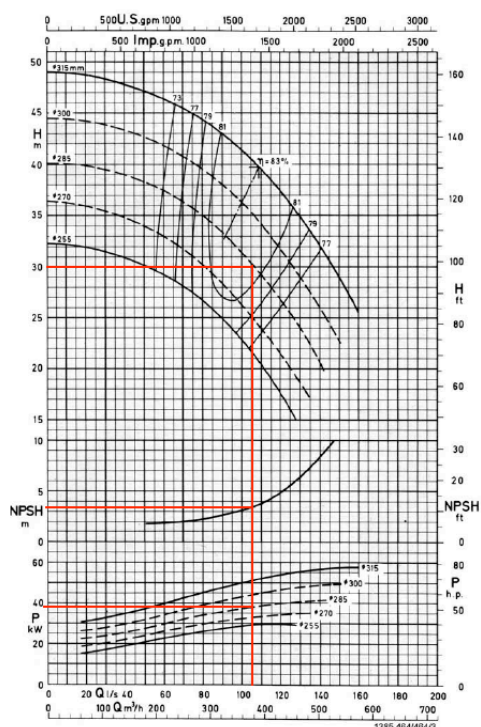


Figura 13 – Ábaco das curvas características da bomba KSB RDL 150 340 B.

Por qualquer processo, inclusive por mínimos quadrados pode-se obter a curva do rotor em forma de polinômio, isto facilita os cálculos de variação na rotação por semelhança na variação de velocidade de rotação do rotor.

- Por mínimos quadrados obteve-se a curva H do rotor de 285 mm:

$$H = 40 - 3,57Q - 873Q^2 \quad (08)$$

- o A curva obtida para o sistema Carmosina foi:
 $C_{SISTEMA} = 18 + 1000Q^2 \quad (09)$

A Figura 14 representa as características do rotor e do sistema.

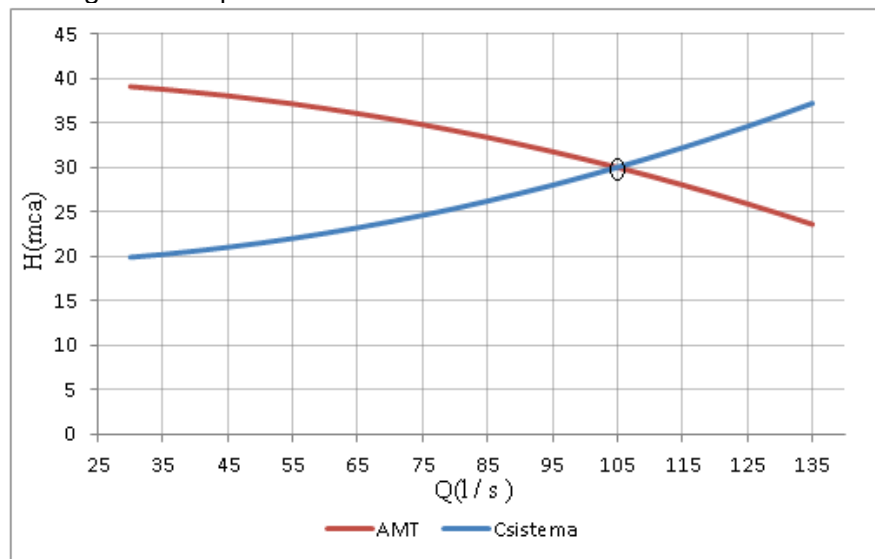


Figura 14 – Gráfico da curva do rotor e do sistema Carmosina.

□ DETERMINAÇÃO DA FAIXA DE OPERAÇÃO DO INVERSOR

O conjunto motor bomba foi dimensionado para operar em plena carga na vazão máxima de 104 litros por segundos, as 12h00min horas da manhã, a vazão mínima é de 45 litros por segundos e ocorrem as 01h00min da madrugada. Será necessário variar a rotação do motor para reduzir a disponibilidade de água no sistema e com isto reduzir o consumo de energia elétrica. O objetivo será identificar a que rotação e frequência o motor deverá girar para disponibilizar apenas 45 l/s na hora de mínimo consumo.

A vazão máxima diurna de um conjunto operando a rotação igual a ($n = 1750\text{rpm}$): 104 l/s; E a vazão mínima noturna com um conjunto operando com uma nova rotação (n') que será calculada para 45 l/s.

A equação da curva do sistema é $C_{SISTEMA} = 18 + 1000Q^2$, quer-se obter a curva do rotor 285 mm, girando a uma nova rotação (n') desconhecida, que recalque 45 l/s na hora de mínimo consumo. Portanto deve-se obter um ponto “B” de consumo ótimo de energia elétrica, na curva do sistema, pertencente à nova curva do rotor:

$$Q' = 45 \frac{l}{s} \rightarrow 0,045 \frac{m^3}{s} \rightarrow H' = 19 + (0,045)^2 = 21 \text{ mca}$$

$$H'' = \left[\frac{H'}{(Q')^2} \right] (Q'')^2 = \left[\frac{21}{0,045^2} \right] (Q'')^2 = 10382,71 (Q'')^2 \quad (10)$$

Igualando as Equações (08) com a (10), tem-se:

$$40 - 3,57Q - 873Q^2 = 10382,71Q^2 \rightarrow$$

$$\rightarrow 11243,37Q^2 + 3,57Q - 40 = 0 \rightarrow Q'' = 0,0595 \text{ m}^3/s$$

A nova rotação será:

$$n' = n \cdot \frac{Q'}{Q''} = 1750 \cdot \frac{0,045}{0,0595} = 1324 \text{ rpm}$$

O fator de rotação α será dado por:

$$\alpha = \frac{n'}{n} = \frac{1324}{1750} = 0,7566$$

Pode-se obter a nova Equação do rotor a 1324 rpm:

$$H' = A1. \alpha^2 + B1. \alpha. Q - C1. Q^2 = 22,89 - 2,7Q - 873Q^2 \quad (11)$$

A Equação do rotor de 285 mm a rotação de 1324 rpm é: $H' = 22,89 - 2,7Q - 873Q^2$, mas por outro lado esta mesma equação poderia ser obtida aplicando a frequência do inversor na Equação (08), que ficaria assim:

$$H = \left(\frac{f}{60}\right)^2 40 - 3,57 \left(\frac{f}{60}\right) Q - 873Q^2 \quad (12)$$

Conclui-se, portanto, que as Equações (11) e (12) são iguais e daí pode-se obter o valor da frequência do inversor para a vazão de 45 l/s:

$$\left(\frac{f}{60}\right)^2 40 - 3,57 \left(\frac{f}{60}\right) Q - 873Q^2 = 22,89 - 2,7Q - 873Q^2 \quad \text{Resolvendo, tem-se:}$$

$$0,0111f^2 - 0,0022f - 22,7688 = 0$$

Resolvendo esta equação de segundo grau tem-se a frequência de 46 Hz, que será a frequência do SETUP mínima na programação do IHM do inversor, a frequência máxima será 60 Hz, desta forma fica definida a faixa operacional dos conjuntos com base na variação da frequência pré-estabelecida na programação do inversor. A Figura 15 mostra a representação gráfica das curvas características do inversor.

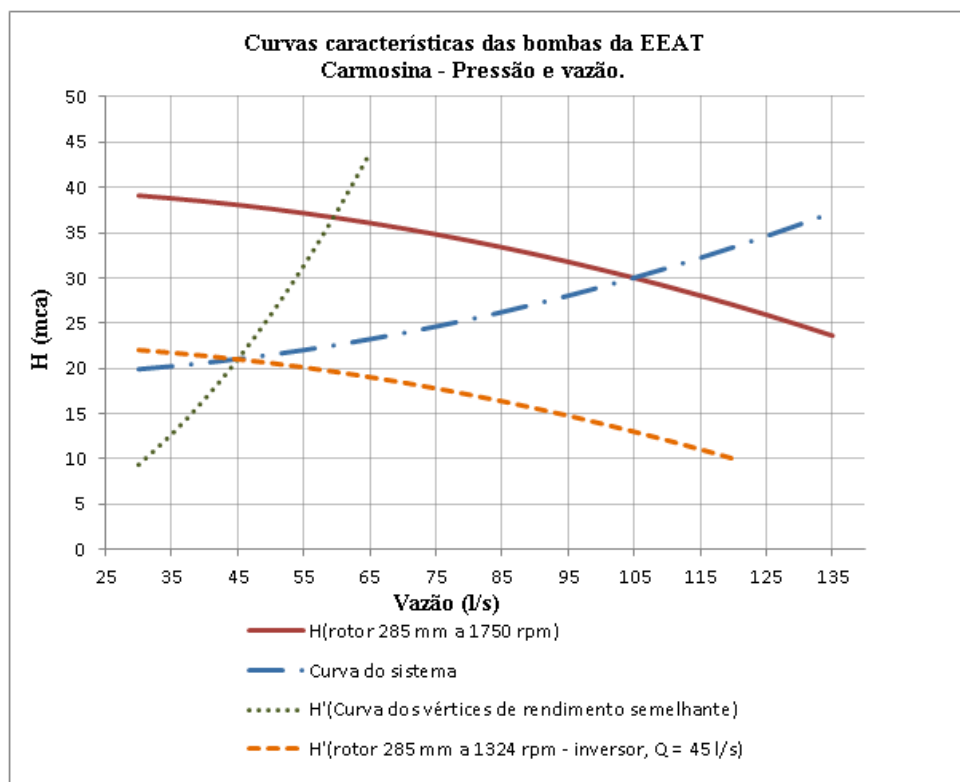


Figura 15 – Gráfico das características físicas da bomba operando com inversor de frequência.

O gráfico da Figura 15 mostra a faixa de variação da vazão por meio do inversor de frequência.

□ POTÊNCIA DA BOMBA

- Cálculo da “eficiência” TEÓRICA “ ξ ” da instalação da Estação Elevatória é:

- AMT = 30 m e Q = 0,104 m³/s

$$\xi = 0,002725 \frac{AMT}{\eta_g} \left[\frac{kwh}{m^3} \right] = 0,002725 \frac{30}{0,81 * 0,92} = 0,11 \left[\frac{kwh}{m^3} \right]$$

- AMT = 21 m e Q = 0,045 m³/s

$$\xi = 0,002725 \frac{AMT}{\eta_g} \left[\frac{kwh}{m^3} \right] = 0,002725 \frac{21}{0,81 * 0,92} = 0,07 \left[\frac{kwh}{m^3} \right]$$

Faixa operacional da elevatória:

$$0,07 \left[\frac{kwh}{m^3} \right] < \xi < 0,11 \left[\frac{kwh}{m^3} \right]$$

- ## □ Potência por conjunto em [kw]:

- Potência para a vazão de 104 l/s

$$P = \xi * Q[m^3/h] = 0,11 * (104 * 3,6) = 41,18kw$$

- Potência para a vazão de 45 l/s

$$P = \xi * Q[m^3/h] = 0,07 * (45 * 3,6) = 11,34kw$$

- Faixa operacional da elevatória Carmosina.

$$11,34kw < P < 41,18kw$$

RESULTADOS

Estas informações foram introduzidas do painel de comando da estação elevatória Carmosina pela equipe da GALVÃO – CABSPAT, a equipe do MLEA que forneceu as pressões e variações horária para o inversor de frequência, os resultados obtidos foram monitorados por dataloggers e pelo sistema de telemetria do CODE Leste. Os registros de pressão obtidos estão representados nas Figuras 15 e 16.

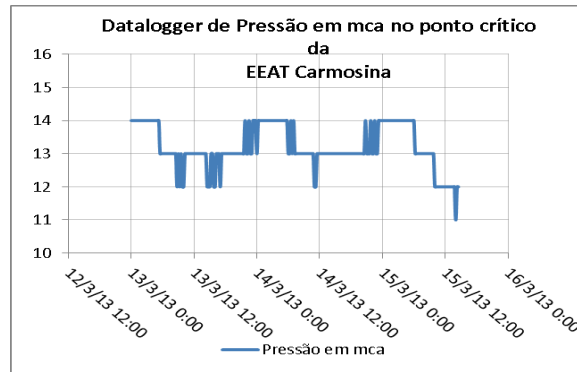


Figura 15 – Representação gráfica dos dados coletados por datalogger no ponto crítico da área de abastecimento da EEAT Carmosina.

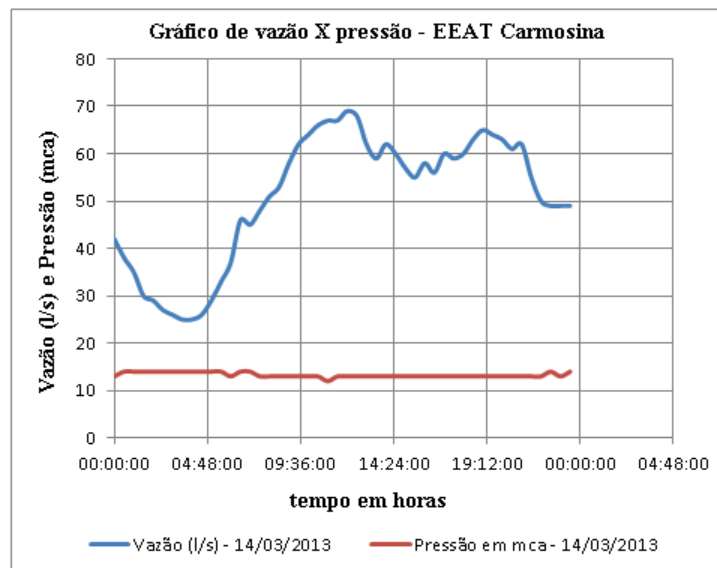


Figura 16 – Gráfico de Vazão e pressão do ponto crítico, EEAT Carmosina.

Observa-se na Figura 16 que a pesar da variação na vazão da elevatória, a pressão do ponto crítico mantém-se constante em torno de 13 mca, a menor rotação necessária para abastecer o ponto crítico com pressão de 13 mca não chegou ao limite de rotação mínima que pudesse causar aquecimento ou cavitação na bomba, caso esta condição não estivesse sendo atendida, seria necessário escolher uma bomba com rotação nominal de 3500 rpm para que ao variar não chegasse a mínima rotação recomendada para o motor.

AGRADECIMENTOS

Agradecimentos aos colegas da equipe do MLEA: **PAULO ROGERIO VILHORA ROJAS** e **MARCIO LEANDRO LINS SOARES**. Pelo empenho e envolvimento, nas pesquisas de campo para ajuste na programação do Inversor de frequência e monitoramento de vazão e pressão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT.
2. MACINTYRE, A. J. Bombas e Instalações de Bombeamento 4.^a edição. Rio de Janeiro LTC – Livros técnicos e Científicos - Editora S.A. 1997.

3. KOELLE E., **Educação continuada em engenharia hidromecânica**. Gestão, Projeto e Operação de redes hidráulicas. SABESP. São Paulo, 1998. v.7.
4. Anotações de aula do professor Edevar Luvisoto.