

RICARDO MURARO ADAMSKI

ESTUDO DA VIABILIDADE DA INSTALAÇÃO DE UMA BOMBA
CENTRÍFUGA E DETERMINAÇÃO DO EMPUXO NO EIXO DO ROTOR

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Sérgio Frey

Porto Alegre
2008



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

**ESTUDO DA VIABILIDADE DA INSTALAÇÃO DE UMA BOMBA
CENTRÍFUGA E DETERMINAÇÃO DO EMPUXO NO EIXO DO ROTOR**

RICARDO MURARO ADAMSKI

Porto Alegre
2008

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus pelo dom da vida e pela sua presença nos momentos mais difíceis.

Aos meus pais e irmã pelo apoio incondicional, exemplo de vida e por todo o esforço realizado para que esta conquista fosse alcançada.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. Sérgio Frey* que esteve sempre ao meu lado orientando, solucionando dúvidas com disponibilidade e profissionalismo.

Ao LAMAC, por disponibilizar os recursos necessários para a concretização deste trabalho.

Este trabalho contou com apoio das seguintes entidades:
- DMAE - Departamento Municipal de Água e Esgotos

“ A persistência supera o que os fracos consideram impossível.”

Tácito (historiador romano)

MURARO, R.A... **ESTUDO DA VIABILIDADE DA INSTALAÇÃO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA E DETERMINAÇÃO DO EMPUXO NO EIXO DO ROTOR.** 26f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2008.

RESUMO

Neste trabalho será introduzido um roteiro para análise da influência de parâmetros na instalação de bombas centrífugas e posteriormente será determinado o empuxo no eixo do rotor. O rotor é o elemento mais importante no processo de transformação de energia no interior de uma máquina de fluxo, pois não só define a quantidade de energia trocada no interior da máquina, bem como determina seu comportamento para diferentes regimes de operação através de suas curvas características. O empuxo é a ação de forças oriundas do desequilíbrio de pressões, tanto de caráter estático como dinâmico, gerado pelo próprio fluido em escoamento. Com sua determinação se pode, por exemplo, dimensionar um mancal para o eixo de uma bomba. O principal parâmetro analisado na instalação de uma bomba foi a altura de sucção geométrica, que com a qual podemos analisar se uma instalação vai ser ou foi bem projetada, para que não ocorra cavitação. As superfícies das pás do rotor que sofrem cavitação encontram-se recobertas de minúsculas crateras, dando ao material uma aparência esponjosa. A cavitação vem acompanhada de um ruído característico e, mesmo antes de provocar danos erosivos ao rotor, altera as características de funcionamento das máquinas hidráulicas, tais como redução de sua vazão, de sua potência no eixo e de seu rendimento. O que se objetiva nesse trabalho é analisar uma instalação do DMAE, onde uma bomba centrífuga vem sofrendo manutenções desde sua instalação e posteriormente vai ser determinado o empuxo no eixo de seu rotor. Este trabalho foi desenvolvido utilizando os recursos computacionais do Laboratório de Mecânica dos Fluidos Aplicada e Computacional (LAMAC) do Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS.

PALAVRAS-CHAVE: Cavitação, Empuxo Axial e Radial.

MURARO, R.A.. **STUDY OF THE VIABILITY OF THE INSTALLATION OF A BOMB CENTRIFUGAL MACHINE AND DETERMINATION OF THE PUSH IN THE AXLE OF THE ROTOR.** 26f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2008.

ABSTRACT

In this work it will be introduced a script for analysis of the influence of parameters in the installation of centrifugal pumps and later will be determined the thrust in the axis of the rotor. The rotor is the element most important in the process of transformation of energy in the interior of a turbo-machine, therefore it not only defines the amount of energy changed in the interior of the machine, as well as determines its behavior for different regimes of operation through its characteristic curves. The thrust is the action of forces deriving of the disequilibrium of pressures, as much of static character as dynamic, generated for the proper fluid in draining. With its determination can be, for example, to calculate a lame person for the axle of a bomb. The main analyzed parameter in the installation of a pump it was the height of geometric suction, that with which we can analyze if an installation will be or she was well projected, to that does not occur cavitation. The surfaces of the rotor's blades that suffer cavitation appears with some small craters, giving the material a spongy aspect. The characteristic noise is one of the indications that cavitation started, and even before causing damages to the rotor, it changes the turbo-machines performance characteristics, such as decrease of flow, power and efficiency. What if objective in this work it to analyze an installation of DMAE where a bomb centrifugal machine comes suffering maintenances since its installation and later will be determined the thrust in the axis of its rotor. The implementation of this script will be given through the development of a tool of programming in language FORTRAN 90, being validated for diverse simulations of interest in the calculation of radial rotors. The present study will be developed by using the Laboratory of Applied and Computational Fluid Mechanics (LAMAC) computers resources of the Mechanical Engineering Department of UFRGS.

KEYWORDS: Cavitation, Axial and Radial Thrust.

SUMÁRIO

ABSTRACT	VII
1. INTRODUÇÃO	1
2. MODELAGEM MECÂNICA	1
2.1 PONTO DE FUNCIONAMENTO	1
2.2 CAVITAÇÃO	4
2.3 NPSH E ALTURA DE SUÇÃO MÁXIMA	4
2.4 EMPUXO EM ROTORES RADIAIS	6
2.4.1 Empuxo Axial	6
2.4.2 Empuxo Radial	8
3. APLICAÇÃO	9
3.1 ANÁLISE DA INSTALAÇÃO DE UMA BOMBA	9
4. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS	15
5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16
6. ANEXOS	17
ANEXO A – TABELA DE MOODY	17
ANEXO B – CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA CENTRÍFUGA	18

1. INTRODUÇÃO

O conhecimento das curvas características dos geradores de fluxo e das peculiaridades inerentes a cada tipo de máquina fornece uma base confiável para o projetista de uma nova instalação e uma orientação segura para o usuário, quando este se depara com um problema de funcionamento.

Base confiável para o projetista porque o bom fabricante de máquinas de fluxo fornece, em seus catálogos, as curvas características de seu produto, normalmente, obtidas em ensaios de laboratório. Possíveis distorções podem levar o cliente a responsabilizar o fabricante ou serem objeto de multas contratuais.

No projeto dos mancais de uma máquina de fluxo, ou mancais de um eixo tipo extensão, quando o motor não pode ser acoplado próximo a bomba, além dos esforços normalmente presentes em outros tipos de máquinas como o peso da parte rotativa (eixo e rotor), possíveis deslocamentos (desequilíbrio radial de massa) e os provenientes do tipo de transmissão de potência (polia e correia, por exemplo) é necessário considerar a ação de forças oriundas do desequilíbrio de pressões, tanto de caráter estático como dinâmico, gerado pelo próprio fluido em escoamento.

Assim, a diferença de pressão estática entre a saída e a entrada do rotor de uma máquina de fluxo, bem como os efeitos dinâmicos provenientes da mudança de direção da corrente fluida ao passar pelo rotor, podem originar uma força no sentido axial da máquina, que será suportada total ou parcialmente pelos seus mancais.

Nas máquinas de fluxo com sistema diretor em forma de caixa espiral, também chamado de caracol ou voluta, a variação de pressão experimentada pelo fluido em escoamento através do sistema diretor produz uma força resultante na direção radial, denominada de empuxo radial.

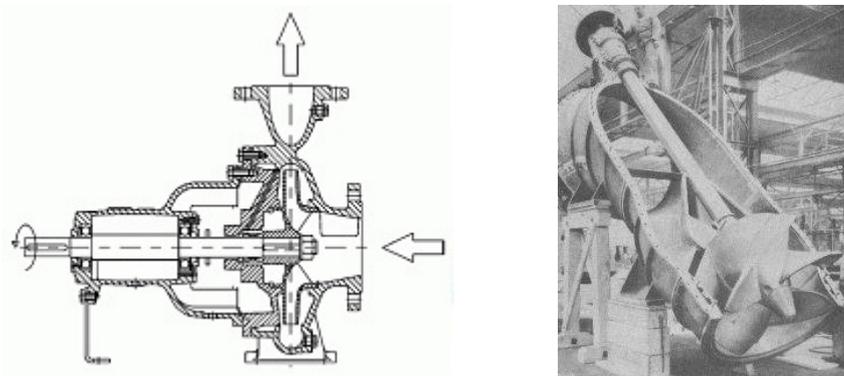


Figura 1 - Bomba centrífuga e bomba axial em corte longitudinal.

2. MODELAGEM MECÂNICA

2.1 PONTO DE FUNCIONAMENTO

Para a determinação do ponto de funcionamento do gerador de fluxo em uma instalação, é indispensável saber qual será a energia requerida pelo sistema onde a máquina está instalada para recalcar uma determinada vazão do fluido considerado.

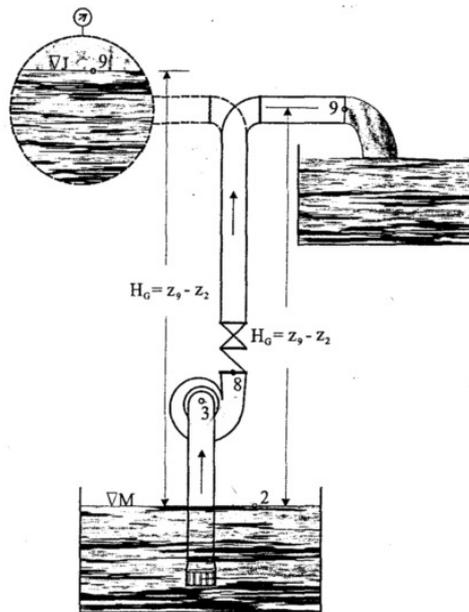


Figura 2– Instalação de bombeamento

A quantidade de energia que o fluido precisa receber do gerador de fluxo para se deslocar do ponto 2 ao ponto 9 da instalação representada na Fig.2 é definida, pelo princípio da conservação de energia através da equação:

$$W = \frac{P_9 - P_2}{\rho} + g(z_9 - z_2) + \frac{v_9^2 - v_2^2}{2} + E_{p2-3} + E_{p8-9} \quad (1)$$

onde W = energia específica, P_9 = pressão no ponto 9, na boca de descarga da canalização de recalque, P_2 = pressão no ponto 2, na superfície do reservatório de sucção, g = aceleração da gravidade, Z_9 = cota de referência do ponto 9; Z_2 = cota de referencia do ponto 2, C_9 = velocidade do fluido no ponto 9, C_2 = velocidade do fluido no ponto 2, E_{p2-3} = perda de carga no trecho 2-3 da canalização de sucção, E_{p8-9} = perda de carga no trecho 8-9 da canalização de recalque.

A representação gráfica da equação (1) é denominada curva característica do sistema ou curva característica da canalização.

Nesta equação, considerando $v_2=0$ (situação mais usual) e designando:

$$W_{est} = \frac{P_9 - P_2}{\rho} + g(z_9 - z_2) \quad (2)$$

e

$$E_p = E_{p2-3} + E_{p8-9} \quad (3)$$

onde W_{est} = energia de pressão estática, E_p = perda de carga total na canalização do sistema.

Chega-se então a:

$$W = W_{est} + \frac{v_9^2}{2} + E_p \quad (4)$$

Pela equação da continuidade, pode-se escrever:

$$v_9 = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (5)$$

onde Q = vazão recalçada pelo sistema, D = diâmetro da canalização.

Por outro lado, pela equação de Darcy-Weisbach, tem se:

$$E_p = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} = f \frac{8L}{\pi^2 D^5} Q^2 \quad (6)$$

onde: f = coeficiente de atrito, v = velocidade de escoamento da canalização.

Substituindo os valores de (5) e (6) na equação (4), vem:

$$W = W_{est} + \left(\frac{8}{\pi^2 D^4} + f \frac{8L}{\pi^2 D^5} \right) Q^2 \quad (7)$$

Para escoamento turbulento, o coeficiente de atrito depende apenas da rugosidade relativa, ϵ/D , não variando com a vazão.

Logo, pode-se estabelecer:

$$K = \frac{8}{\pi^2 D^4} + f \frac{8L}{\pi^2 D^5} \quad (8)$$

Pela substituição de (8) em (7), obtém-se, então, a equação simplificada da curva característica do sistema:

$$W = W_{est} + KQ^2 \quad (9)$$

onde K = característica do sistema ou da canalização.

Uma vez que a máquina de fluxo geradora não pode funcionar fora de sua curva característica e que, para deslocar uma determinada vazão de fluido, deve satisfazer a exigência de energia indicada pela curva característica do sistema, conclui-se que o ponto de funcionamento deve encontrar-se, obrigatoriamente, na interseção destas duas curvas (figura3).

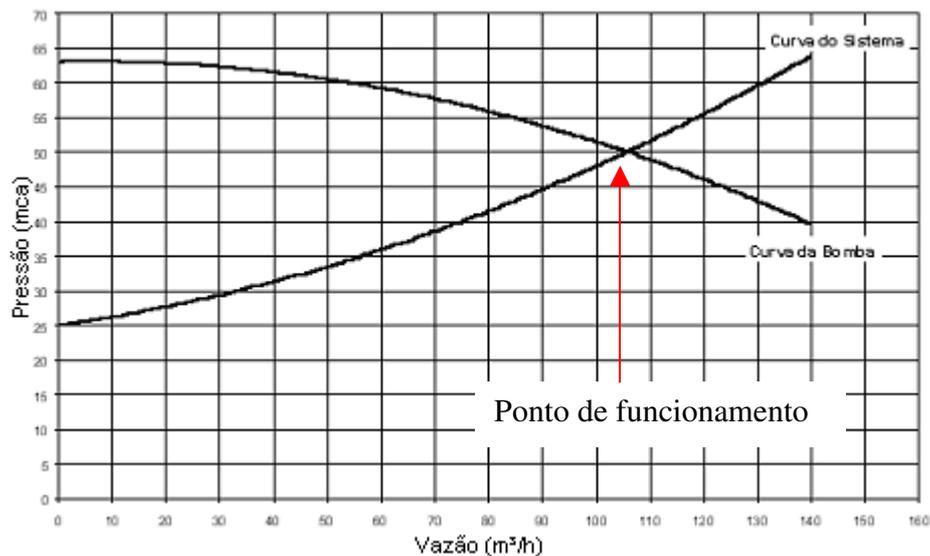


Figura 3 – Ponto de Funcionamento

Para instalações de bombeamento, considerando igual a zero as velocidades na superfície dos reservatórios e nula a diferença de pressão entre o reservatório de recalque e o reservatório de sucção, as equações ($W=gH=\Delta p_t/\rho$) e (2) permitem escrever a equação (9) da seguinte maneira.:

$$H = z_9 - z_2 + H_p = H_G + K'Q^2 \quad (10)$$

onde H = altura de elevação ou manométrica total do sistema, $H_G = z_9 - z_2$ = desnível geométrico entre os pontos considerados, $H_p = K'Q^2$ = perda de carga na canalização, $K' = K/g$ = característica do sistema ou da canalização.

2.2 CAVITAÇÃO

Este fenômeno dá-se quando a pressão do fluido na linha de sucção adquire valores inferiores ao da pressão de vapor do mesmo, formando-se bolhas de ar, isto é, a rarefação do fluido (quebra da coluna de água) causada pelo deslocamento das pás do rotor, natureza do escoamento e/ou pelo próprio movimento de impulsão do fluido. Estas bolhas de ar são arrastadas pelo fluxo e condensam-se voltando ao estado líquido bruscamente quando passam pelo interior do rotor e alcançam zonas de alta pressão. No momento desta troca de estado, o fluido já está em alta velocidade dentro do rotor, o que provoca ondas de pressão de tal intensidade que superam a resistência à tração do material do rotor, podendo arrancar partículas do corpo, das pás e das paredes da bomba, inutilizando-a com pouco tempo de uso, por conseqüente queda de rendimento da mesma.



Figura 4 – Dano causado pelo efeito da cavitação.

2.3 NPSH E ALTURA DE SUÇÃO MÁXIMA

A energia disponível para conduzir o líquido através da canalização de sucção e no seu percurso pelo interior do rotor, sem risco de vaporização, pode ser definida como a energia total na sucção menos a energia correspondente à pressão de vapor do líquido na temperatura de bombeamento. Esta energia disponível por unidade de peso, medida na boca de sucção da bomba, é denominada NPSH, sigla da designação inglesa Net Positive Suction Head, numa tentativa de tradução para o português Saldo positivo de Altura de Sucção, sendo expressa por:

$$NPSH_d = \left(\frac{p_3}{\gamma} + \frac{u_3^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_v}{\gamma} \right) \quad (11)$$

onde $NPSH_d$ = energia específica disponível para introduzir o líquido na bomba sem que haja vaporização, p_3 = pressão na boca de sucção da bomba; u_3 = velocidade do líquido na boca de sucção da bomba, p_v = pressão de vaporização do líquido na temperatura de bombeamento, γ = peso específico do líquido bombeado, g = aceleração da gravidade.

Buscando uma equação mais prática para o cálculo do $NPSH_d$, uma vez que os valores da pressão e da velocidade na boca de sucção da bomba nem sempre são fáceis de serem obtidos, faz-se o balanço de energia entre os pontos 2 e 3 da linha de sucção de uma bomba centrífuga (figura 5), obtendo:

$$NPSH_d = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (12)$$

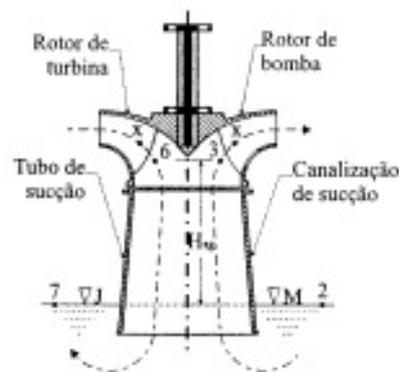


Figura 5 – Corte longitudinal da canalização de sucção e do rotor de uma bomba centrífuga.

Cada bomba exige, na boca de sucção, uma certa quantidade de energia $NPSH_b$, para que não haja cavitação. Esta energia específica é denominada de NPSH requerido pela bomba ou energia de segurança à cavitação e depende fundamentalmente das características construtivas da máquina, mas também de propriedades do líquido, como a viscosidade.

A determinação de $NPSH_b$ em geral, é feita experimentalmente, já que o seu cálculo apresenta grandes dificuldades. Entretanto, com a ajuda de coeficientes empíricos λ_1 e λ_2 , pode-se estimar, segundo Pfleiderer:

$$NPSH_b = \lambda_1 \frac{w_3^2}{2g} + \lambda_2 \frac{u_3^2}{2g} \quad (13)$$

onde $NPSH_b$ = energia específica mínima requerida pela bomba para que não haja risco de cavitação, w_3 = velocidade relativa da corrente, medida na boca de sucção diante da aresta de entrada do rotor.

Nas bombas existentes no mercado podem ser estimados, com base em resultados experimentais com pás de diferentes formas e entrada sem choque da corrente fluida no rotor, em média, $\lambda_1 = 0,3$ e $\lambda_2 = 0,2$. Estes valores podem, entretanto, variar entre limites amplos, sendo ainda diferentes para bombas e para turbinas.

Pela equação 13, observa-se que o NPSH requerido é função das velocidades absoluta e relativa da corrente fluida na entrada do rotor e, portanto, para uma mesma bomba, aumenta com um aumento da vazão. Por este motivo, o seu valor geralmente é obtido a partir de uma curva característica, $NPSH = f(Q)$.

Em vista das considerações anteriores, conclui-se que o projeto da linha de sucção de uma bomba, de maneira a evitar o risco de cavitação, implica em que o NPSH requerido pela bomba, na vazão de operação, seja menor que o NPSH disponível calculado para instalação. Ou seja, que seja obedecida a condição:

$$NPSH_d \geq NPSH_b$$

Convém prever, no dimensionamento da linha de sucção, uma certa margem de segurança, levando em conta com oscilações de temperatura do líquido, variação da pressão no reservatório de sucção, presença de impurezas no líquido bombeado, etc.

Como já foi mencionado o $NPSH_b$ (requerido pela bomba) sofre influência da natureza do líquido, fazendo com que seja importante a especificação das características do fluido a ser bombeado, principalmente no caso de indústrias químicas e petrolíferas. O aumento da viscosidade do fluido, por exemplo, reduz o campo de funcionamento da bomba sem risco de cavitação, pois além de aumentar o valor de $NPSH_b$ diminui o $NPSH_d$, pelo acréscimo da perda de carga na canalização.

t (°C)	p _v (kgf/m ²)	p _v (kPa)	γ (kgf/m ³)	t (°C)	p _v (kgf/m ²)	p _v (kPa)	γ (kgf/m ³)
15	174	1,707	999	65	2547	24,986	981
20	238	2,335	998	70	3175	31,147	978
25	322	3,159	997	75	3929	38,543	975
30	429	4,208	996	80	4828	47,363	972
35	572	5,611	994	85	5894	57,820	969
40	750	7,358	992	90	7149	70,132	965
45	974	9,555	990	95	8620	84,562	962
50	1255	12,312	988	100	10333	101,367	958
55	1602	15,716	986	105	12320	120,859	955
60	2028	19,895	983	110	14609	143,314	951

Tabela 1 – valores da pressão de vaporização e peso específico da água em função da temperatura.

O mesmo não pode ser dito sobre o NPSH_d (disponível na instalação), cujo valor está intimamente vinculado ao valor da pressão de vaporização e, conseqüentemente, à temperatura do líquido bombeado. O quadro da tabela 1 fornece os valores da pressão de vaporização e peso específico da água em função da temperatura.

Voltando à bomba centrífuga da figura 5, pode-se caracterizar um ponto genérico x, já no interior do rotor, normalmente próximo ao bordo de ataque das pás, onde, em virtude de sobrevelocidades decorrentes da redução da seção de passagem de fluido provocada pela espessura das pás, a pressão do líquido em escoamento atingira o seu menor valor. Este será, então, o ponto mais sensível ao surgimento da cavitação em toda a instalação.

O máximo valor da altura de sucção geométrica, H_{sgmáx}, é alcançado quando a pressão absoluta no ponto x diminui até o valor de pressão de vaporização do líquido, p_v, dando-se início ao fenômeno da cavitação e esta altura pode ser determinada pela expressão:

$$H_{sg \max} = \frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - \sigma_{\min} H - H_{ps} - \frac{u_3^2}{2g} \quad (14)$$

As bombas de alta velocidade de rotação específica ou que bombeiam líquidos com temperatura elevada são, muitas vezes, instaladas com altura de sucção geométrica nula ou negativa. No caso de altura de sucção negativa, a bomba encontra-se instalada abaixo do nível do reservatório de sucção, possibilitando o escoamento por gravidade do líquido para seu interior, caracterizando, desta maneira, a denominada instalação com bomba afogada. Como recomendação de caráter geral, deve-se buscar a menor altura de sucção possível, havendo vantagens adicionais na instalação do tipo afogada, por permitir o escorvamento da bomba mesmo sem a presença de uma válvula de pé o que reduz a perda de carga na linha de sucção.

Denomina-se de escorvamento a operação, indispensável para a partida da bomba, de eliminação do ar contido na bomba e na canalização de sucção pelo preenchimento dos espaços vazios com o líquido a ser bombeado.

Conforme se depreende da equação 14, uma redução na perda de carga H_{ps} possibilita o emprego de maiores alturas de sucção, o que pode ser obtido pela adoção, na canalização de sucção, de grandes diâmetros e do menor número possível de acessórios, como joelhos, curvas, válvulas, etc.

2.4 EMPUXO EM ROTORES RADIAIS

2.4.1 Empuxo Axial

Para ilustrar a análise do empuxo axial em rotores radiais, será utilizado o corte longitudinal do rotor de uma máquina de fluxo geradora (figura 6), com admissão unilateral (sucção simples).

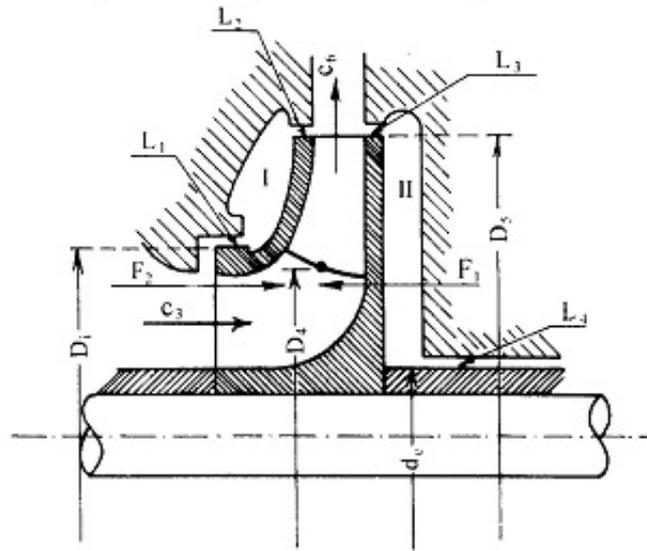


Figura 6 - Empuxo radial em rotores radiais.

Tomando em consideração o recinto I e o recinto II verifica-se que as regiões destes recintos situadas junto ao diâmetro exterior do rotor (labirintos L2 e L3) encontram-se submetidas a uma mesma pressão, que se pode admitir como igual à pressão p_6 existente na saída do rotor.

Encaminhando-se radialmente para o interior dos recintos, no sentido de uma diminuição do raio, a pressão vai diminuindo porque o fluido contido nos mesmos está animado por um movimento rotativo.

Assim a pressão nos recintos I e II vai diminuindo por efeito da força centrífuga segundo uma curva em forma de parábola cujo eixo coincide com o eixo de rotação do rotor, pode-se escrever:

$$p_6 - p = (u_5^2 - u^2) = \rho \omega^2 \frac{R_5^2 - R^2}{8} \quad (15)$$

onde p_6 = pressão na saída do rotor, p = pressão num ponto genérico de raio R , ρ = massa específica do fluido de trabalho, u_5 = velocidade tangencial do fluido em um ponto na saída do rotor, u = velocidade tangencial do fluido em um ponto na saída do rotor, ω = velocidade angular de rotação do rotor, R_5 = raio exterior do rotor, R = raio de um ponto genérico nos recintos considerados.

Por outro lado a sobrepressão em um raio qualquer r em relação à pressão no lado de admissão do rotor pode ser expressa por:

$$\Delta p = p - p_3 = (p_6 - p_3) - (p_6 - p) \quad (16)$$

onde Δp = diferença de pressão nos recintos I e II, e a pressão na boca de admissão do rotor, p_3 = pressão na boca de admissão do rotor.

Substituindo, na equação (16), as diferenças de pressão $p_6 - p_3$ e $p_6 - p$ pelo seu valor na equação (15), chega-se a:

$$\Delta p = \rho \left(W_{est} - \omega^2 \frac{R_5^2 - R^2}{8} \right) \quad (17)$$

Aplicando-se esta diferença de pressão sobre uma coroa circular elementar compreendida pelas circunferências de raio R e $R + dR$ surge a força elementar:

$$dF = 2\Pi R dR \Delta p \quad (18)$$

Como supõe-se as mesmas condições para ambos os lados do rotor, estas forças contrapõem-se e anulam-se, exceto para a superfície anular compreendida pelos raios R_i , do labirinto de vedação L_1 , e o raio do eixo, R_{eixo} . A força resultante, F_1 , será então obtida pela integração:

$$F_1 = \int_{R_{eixo}}^{R_i} 2\Pi R dR \Delta p = \int_{R_{eixo}}^{R_i} 2\Pi R \rho \left(W_{est} - \omega^2 \frac{R_5^2 - R^2}{8} \right) dR \quad (19)$$

ou ainda:

$$F_1 = \Pi \rho (R_i^2 - R_{eixo}^2) \left[W_{est} - \frac{u_5^2}{8} + \frac{\omega^2}{16} (R_i^2 + R_{eixo}^2) \right] \quad (20)$$

onde $R_i = D_i/2$ = raio do labirinto de vedação, $R_{eixo} = D_e/2$ = raio do eixo do rotor, $W_{est} = W - \frac{v_6^2 - v_3^2}{2}$ = diferença de energia de pressão estática entre a saída e a entrada do rotor.

Contrapondo-se a força F_1 existe uma força F_2 oriunda da mudança brusca de direção que o fluido sofre na entrada do rotor, ao passar de uma direção axial para uma direção radial. Pelo teorema de impulso ou da quantidade de movimento, esta força pode ser expressa por:

$$F_2 = \rho Q v_3 \quad (21)$$

onde ρ = massa específica do fluido de trabalho, Q = vazão que entra no rotor, em m^3/s ; v_3 = velocidade do fluido na boca de admissão ou sucção do rotor.

Normalmente, a força F_1 , dirigida contra a boca de sucção do rotor, é muito maior que a F_2 . O empuxo axial resultante para uma máquina de fluxo radial pode, então, ser calculado pela expressão:

$$F_a = i(F_1 - F_2) \quad (22)$$

onde F_a = empuxo axial resultante de uma máquina de fluxo radial, i = número de estágios da máquina de fluxo.

2.4.2 Empuxo Radial

O sistema diretor em forma de caixa espiral ou voluta, usualmente empregado em bombas e ventiladores, é projetado de maneira a coletar o fluido proveniente do rotor e conduzi-lo até a boca de descarga da máquina.

O ponto inicial da espiral, usualmente denominada de lingüeta deve situar-se à uma certa distância com relação a periferia do rotor, variável de acordo com a velocidade de rotação específica da máquina, de maneira a evitar fenômenos vibratórios que podem gerar ruídos e queda de rendimento.

A partir deste ponto inicial, a seção da espiral deve crescer uniformemente de maneira a manter constante a velocidade e a pressão ao captar uma vazão crescente de fluido que sai do rotor à medida que aumenta a trajetória angular percorrida no traçado da voluta. Esta forma de construção faz com que se produza um equilíbrio das forças radiais que agem sobre o rotor ao longo de toda sua periferia.

O equilíbrio, no entanto, é rompido quando a vazão se afasta do seu valor de projeto (vazão nominal). Neste caso, tanto para vazões maiores que a de projeto, como menores, surgem variações na distribuição de pressão ao longo da voluta, dando origem ao denominado empuxo radial (figura 7).

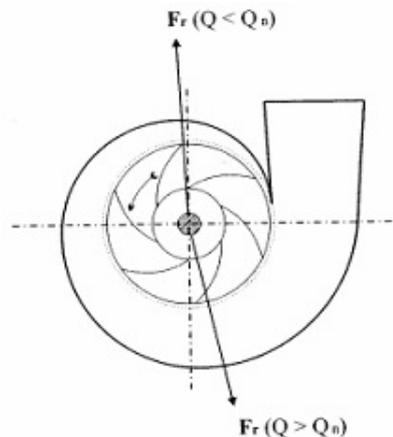


Figura 7 – Empuxo axial de uma máquina de fluxo geradora.

Para cálculo do empuxo radial, Stepanoff, indica a seguinte expressão:

$$F_r = K_r \rho W D_5 b_5 \quad (23)$$

onde F_r = empuxo radial, ρ = massa específica do fluido de trabalho, W = salto energético ou trabalho específico da máquina de fluxo, D_5 = diâmetro de saída do rotor, b_5 = largura da saída do rotor, incluindo a espessura das paredes dos discos, K_r = coeficiente adimensional que varia com a vazão recalçada.

O valor de K_r pode ser calculado pela fórmula experimental:

$$K_r = 0,36 \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 \right] \quad (24)$$

onde Q = vazão recalçada pela máquina, Q_n = vazão nominal ou de projeto da máquina.

Como o valor do empuxo radial tem implicações tanto no cálculo da flecha máxima do eixo que sustenta o rotor, como sobre os mancais, usualmente usa-se:

- para o cálculo da deflexão máxima do eixo: $K_r = 0,4$ a $0,5$
- para o cálculo dos mancais: $K_r = 0,20$ a $0,25$

3. APLICAÇÃO

3.1 ANÁLISE DA INSTALAÇÃO DE UMA BOMBA

Analisando uma instalação de bombeamento que capta água do rio Guaíba e bombeia até a estação de tratamento do DMAE. O sistema deve recalcar água bruta, onde a vazão necessária é $1000\text{m}^3/\text{h}$ ou $0,28\text{m}^3/\text{s}$, o ponto de descarga se encontra a 65m acima do nível do rio. Esta instalação está sofrendo manutenções devido a uma obra recente, pois o sistema de sucção mudou de um valo a poucos metros de onde está localizada a bomba para uma captação por tubulação com 700 metros de comprimento.

O sistema que está sendo utilizado para conseguir a vazão necessária é uma bomba centrífuga Worthington 10 LNH-18, com diâmetro de sucção de $304,8\text{mm}$ e diâmetro de descarga de 254mm , com rotor de simples admissão de $406,4\text{mm}$ com uma rotação de trabalho de 1775rpm .

Para impulsionar esta bomba é utilizado um motor elétrico de 350cv com rotação de 1775rpm e rendimento de 95,5%.

Primeiramente se deve verificar se a bomba utilizada consegue recalcar a vazão especificada no projeto. Com a tabela de rendimento (anexo B) fornecida pelo fabricante da bomba, verifica-se que esta bomba atende em vazão recalçada e em elevação requerida pelo projeto com rotores de 406,4mm, 431,8mm e 454,03mm.

Como a bomba apresenta um rendimento muito próximo para a vazão de 1000m³/h para estes rotores, deve-se verificar qual rotor necessita menos potência em seu eixo, assim o motor terá custo e consumo menor. O rotor escolhido foi o de 406,4mm, que é capaz de recalcar esta vazão a 72 metros de altura com um rendimento para a bomba de 85,8%.

Com a posse da altura manométrica recalçada pela bomba, a altura geométrica a ser vencida pela bomba e a vazão de projeto, pode-se calcular a característica do sistema ou da canalização pela fórmula:

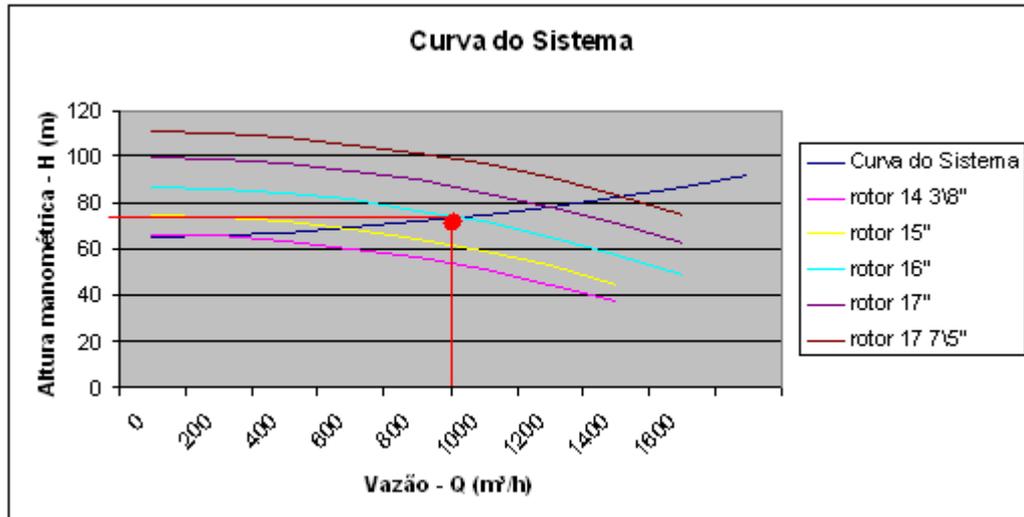
$$H = H_G + K'Q^2$$

$$K' = 7,0E^{-6} \text{ m}^{-5}/\text{s}^2$$

Com estes valores se pode fazer uma tabela relacionando altura manométrica e vazão recalçada, lembrando que estes valores estão dentro da curva do sistema para o rotor de 406,4mm. Isolando a fórmula anterior temos:

Q (m ³ /h)	H (m)
200	65,28
400	66,12
600	67,52
800	69,48
1000	72,00
1200	75,08
1400	78,72
1600	82,92
1800	87,68
2000	93,00

Após, para uma melhor visualização, também se pode plotar estes dados da tabela e construir a curva do sistema. O ponto vermelho indica o ponto de funcionamento da bomba para o rotor de 406,4 mm.



Para escolher um motor que atenda a exigência desta bomba, devemos saber quanto ela requer de potência em seu eixo. Para pode-se calcular esta potência pela seguinte fórmula:

$$P_e = \frac{\rho Q W}{\eta_i}$$

Como se sabe que a massa específica da água é de 1000 kgf/m^3 , o rendimento da bomba é de $85,8\%$ e a vazão é de $0,28 \text{ m}^3/\text{s}$, falta saber de quanto é o salto energético da máquina. Sabendo a altura manométrica recalçada pela bomba, calcula-se o salto pela seguinte fórmula:

$$W = Hg$$

$$W = 706,32 \text{ J/kg}$$

Com posse deste ultimo do valor do salto energético pode-se calcular a potência requerida no eixo da bomba.

$$P_e = \frac{\rho Q W}{\eta_i}$$

$$P_e = 230500,7 \text{ W}$$

ou

$$P_e = 230,5 \text{ kW}$$

Sabendo a potência requerida no eixo da bomba, deve-se verificar se o motor escolhido atende a exigência da bomba.

Como já se sabe a potência do motor e seu rendimento, para calcular a potência que o motor entrega no seu eixo utiliza-se a seguinte fórmula:

$$P_{em} = P_m \eta$$

$$P_{em} = 243,4 \text{ kW}$$

Para que uma instalação de bombeamento não tenha problemas de cavitação, que faz com que a bomba tenha uma vida útil mais curta e perda rendimento, deve-se calcular a que altura esta bomba deve ser instalada em relação ao nível da superfície do reservatório de sucção, utilizando a seguinte fórmula:

$$H_{sg \text{ max}} = \frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - \sigma_{\min} H - H_{ps} - \frac{u_3^2}{2g}$$

Como o reservatório de sucção é o Rio Guaíba, que se encontra aberto, a pressão na superfície é a mesma que a pressão atmosférica. A pressão de vaporização e o peso específico da água são dados na tabela 1, usando a temperatura de 20°C, e como a altura recalçada já se tem conhecimento, falta calcular o valor crítico do coeficiente de cavitação e a velocidade tangencial do fluido na boca de sucção.

Tendo a vazão e o diâmetro de sucção da bomba, pode-se calcular a velocidade usando a seguinte fórmula:

$$u_3 = \frac{4Q}{\pi D_3^2}$$

$$u_3 = 3,86 \text{ m/s}$$

Para calcular o valor crítico do coeficiente de cavitação, deve-se antes saber a velocidade de rotação específica. Como já se sabe a rotação de trabalho, a vazão e o salto energético, usa-se a seguinte fórmula para o coeficiente:

$$n_{qa} = 10^3 \frac{n}{60} \frac{Q^{1/2}}{W^{3/4}}$$

$$n_{qa} = 114,25$$

Calculado o coeficiente, pode-se calcular o valor crítico do coeficiente de cavitação, pela expressão:

$$\sigma_{\min} = 2,9 \times 10^{-4} \times n_{qa}^{4/3}$$

$$\sigma_{\min} = 0,160$$

O último dado que falta para saber qual a altura de sucção geométrica máxima é a perda de carga na tubulação. Para isso se deve calcular a rugosidade do tubo e o número de Reynolds para determinar através do gráfico (anexo A) o fator de atrito.

A rugosidade depende do diâmetro da tubulação (0,5m) e da rugosidade relativa do material da tubulação (PVC), que neste caso vale 0,000015m.

$$\frac{\varepsilon}{D} = 0,000006$$

O número de Reynolds pode ser calculado conhecendo os valores do coeficiente de viscosidade cinemática da água a 20°C ($\nu=1,003 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$), o diâmetro da tubulação (0,5m) e a velocidade do fluido no interior do tubo.

$$R_e = \frac{u_3 D}{\nu}$$

$$R_e = 1909272,18$$

ou

$$R_e = 2 \times 10^6$$

Agora com o número de Reynolds e a rugosidade do material determinados, o fator de atrito é encontrado pelo gráfico em anexo (A). Como a rugosidade equivalente é inferior ao valor mínimo do encontrado no gráfico, o valor usado para o fator de atrito (f) foi 0,008.

A perda de carga na tubulação pode ser calculada pela expressão:

$$H_{ps} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{ps} = 1,16 \text{ mca}$$

Depois de determinados todos os parâmetros necessários, são substituídos na fórmula:

$$H_{sg \max} = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \sigma_{\min} H - H_{ps} - \frac{u_3^2}{2g}$$

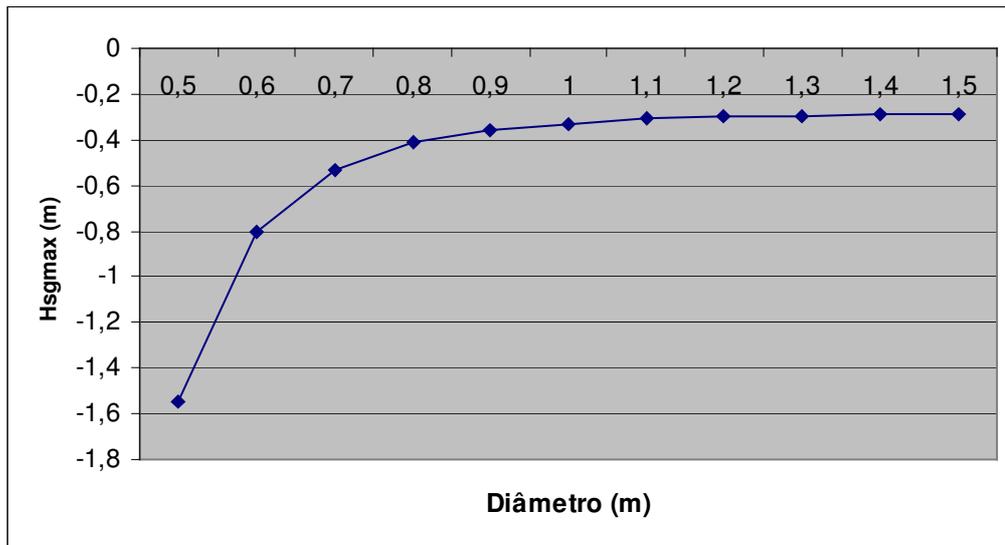
$$H_{sg \max} = -1,58 \text{ m}$$

Uma outra análise que pode ser feita para ver se esta bomba esta instalada adequadamente é pelo cálculo do NPSH_d, comparando este valor com o NPSH_b (6,5mca) fornecido pelo fabricante, no gráfico em anexo. Levando em conta que a altura de sucção geométrica (H_{sg}) da instalação seja de 3m, calcula-se:

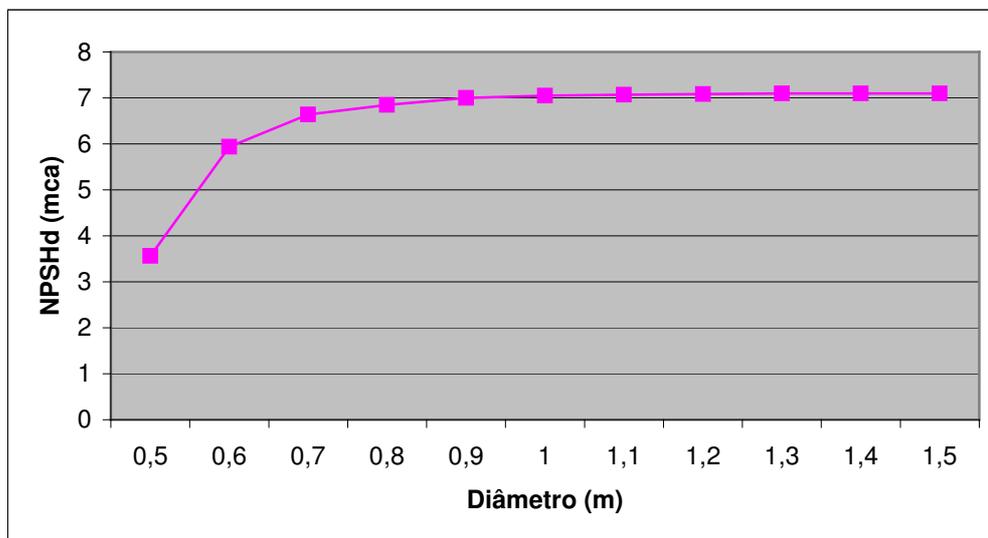
$$NPSH_d = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{u_2^2}{2g}$$

$$NPSH_d = 3,5 \text{ mca}$$

Refazendo os cálculos para diâmetros maiores chega-se nos seguintes resultados de altura máxima de sucção geométrica, mostrado no gráfico a seguir:



E para o $NPSH_d$:



Para o cálculo do empuxo precisa-se de valores que sejam fornecidos pelo fabricante da bomba. Como o fabricante Worthington não passa os dados construtivos de seus produtos, pesquisou-se outro fabricante que disponibilizasse estes dados. Assim foi encontrado o fabricante KSB que disponibiliza alguns destes dados em sua página na internet.

O empuxo axial é determinado conhecendo os valores de F_1 e F_2 . Para determiná-los temos que levar em consideração que o raio do labirinto de vedação (R_i) é 0,125m, raio do eixo do rotor (R_{eixo}) é 0,03m, que a velocidade tangencial na saída do rotor (u_5) é 23,22m/s, que a velocidade angular de rotação do rotor (ω) é 185,8rad/s e que a diferença de energia de pressão estática entre a saída e a entrada do rotor (W_{est}) é 698J/kg. Após substituí-los nas fórmulas:

$$F_1 = \Pi \rho (R_i^2 - R_{eixo}^2) \left[W_{est} - \frac{u_5^2}{8} + \frac{\omega^2}{16} (R_i^2 + R_{eixo}^2) \right]$$

$$F_1 = 30.821,07 \text{ N}$$

$$F_2 = \rho Q v_3$$

$$F_2 = 1108,8 \text{ N}$$

Agora que já se sabe os valores das forças, substitui-se na expressão:

$$F_a = i(F_1 - F_2)$$

$$F_a = 29712,2 \text{ N} \quad \text{ou} \quad 29 \text{ kN}$$

Para o cálculo do empuxo radial, sabendo que a massa específica da água é 1000 kg/m^3 , o salto energético é $706,32 \text{ J/kg}$, o diâmetro de saída do rotor é $0,25 \text{ m}$ e a largura de saída do rotor é $0,053 \text{ m}$, usa-se a expressão:

$$F_r = K_r \rho W D_5 b_5$$

Para o cálculo dos mancais utiliza-se $K_r = 0,25$, obtendo :

$$F_r = 2339,7 \text{ N} \quad \text{ou} \quad F_r = 2,4 \text{ kN}$$

Para o cálculo da deflexão máxima no eixo utiliza-se $K_r = 0,5$, obtendo:

$$F_r = 4679,37 \text{ N} \quad \text{ou} \quad F_r = 4,7 \text{ kN}$$

4. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

Inicialmente, após a introdução do problema, apresentou-se sua modelagem mecânica, a saber: as expressões das grandezas características - salto energético, vazão e potência no eixo, as perdas energéticas e rendimentos, as leis de variação do salto energético, vazão e potência no eixo, curva característica do sistema.

Em seguida, foi realizada uma aplicação de uma bomba centrífuga, aplicação esta que objetivou analisar qual seria a altura de sucção geométrica máxima desta bomba para que não entre em cavitação. Logo em seguida foi calculado o empuxo que esta bomba sofre em seu eixo do rotor.

Sobre os resultados obtidos destaca-se que esta bomba hoje está trabalhando nas condições que não atendem seu requerimento de altura, e deveria estar trabalhando afogada para que não sofra cavitação. Mas para afogar esta bomba tem que se fazer um estudo mais aprimorado de custo, pois quando se aumentou o diâmetro do tubo de sucção, a altura máxima de sucção geométrica quase chegou em zero, conforme gráfico, o que não precisaria afogar a bomba, e o $NPSH_d$ forneceu altura maior que o $NPSH_b$, que também informa que esta instalação não precisaria mais estar afogada. Quanto ao cálculo do empuxo no eixo do rotor, estes resultados são aproximados e não pode-se avaliar melhor, pois a empresa Worthington não disponibiliza dados construtivos de seus produtos.

Por último, como perspectivas futuras do trabalho, poder-se-ia: fazer um estudo mais detalhado sobre custo da instalação selecionada, ver se a substituição da tubulação por uma de diâmetro maior não tem um custo menor que o afogamento da bomba, ou fazer estudo de substituição desta por um sistema paralelo de bombas menores. Também fazer um cálculo mais preciso de seu empuxo radial e axial no eixo do rotor, pois seus dados foram estimados de uma bomba centrífuga de outra marca, devido segredo industrial.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

HENN, E. L. Máquinas de fluido. 2.ed. Santa Maria: UFSM, 2006.

MACINTYRE, A. J Bombas e Instalações de Bombeamento. 2.ed. RJ: Guanabara,1987

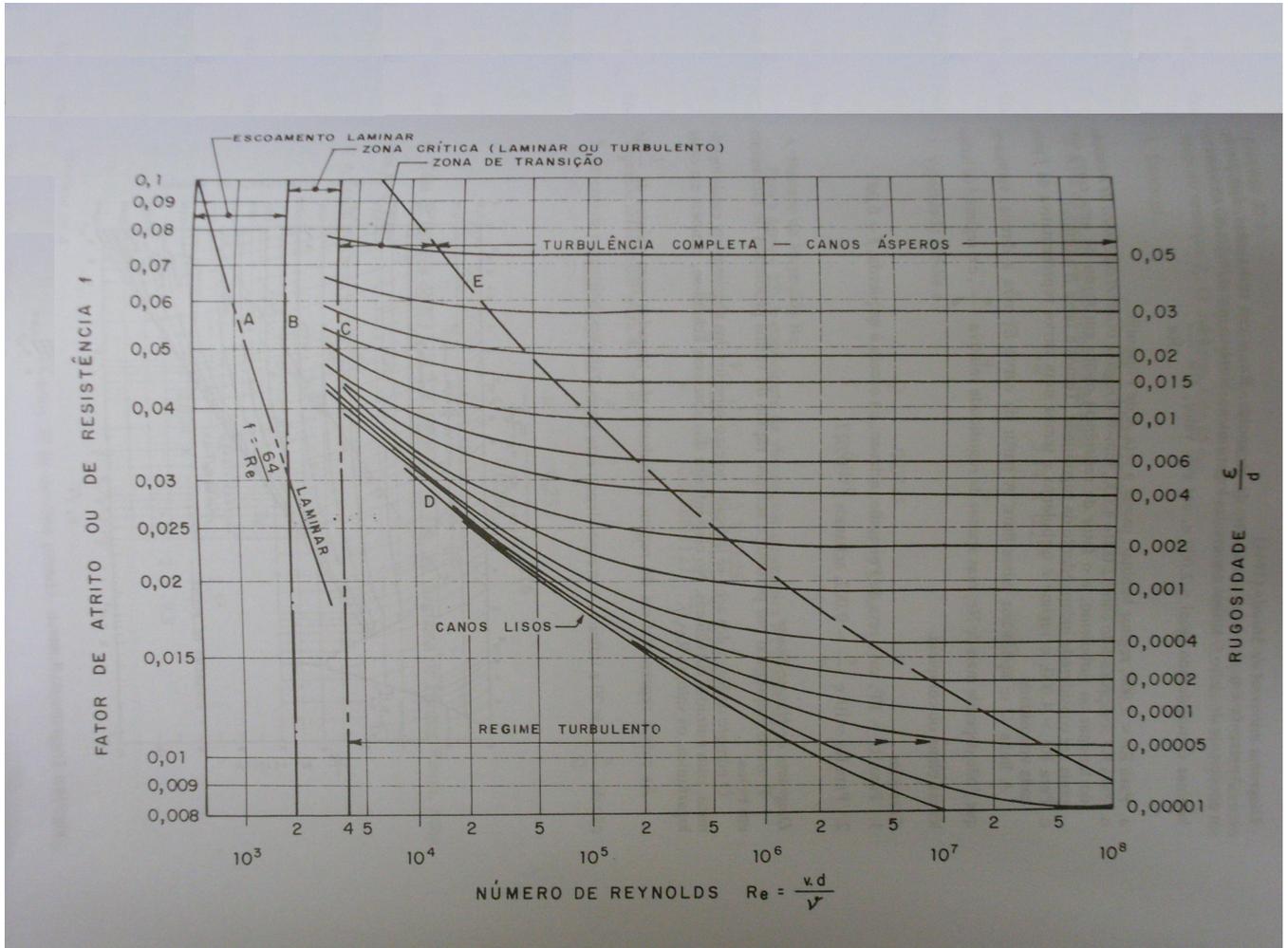
MATTOS, E. E; FALCO, R. Bombas industriais. 2.ed. Rio de Janeiro: Interciência,1998.

PFLEIDERER C. ; PETERMMANN H., Máquinas de Fluxo, Livro Técnico, RJ,1979

FOX, R.W. ; MCDONALD, A.T., Introdução à mecânica dos Fluidos. 4 ed.
RJ:Guanabara,1995

6. ANEXOS

ANEXO A – TABELA DE MOODY



ANEXO B – CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA CENTRÍFUGA

