

BRUNO AGUIAR DA SILVA

INVESTIGAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE BOMBAS
CENTRÍFUGAS

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
2009



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

**INVESTIGAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE BOMBAS
CENTRÍFUGAS**

BRUNO AGUIAR DA SILVA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO(A) MECÂNICO(A)
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casa
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr.
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr.
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr.
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2009

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar aos meus pais e irmã pelo apoio e incentivo em todas as etapas do curso e do desenvolvimento deste trabalho.

A todo o pessoal da Braskem, principalmente ao Eng. Natanael Lopes por todos os conhecimentos transmitidos e a disponibilidade em ser mais do que um supervisor de estágio.

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.

"O valor das coisas não está no tempo que elas duram, mas na intensidade com que acontecem. Por isso existem momentos inesquecíveis, coisas inexplicáveis e pessoas incomparáveis."

Fernando Pessoa

SILVA, B.A. **Investigação do comportamento dinâmico de bombas centrífugas**. 2009. 28f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

RESUMO

O presente trabalho trata do comportamento dinâmico de bombas centrífugas, introduzindo a cinemática do rotor, rendimentos e semelhança dimensional de bombas centrífugas. Trata ainda do fenômeno de cavitação e da obtenção das curvas características e curva do sistema. Estes tópicos são abordados objetivando a análise de uma bomba particular, a 22B04 A/B. Esta é uma bomba de acoplamento magnético cotada pelo fabricante HMD Kontro para substituição da bomba atual existente na Unidade de Insumos Básicos da Braskem, em Triunfo -RS a fim de solucionar o problema de emissões fugitivas de benzeno. O estudo da cinemática do rotor baseado nos dados de projeto da bomba e em estimativa de rendimento resultou em um ângulo de inclinação das pás na saída do rotor de $26,1^\circ$, coerente com os intervalos de ângulos propostos pela literatura. Um estudo da sensibilidade da variável rendimento hidráulico no resultado do ângulo de inclinação das pás na saída do rotor é realizado, mostrando que o rendimento hidráulico para a bomba 22B04 A/B está entre 0,83 e 0,85. O equacionamento proposto por Pfleiderer (1960) mostra excelentes resultados na construção das curvas características teóricas, que para a bomba em questão resultou em um erro máximo de 1,42% em comparação a curva experimental. A avaliação de cavitação, bem como os estudos citados, mostram que a bomba cotada está adequada para instalação no sistema atual.

PALAVRAS CHAVE: Bombas centrífugas, teoria clássica das máquinas de fluxo, curva característica teórica, acoplamento magnético.

SILVA, B.A. **Investigation of the dynamic behavior of centrifugal pumps**. 2009. 28f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

ABSTRACT

This work deals with the dynamic behavior of centrifugal pumps, introducing the kinematics of the rotor, efficiency and dimensional similarity of centrifugal pumps. Also deals with the phenomenon of cavitation and the obtainment of the characteristic curve and the system curve. These topics are discussed aiming at the analysis of a particular pump, the 22B04 A/B. This pump is a magnetic drive pump quoted by the manufacturer HMD Kontro to replace the original one installed on the Basic Petrochemicals Unit of Braskem, in Triunfo-RS, in order to solve the problem of fugitive emissions of benzene. The study of kinematics of the rotor based on data from the bomb project and estimated efficiency resulted in an inclination angle of the blades on the rotor output of 26.1° , consistent with the range of angles proposed in the literature. A study of the sensitivity of the variable hydraulic efficiency in the outcome of the angle of the blades at the exit of the rotor is carried out, showing that the hydraulic efficiency for the pump 22B04 A/B is between 0,83 and 0,85. The equation proposed by Pfleiderer (1960) shows excellent results in the construction of theoretical characteristic curves, which for the pump in question resulted in a maximum error of 1.42% compared to the experimental. The evaluation of cavitation, as well as the described studies show that the listed pump is suitable for installation in the current system.

KEYWORDS: Centrifugal pumps, classical theory of flow machines, theoretical characteristic curve, magnetic coupling.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. MODELAGEM MECÂNICA.....	1
2.1 CINEMÁTICA DO ROTOR.....	1
2.1.1 Triângulo de Velocidades.....	1
2.1.2 Equação fundamental para número infinito de pás.....	2
2.2 PERDAS E RENDIMENTOS.....	3
2.3 SEMELHANÇA EM BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	4
2.3.1 Leis de Variação.....	4
2.3.2 Grandezas Unitárias.....	5
2.3.3 Grandezas Biunitárias.....	5
2.3.4 Velocidade de Rotação Específica.....	6
2.4 CAVITAÇÃO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	6
2.4.1 Definição de cavitação.....	6
2.4.2 Coeficiente de cavitação.....	7
2.4.3 NPSH e altura máxima de sucção.....	7
2.5 CURVA TEÓRICA E CURVA REAL DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	8
2.6 PONTO DE FUNCIONAMENTO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	9
3. METODOLOGIA.....	10
4. RESULTADOS.....	11
5. CONCLUSÕES.....	15
6. BIBLIOGRAFIA E REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	16
APÊNDICE A – FAIXA DE RENDIMENTOS HIDRÁULICOS.....	17
ANEXO A – FOLHA DE DADOS DA BOMBA 22B04 A/B.....	18
ANEXO B – CURVAS CARACTERÍSTICAS DA BOMBA 22B04 A/B.....	19
ANEXO C – DIAGRAMA DE PROCESSO E INSTRUMENTAÇÃO.....	20

1. INTRODUÇÃO

A indústria petroquímica, na produção de polímero, trabalha com diversos tipos de hidrocarbonetos, entre eles o benzeno. Este é um composto tóxico e nocivo a saúde. Desde 2004 a antiga Copesul, hoje Braskem, iniciou o processo de instauração de um programa cujo objetivo principal é eliminar as emissões fugitivas de benzeno em cumprimento a exigências da DRT (Delegacia Regional do Trabalho). Trata-se do que ficou conhecido como Programa do Benzeno, onde uma das principais ações trata da substituição da selagem de todas as bombas que recalcam líquido possuindo valor maior ou igual a 1% de benzeno em sua composição. Uma das soluções adotadas foi a compra de bombas centrífugas novas com acoplamento magnético. Simplificadamente pode-se descrever uma bomba de acoplamento magnético como sendo uma bomba completamente blindada, onde o eixo não atravessa sua carcaça e o torque do acionador é transmitido através de um campo magnético. Imãs permanentes conectados no eixo da bomba e no eixo do acionador são responsáveis por criar o campo magnético. O bom entendimento das características da bombas centrífugas proposta e da teoria clássica que reje seu funcionamento é fundamental para o engenheiro mecânico a fim de viabilizar e otimizar o projeto.

O objetivo do presente trabalho é realizar uma investigação teórica e numérica do comportamento dinâmico de bombas centrífugas, baseando-se na teoria clássica de máquinas de fluxo. Para tanto será selecionado um modelo comercial de bomba centrífuga que será instalada na Unidade de Insumos Básicos da Braskem, no pólo petroquímico de Triunfo – RS. Serão investigados parâmetros da bomba, como a cinemática do rotor – com a determinação das velocidades absoluta, relativa, periférica e de turbilhão, e dos ângulos das pás-de-guia da carcaça e pás móveis do rotor; os rendimentos energéticos – com a determinação dos rendimentos hidráulico, volumétrico, de atrito de disco e total; parâmetros característicos - com a determinação da potência hidráulica, capacidade volumétrica, rotação específica, salto energético e fator de deficiência de potência; avaliação de cavitação – com a determinação do NPSH e da altura geométrica de sucção máxima. Além disso será simulada, através do equacionamento proposto por Pfleiderer (1960), a curva real do salto energético em função da vazão, buscando similaridade com a curva experimental fornecida pelo fabricante.

Com um enfoque generalizado no comportamento dinâmico de bombas centrífugas, os diversos parâmetros relevantes ao seu bom funcionamento serão abordados a fim de ampliar os conhecimentos na área.

2. MODELAGEM MECÂNICA

2.1 CINEMÁTICA DO ROTOR

2.1.1 Triângulo de Velocidades

A equação vetorial que relaciona o movimento absoluto com o movimento relativo do fluido que percorre o rotor de uma máquina de fluxo é representada de uma forma geométrica pelos chamados triângulos de velocidades, construídos segundo a seguinte equação:

$$\mathbf{v} = \mathbf{w} + \mathbf{u} \quad (1)$$

onde: \mathbf{v} é a velocidade absoluta da corrente fluida em m/s, \mathbf{u} é a velocidade tangencial de um ponto do rotor em m/s, e \mathbf{w} a velocidade relativa da corrente fluida em m/s.

O triângulo de velocidades aplicado a um rotor de uma bomba centrífuga é representado no desenho esquemático de um corte segundo um plano meridiano que passa pelo eixo do rotor e pelo corte segundo um plano perpendicular ao eixo do rotor, conforme Figura 1.

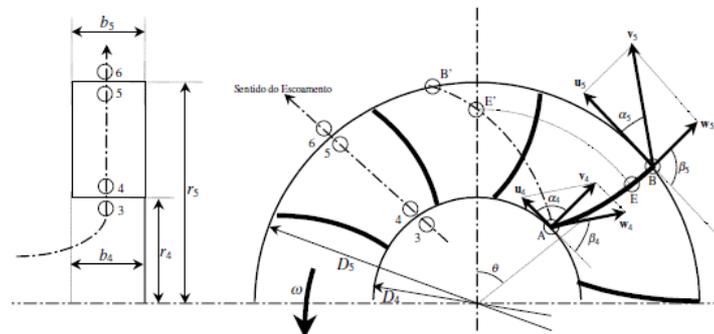


Figura 1 - Corte de um rotor segundo um plano perpendicular ao eixo do rotor (Henn, 2001)

Um triângulo de velocidades genérico é representado na Figura 2. Nele, se pode destacar duas componentes do vetor velocidade absoluta, \mathbf{v} , da corrente fluída, a componente na direção da velocidade tangencial, \mathbf{v}_u , e a componente medida num plano meridiano, perpendicular à direção da velocidade tangencial, \mathbf{v}_m .

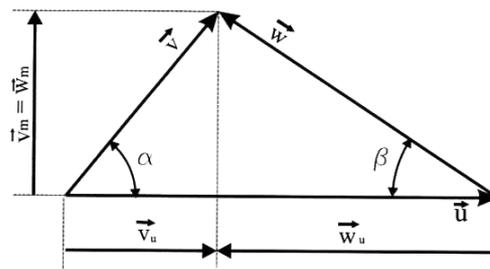


Figura 2 - Triângulo da velocidades (Henn, 2001)

Através da equação da continuidade a componente meridiana, \mathbf{v}_m , está vinculada a vazão da máquina, $Q = Av_m$, e esta deve ser sempre perpendicular a área A . Para o caso das bombas centrífugas, a área da seção de passagem corresponde a superfície lateral de um cilindro, $A = \pi D b$, onde D é diâmetro e b a largura do rotor na seção considerada.

2.1.2 Equação fundamental para número infinito de pás

São tomadas como suposições de uma máquina ideal o escoamento unidirecional, congruente com as pás, sem atrito e com fluxo de massa constante. Ainda, será considerado um rotor com número infinito de pás, no qual o escoamento mantém-se em regime permanente e as transformações ocorrem sem perdas energéticas.

Desde a entrada da corrente fluída no rotor, até a sua saída, esta recebe energia das pás do rotor que se traduz em um aumento de sua energia de pressão, da sua energia de velocidade e da sua energia de potencial. De maneira quantitativa, a energia potencial pode ser desprezada no estudo de bombas centrífugas, devido a pequena alteração na posição do fluído passando pelo rotor.

O aumento da energia de pressão é função de duas transformações, o aumento de energia de pressão estática e o aumento de energia de pressão dinâmica do fluído. Assim a energia total entregue a corrente fluída é dada por:

$$w_{pá\infty} = w_{est} + w_{din} = \left(\frac{u_5^2 - u_4^2}{2} + \frac{w_4^2 - w_5^2}{2} \right) + \left(\frac{v_5^2 - v_4^2}{2} \right) \quad (4)$$

onde, $w_{pá\infty}$ é a energia específica entregue ao fluido nas pás de um rotor com número infinito de pás, w_{est} é a energia de pressão estática em J/kg, w_{din} é a energia específica de pressão dinâmica em J/kg.

Aplicando relações trigonométricas ao triângulo de velocidades e utilizando esses valores na Equação 4 chega-se a equação conhecida como Equação de Euler:

$$w_{pá\infty} = u_5 v_{u5} - u_4 v_{u4} \quad (5)$$

Pode-se calcular a potência recebida a partir da energia específica (energia por unidade de massa) como $P = \rho Q w$. Para a situação idealizada de pás infinitas, a Equação 5 passa a ser escrita como $P_{pá\infty} = \rho Q w_{pá\infty}$, onde $P_{pá\infty}$ é a potência fornecida pelo rotor suposto com número infinito de pás, em W.

Em um rotor real, com número de pás finito, a energia entregue ao fluido é menor do que aquela considerando um número de pás infinito. Desta maneira, é utilizado um fator adimensional, chamado fator de deficiência de potência, μ , de valor menor ou igual a 1 a fim de corrigir a diferença devido ao número finito de pás. Com isso, pode-se escrever a energia específica total entregue ao fluido por um rotor real, em J/kg, como $w_{pá} = \mu w_{pá\infty}$ e a potência fornecida pelo rotor real, em W, como $P_{pá} = \mu P_{pá\infty}$.

2.2 PERDAS E RENDIMENTOS

Em uma máquina real as suposições feitas na Seção 2.1 não são verdadeiras, existindo transformações com degradação de energia em uma máquina que possui folgas e rugosidade. Faz-se necessário o bom entendimento dos aspectos que influenciam os processos irreversíveis que ocorrem em uma bomba, onde formas de energia mais nobres, como a mecânica, são transformados em energias não úteis ao bombeamento, como calor e vibração. Esses processos irreversíveis geralmente são chamados de perdas.

As perdas hidráulicas têm origem no atrito da corrente fluida com as paredes dos canais do rotor, na mudança abrupta de direção e seção do fluido através dos canais do rotor e no choque do mesmo contra o bordo de ataque das pás quando a máquina funciona fora do ponto nominal. É definido o rendimento hidráulico para bombas centrífugas por:

$$\eta_h = \frac{w}{w_{pá}} = \frac{w}{w + E_h} \quad (6)$$

onde: $w_{pá}$ é a energia específica que teoricamente o rotor entregaria ao fluido, em J/kg; w é a energia que realmente o rotor entrega ao fluido, em J/kg e E_h é a energia específica referente as perdas hidráulicas, em J/kg.

As perdas volumétricas têm origem nas folgas necessárias entre as partes rotativas e as partes estacionárias das bombas, que acabam gerando recirculações no interior da máquina. Define-se então um rendimento volumétrico dado por:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_f} = \frac{Q}{Q + Q_f} \quad (7)$$

onde: \dot{m} é a vazão mássica do fluido de trabalho, em kg/s; \dot{m}_f é a vazão mássica do fluido que recircula no interior da máquina através das folgas, em kg/s; Q é a vazão que circula pela admissão e descarga da máquina, em m³/s e Q_f é a vazão referente as fugas em m³/s.

Como o rotor de uma bomba centrífuga gira dentro de um compartimento preenchido com líquido, este movimento acaba por consumir certa potência, já que precisa arrastar as partículas de fluido por meio do atrito. Esse consumo caracteriza as perdas por atrito de disco e pode ser quantificada através do rendimento de atrito de disco, como:

$$\eta_a = \frac{(w + E_h)(\dot{m} + \dot{m}_f)}{(w + E_h)(\dot{m} + \dot{m}_f) + P_a} \quad (8)$$

onde P_a é a potência perdida por atrito de disco, em W.

Já as perdas mecânicas geralmente são associadas aos atritos nos mancais e dispositivos de vedação, como selos mecânicos ou gaxetas. O rendimento mecânico é escrito como:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e} \quad (9)$$

onde P_i é a potência interna da máquina, em W e P_e a potência no eixo, em W.

O rendimento total associado a uma bomba centrífuga é dado por:

$$\eta_t = \frac{P}{P_e} \quad \text{ou} \quad \eta_t = \eta_h \eta_v \eta_a \eta_m \quad (10)$$

2.3 SEMELHANÇA EM BOMBAS CENTRÍFUGAS

2.3.1 Leis de Variação

A teoria dos modelos aplicada a bombas centrífugas objetiva a reprodução dos resultados de bombas reais em modelos aumentados ou reduzidos. A teoria é válida quando é garantida a semelhança geométrica, cinemática e dinâmica entre modelo e protótipo.

Para a obtenção das grandezas unitárias e biunitárias são utilizadas as leis aproximadas de semelhança, ou semelhança incompleta, na qual são observadas apenas a semelhança geométrica e cinemática, considerando os rendimentos do modelo e protótipo iguais.

Variando-se a velocidade de rotação de uma bomba centrífuga até atingir um valor determinado ω' , como os ângulos se mantêm constantes, chega-se a seguinte relação de proporcionalidade:

$$\frac{u'}{u} = \frac{v'_u}{v_u} = \frac{v'_m}{v_m} \quad (11)$$

Considera-se uma bomba em operação a uma rotação ω , energia específica entregue ao fluido $w = \eta_h u v_u$, vazão $Q = (\eta_v v_m \pi D^2) / 4$ e potência no eixo $P_e = (\rho Q w) / \eta_t$, impondo o conceito de semelhança incompleta, é feita uma alteração de rotação para ω' , e chega-se as chamadas leis de variação para w , Q e P_e , função apenas da variação da velocidade de rotação:

$$\frac{w}{w'} = \left(\frac{\omega}{\omega'}\right)^2 ; \quad \frac{Q}{Q'} = \frac{\omega}{\omega'} ; \quad \frac{P_e}{P_e'} = \left(\frac{\omega}{\omega'}\right)^3 \quad (12)$$

onde w' é a energia específica entregue ao fluido na nova rotação ω' , em J/kg; Q é a vazão na nova rotação ω' , em m³/s e P_e' é a potência no eixo na nova rotação ω' , em W.

2.3.2 Grandezas Unitárias

As grandezas unitárias são obtidas quando impomos a restrição da energia específica entregue ao fluido como tendo valor unitário ($w'=w=1\text{J/kg}$) em uma máquina com o mesmo diâmetro de rotor ($D=D'$) operando em uma nova rotação ω' . A partir das equações anteriores, chega-se às equações das grandezas unitárias, como:

$$\omega_1 = \frac{\omega}{w^{1/2}} \quad ; \quad Q_1 = \frac{Q}{w^{1/2}} \quad ; \quad P_{e1} = \frac{P_e}{w^{3/2}} \quad (13)$$

onde ω_1 representa a velocidade de rotação unitária, em kg^{1/2}/J^{1/2}s; Q_1 é a vazão unitária em m³kg^{1/2}/J^{1/2}s e P_{e1} é a potência no eixo unitária em Wkg^{3/2}/J^{3/2}.

2.3.3 Grandezas Biunitárias

As grandezas atribuídas a uma máquina na qual são feitas as restrições de salto energético específico unitário ($w_1=w_{11}=1\text{J/kg}$), diâmetro característico do rotor unitário ($D_{11}=1\text{m}$), semelhança cinemática e rendimento hidráulico η_h constante entre modelo e protótipo, são designadas grandezas biunitárias e são fundamentais na caracterização de máquinas de fluxo semelhantes. Nas condições propostas, vem:

$$u_1 = u_{11} \quad \therefore \quad \omega_{11} = D \omega_1 \quad (14)$$

Combinando as equações (13) e (14):

$$\omega_{11} = \frac{\omega D}{w^{1/2}} \quad (15)$$

onde ω_{11} é a velocidade de rotação biunitária, em kg^{1/2}m/J^{1/2}s.

Fazendo também a consideração de rendimento volumétrico constante, escreve-se:

$$Q_1 = \eta_v \frac{\pi D_1^2}{4} v_{m1} \quad \text{e} \quad Q_{11} = \eta_v \frac{\pi D_{11}^2}{4} v_{m11} \quad \therefore \quad \frac{Q_{11}}{Q_1} = \frac{1}{D^2} \quad (16)$$

Pelas Equações das grandezas unitárias (13), fazendo a consideração de rendimento total e massa específica do fluido de trabalho iguais escreve-se:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 w^{1/2}} \quad ; \quad P_{e11} = \frac{P_e}{D^2 w^{3/2}} \quad (17)$$

onde Q_{11} é a vazão biunitária, em mkg^{1/2}/J^{1/2}s e P_{11} é a potência biunitária Wkg^{3/2}/m²J^{3/2}.

Como visto, as grandezas biunitárias são iguais para bombas centrífugas semelhantes, permitindo que haja transposição de valores entre modelo e protótipo. Porém, alguns aspectos construtivo das máquinas impedem a semelhança total entre modelo e máquina real, como a rugosidade e as folgas, chamado efeito escala. Para solucionar esse problema, são utilizadas equações para a correção dos rendimentos, como a fórmula de Moody, segundo Stepanoff, para bombas centrífugas:

$$\frac{1-\eta_{ip}}{1-\eta_{im}} = \left(\frac{D_m}{D_p}\right)^{1/4} \left(\frac{H_m}{H_p}\right)^{1/10} \quad (18)$$

onde η_{ip} é o rendimento total ótimo do protótipo, η_{im} é o rendimento total ótimo do modelo, H_m é a altura de elevação do modelo, H_p é a altura de elevação do protótipo, D_m é o diâmetro característico do rotor modelo e D_p é o diâmetro característico do rotor do protótipo.

2.3.4 Velocidade de Rotação Específica

Outro número característico importante para o estudo de máquinas de fluxo semelhantes, que assim como as grandezas biunitárias também é constante para modelo e protótipo, é a chamada velocidade de rotação específica. Para chegar a esse número característico é realizado o mesmo processo com que se obteve as grandezas biunitárias, porém agora é feita a consideração de que a velocidade de rotação da máquina de fluxo geometricamente semelhante à considerada é projetada com uma energia específica entre ao fluido unitária ($w_q=1\text{J/kg}$) e com vazão unitária ($Q_q=1\text{m}^3/\text{s}$).

A partir da equação da vazão, vem:

$$Q_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} v_{m1} \quad \text{e} \quad Q_q = \frac{\pi D_q^2}{4} v_{mq} \quad \therefore \quad Q_q = \frac{D_1^2}{D_q^2} \quad (19)$$

Porém, também pode-se escrever:

$$u_q = u_1 \quad \therefore \quad \pi D_q \omega_q = \pi D_1 \omega_1 \quad \therefore \quad \frac{D_1}{D_q} = \frac{\omega_q}{\omega_1} \quad (20)$$

Logo,

$$\omega_q = \omega_1 Q^{1/2} \quad (21)$$

Levando as equações da rotação e vazão unitárias, Equação (13), e substituindo na equação (21), chega-se a equação da velocidade específica como:

$$\omega_{qA} = 10^3 \omega \frac{Q^{1/2}}{w^{3/4}} \quad (22)$$

onde ω_{qA} é a velocidade de rotação específica segundo Addison, ω é a velocidade de rotação da máquina, em rps.

Cabe observar que o fator 10^3 aparece multiplicando a expressão por essa ter valor muito pequeno, conforme sugere Addison. Também, os valores de ω , Q e w , utilizados no cálculo, correspondem ao ponto de projeto (melhor rendimento).

2.4 CAVITAÇÃO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS

2.4.1 Definição de cavitação

A cavitação consiste na vaporização de um líquido que está em movimento devido a alterações na sua pressão. Canavelis propõe como definição mais geral do fenômeno a formação de cavidades macroscópicas em um líquido, a partir de núcleos gasosos microscópicos.

Este fenômeno pode ser verificado em bombas centrífugas. Seguindo o escoamento do fluido na tubulação de sucção, este irá passar por zonas de pressão decrescente conforme se encaminha para a entrada do rotor, onde encontra a zona de mais baixa pressão. Quando a pressão absoluta cai a pressão inferior a pressão de vaporização do fluido na temperatura em que esse se encontra, surgem bolhas de vapor do fluido. Essas bolhas são arrastadas pela corrente em escoamento para regiões de mais alta pressão do rotor e com isso aumentam de volume até a zona onde a pressão torna-se novamente superior a sua pressão de vaporização. Nesse momento o vapor interior das bolhas se condensa de maneira abrupta e o fluido a sua volta terá que ocupar o grande volume que antes era ocupado por vapor, causando o que se conhece por implosão das bolhas, que terá por consequência a retirada de partículas do material do rotor, formando pequenas crateras, que podem inclusive gerar a perda total do mesmo. Ainda, a cavitação provoca queda de rendimento da bomba, redução no salto energético e pode gerar níveis altos de vibração.

2.4.2 Coeficiente de cavitação

Para a análise de cavitação em máquinas de fluxo, é utilizado um coeficiente que está associado a estrutura da instalação e nas medidas de projeto adotadas a fim de reduzir o risco de cavitação na máquina, atuando sobre a velocidade de rotação específica. É chamado coeficiente de Thoma e escrito como:

$$\sigma = \frac{\Delta p_s}{\gamma H} \quad \text{ou, no Sistema técnico:} \quad \sigma = \frac{\Delta p_s / \gamma}{H} \quad (23)$$

onde Δp_s é a depressão suplementar, em kgf/m^2 ; H é a altura de elevação da bomba, em m e γ é o peso específico do líquido bombeado, em kgf/m^3 .

O coeficiente de Thoma é visto como uma medida da sensibilidade de uma máquina a cavitação e o valor na qual ela tem início é chamado σ_{min} , válido para o ponto de máximo rendimento da máquina.

Segundo Petermann (1979), para bombas hidráulicas, correspondente a um coeficiente de sucção $S_q=0.45$:

$$\sigma_{min} = 2,9 \cdot 10^{-4} \omega_{qA}^{4/3} \quad (24)$$

2.4.3 NPSH e altura máxima de sucção

Conforme visto na seção anterior, a pressão em qualquer ponto da linha nunca deve ser menor do que a pressão de vapor do líquido bombeado. Denomina-se por *NPSH* a energia disponível por unidade de peso, medida na sucção da bomba, sendo expresso por:

$$NPSH_d = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma} \quad (25)$$

onde $NPSH_d$ é a energia específica disponível para introduzir o líquido na bomba sem que haja vaporização, em metros de coluna de líquido; p_3 é a pressão na sucção da bomba, em kgf/m^2 ; v_3 é a velocidade do líquido na sucção, em m/s; p_v é a pressão de vaporização do líquido na temperatura de bombeamento, em kgf/m^2 , γ é o peso específico do líquido bombeado, em kgf/m^3 e g é a aceleração da gravidade em m/s^2 .

Como os valores de pressão e velocidade na sucção de uma bomba muitas vezes é difícil de serem obtidos, é feito o balanço energético entre os pontos 2 (na superfície do reserva-

tório de sucção) e 3 (na boca de sucção da bomba). Após algum algebrismo, chega-se a seguinte expressão:

$$NPSH_d = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (26)$$

onde H_{sg} é a altura de sucção geométrica ou diferença de cotas entre os pontos 2 (na superfície do reservatório de sucção) e 3 (na boca de sucção da bomba), em m e H_{ps} é a perda de carga na tubulação de sucção em m.

Visto que o $NPSH_d$ traduz a energia disponível e depende basicamente das condições de instalação da bomba (linha de sucção, acessórios, altura geométrica entre reservatório e sucção, entre outros) e do líquido bombeado, um outro valor chamado $NPSH$ requerido pela bomba ($NPSH_r$) depende fundamentalmente das características construtivas da bomba e do líquido bombeado e expressa a quantidade de energia que a bomba exige, na sucção, para que não haja cavitação. Usualmente o $NPSH_r$ não é calculado, mas medido experimentalmente. Para evitar o risco de cavitação o $NPSH_r$ deve ser menor do que o $NPSH_d$.

Considerando um ponto genérico x no interior do rotor próximo ao bordo de ataque das pás, na posição onde, devido a sobrevelocidade do fluido, a pressão do líquido em escoamento atingirá seu menor valor, este será o ponto mais sensível ao surgimento da cavitação.

Sendo Δp_s a depressão suplementar entre os pontos 3 (na boca de sucção da bomba) e x , escreve-se:

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_3}{\gamma} - \frac{\Delta p_s}{\gamma} \quad (27)$$

Fazendo o balanço energético entre um ponto na superfície do reservatório de sucção e na boca de sucção da bomba, chega-se a expressão para p_3 como:

$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_3^2}{2g} \quad (28)$$

Substituindo a Equação (28) na equação (27) e aplicando a definição do coeficiente de Thoma da equação (23) e desprezando o termo $v_2^2/2g$ (geralmente nulo), chega-se a:

$$H_{sg} = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_x}{\gamma} - \sigma H - H_{ps} - \frac{v_3^2}{2g} \quad (29)$$

O início da cavitação acontece quando a pressão no ponto x diminui até a pressão de vapor do líquido bombeado, p_v , quando então o coeficiente de Thoma assume seu valor mínimo σ_{min} . Nesse instante é alcançado o máximo valor da altura de sucção, $H_{sgmáx}$:

$$H_{sgmáx} = \frac{p_2}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - \sigma_{min} H - H_{ps} - \frac{v_3^2}{2g} \quad (30)$$

2.5 CURVA TEÓRICA E CURVA REAL DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

Pode-se fazer uma distinção entre as curvas características teóricas e as curvas características ideais para as bombas centrífugas. A curva ideal, $w_{pá\infty} = f(Q)$, representa a energia específica em função da vazão desconsiderando quaisquer perdas, sendo deduzida através da Equação de Euler, Equação (5). A curva $w_{pá} = f(Q)$, é encontrada utilizando o fator de deficiência de potência e a curva anteriormente mencionada, $w_{pá\infty} = f(Q)$. Já a curva teórica é calculada

levando em conta as perdas e leva esse nome porque é prevista pela teoria e não determinada pela experimentação (curvas características reais). Porém, um bom resultado é alcançado quando a curva característica teórica se aproxima da curva característica real com baixo erro associado.

Através da Equação (5) e do triângulo de velocidades, chega-se a:

$$W_{pá\infty} = u_5^2 - u_5 \frac{\cotg \beta_5}{\pi D_5 b_5} Q \quad (31)$$

A partir da curva característica ideal, $w_{pá\infty}=f(Q)$, chega-se a curva $w_{pá}=f(Q)$ levando em conta o fator de deficiência de potência.

A curva característica teórica é obtida subtraindo da curva $w_{pá}=f(Q)$, para cada valor de vazão, as perdas por atrito, mudança de seção e direção de fluxo, E_p , e as perdas por choque na entrada do rotor, E_{pc} .

O equacionamento de Pfleiderer (1960) indica que tanto E_p quanto E_{pc} são funções parabólicas da vazão, representadas pelas equações:

$$E_p = (1-\eta) W_{pá} \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 \quad (32)$$

e

$$E_{pc} = K_{pc} (u_4^2 + \mu^2 u_5^2) \left(1 - \frac{Q}{Q_n} \right)^2 \quad (33)$$

onde Q_n é a vazão nominal (de projeto) da bomba, em m³/s e K_{pc} é o coeficiente de perdas por choque.

2.6 PONTO DE FUNCIONAMENTO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

O ponto de funcionamento de uma bomba centrífuga é determinado a partir do conhecimento da energia disponibilizada ao fluido pelo equipamento, já vista nas seções anteriores, e também da energia requisitada pelo sistema onde a máquina está instalada para recalcar certa vazão.

A quantidade de energia por unidade de massa que o fluido precisa receber para ser recalcado pela bomba do ponto 2 (na superfície do reservatório de sucção) ao ponto 9 (na boca de descarga ou na superfície do reservatório de recalque pressurizado) é dada por:

$$w = \frac{p_9 - p_2}{\rho} + g(z_9 - z_2) + \frac{v_9^2 - v_2^2}{2} + E_p \quad (34)$$

onde p , z e v representam a pressão (N/m²), a cota de referência (m) e a velocidade do fluido (m/s) respectivamente, e E_p é a perda de carga total da tubulação de sucção e descarga.

Considera-se a velocidade no ponto 2 nula ($v_2=0$) e chama-se:

$$w_{est} = \frac{p_9 - p_2}{\rho} + g(z_9 - z_2) \quad (35)$$

Ainda, aplicando-se a equação da continuidade e a equação de Darcy-Weibach para a perda de carga, vem:

$$w = w_{est} + \left(\frac{8}{\pi^2 D^4} + f \frac{8L}{\pi^2 D^5} \right) Q^2 \quad (36)$$

onde D é o diâmetro da canalização, em m e L é o comprimento equivalente da canalização em m.

Pode-se dizer que a expressão entre parêntesis da Equação (36) depende apenas das características do sistema onde a bomba está instalada. Chamando essa expressão de K , temos:

$$w = w_{est} + KQ^2 \quad (37)$$

onde K é o coeficiente característico do sistema ou da canalização, em m^4 .

3. METODOLOGIA

A bomba analisada neste trabalho faz parte do escopo de modificações de equipamentos presente no Programa do Benzeno, com implantação prevista para o ano de 2010, na qual a solução adotada para eliminar as emissões fugitivas foi a compra de bomba nova de acoplamento magnético em substituição da bomba existente na área. A bomba analisada faz parte da proposta fornecida pelo fabricante HMD Kontro (divisão da empresa Sundyne) para a bomba em questão. Trata-se do modelo GSP 3x1.5x10 EA16 do fabricante mencionado anteriormente, a qual será chamada, nesse trabalho, pelo seu TAG, 22B04 A/B. Esta é uma bomba de recalque de hidrocarbonetos, transmitindo o líquido do vaso 22V02 até a bandeja 95 da torre de separação 22T01. A bomba está instalada na área 22 (Seção de Extração) da planta de Aromáticos da Unidade de Insumos Básicos da Braskem. A folha de dados e curvas podem ser encontradas nos Anexos A e B respectivamente.

Partindo da teoria clássica das máquinas de fluxo apresentada na Seção 2 deste trabalho, determinar-se-á a cinemática do rotor do equipamento selecionado, a saber seus ângulos das pás-de-guia e do rotor, a espessura e diâmetros do rotor, e a velocidades absoluta, relativa, periférica e de turbilhão – caracterizando integralmente os triângulos de velocidades que regem seu funcionamento. A folha de dados e curvas da bomba fornecem as informações necessárias para o início da investigação, sendo conhecidas a rotação da bomba, vazão, salto energético e diâmetro do rotor para o ponto de projeto da bomba. O valor do fator de deficiência de potência, μ , para bombas centrífugas é em torno de 0,7 (FALCO, 1998).

Todos os cálculos foram implementados em planilhas eletrônicas, possibilitando a simulação numérica dos parâmetros característicos do equipamento, bem como a realização de uma análise de sensibilidade destes parâmetros.

Para definição do triângulo de velocidades, conseqüentemente das velocidades absoluta, tangencial e relativa da corrente fluida e dos ângulos das pás do rotor, faz-se necessário o conhecimento do rendimento hidráulico da bomba, η_h . A determinação do rendimento hidráulico foi realizada utilizando método iterativo a partir dos resultados obtidos para o ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, β_5 . Henn (2001) propõe que o valor do ângulo β_5 para bombas centrífugas deve estar entre 20 e 30 graus. Falco (1998) afirma que em bombas centrífugas o valor de β_5 está entre 15 e 35 graus e β_4 entre 15 e 50 graus. Além disso, Henn (2001) indica que a faixa de rendimentos hidráulicos usuais para bombas centrífugas vai de 0,6 a 0,93. Para determinação do rendimento hidráulico também foi observado o erro máximo comparativo entre a curva característica teórica construída e a curva característica experimental do fabricante a fim de alcançar o menor erro dentro das faixas de β_5 e η_h indicadas.

A seguir foi calculada e construída a curva característica teórica da bomba 22B04 A/B a partir do equacionamento proposto por Pfleiderer (1960) e apresentado neste trabalho na Seção 2.5. A curva característica teórica foi calculada para o diâmetro de projeto da máquina

(254mm), para o diâmetro de operação (233mm) e para o diâmetro de 215mm. A partir dos valores encontrados na curva característica experimental fornecida pelo fabricante foi possível o cálculo do erro comparativo com a curva teórica calculada, se assumirmos esta como a curva real. O coeficiente de perdas por choque, K_{pc} , foi determinado iterativamente buscando a minimização do erro mencionado anteriormente. A curva característica teórica foi construída com a variação de vazão com incrementos de $1\text{m}^3/\text{h}$.

Conforme o equacionamento proposto na Seção 2.6, foi calculada a curva do sistema. O coeficiente K é determinado a partir do ponto de funcionamento conhecido pela curva característica e folha de dados fornecida pelo fabricante e determinada segundo as demandas da unidade. Assim como a curva característica teórica, a curva do sistema foi calculada variando-se a vazão sob incrementos de $1\text{m}^3/\text{h}$. Os valores de pressão para os reservatórios de sucção e a torre de descarga, bem como as alturas nesses pontos são explicadas a seguir.

A fim de realizar um estudo sobre cavitação para a bomba selecionada, faz-se necessário o conhecimento do sistema onde ela será instalada. Para isso, foram realizadas visitas à área operacional, consultas ao P&I (Process and Instrumentation Diagram) da área 22 da planta de Aromáticos que contém a bomba 22B04 A/B, Anexo C deste trabalho, e também através de informações da área operacional e de engenharia da planta. Também foi utilizado software Aspen Process Explorer™ que possibilita a visualização online de dados de processo da planta. Com ele pode-se acessar diversos instrumentos, ler o seu valor atual e plotar em um gráfico as diversas medições com base tempo.

Em seguida, foram utilizadas as leis de variação e grandezas biunitárias apresentadas na Seção 2.3 para simular diferentes rotações da bomba, possíveis com a troca do motor ou instalação de um inversor de frequência, e o seu efeito na característica. Também foi simulada a variação do diâmetro do rotor através das grandezas biunitárias e a diferença entre a curva característica encontrada através da utilização das grandezas biunitárias para um novo diâmetro de rotor e a curva calculada através do cálculo teórico apresentado na Seção 2.5.

4. RESULTADOS

Com aplicação da metodologia apresentada na Seção 3 é apresentada a planilha eletrônica com os dados importantes de entrada, valores estimados e resultados obtidos para a análise da cinemática do rotor. A Tabela 1 mostra os dados e resultados obtidos, onde os valores na cor verde foram obtidos da folha de dados e curva da bomba fornecida pelo fabricante, apresentando dados construtivos ou necessidades do processo, como a vazão. Os valores em azul são dados estimados conforme a metodologia já apresentada. Os valores em amarelo são calculados.

Dos resultados mais importantes a serem analisados nesse momento, a partir da Tabela 1, são os ângulos das pás de guia. Estes são definidos a partir das velocidades do fluido na saída e entrada do rotor, que por sua vez dependem da energia entregue ao fluido, da eficiência hidráulica da bomba, do fator de deficiência de potência e das dimensões do rotor. Sendo assim, observamos que todas as equações estão conectadas e os resultados dependem fundamentalmente dos valores de entrada e daqueles estimados, permitindo também uma análise da sensibilidade dos parâmetros estimados. Pode-se ver que os resultados encontrados para os ângulos das pás do rotor são condizentes com os valores propostos pela literatura ao qual se utilizou valores estimados para os rendimentos e para o fator de deficiência de potência embasados em uma grande gama de dados empíricos. Como a bomba não possui pás diretrizes antes do rotor, o fluido chega ao bordo de ataque das pás com um ângulo $\alpha_f=90^\circ$, o que implica um valor nulo para a componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor, $v_{Uf}=0$.

Tabela 1 – Planilha eletrônica programada

Características da bomba (m)		Ponto de máxima eficiência (BEP)		Rendimentos	
Diâmetro MAX Rotor	0.25	Vazão (m ³ /h)	67	η_h (rend. Hidráulico)	0.84
Diâmetro designed Rotor	0.23	Head (energia específica)(m)	125	η_v (rend. Volumétrico)	0.95
Diâmetro MIN Rotor	0.200	Energia específica no BEP (J/kg)		η_a (rend. Atrito disco)	0.80
Diâmetro de entrada	0.050	W _{pá∞}	2097.95	η_m (rend. Mecânico)	0.50
Espessura rotor	0.050	W _{pá}	1468.56	η_t (rend. Total)	0.31
Rotação (rpm)		W	1226.25	μ	0.7
Rotação Específica		Potencia no eixo (kW)	32.4	Potência (kW)	10.02
Velocidades na saída do rotor (m/s)		Velocidades na entrada do rotor(m/s)		Ângulos de pás do rotor (°)	
Velocidade absoluta, V ₅	47.27	Velocidade absoluta, V ₄	18.32	β_5	26.10
Componente meridiana, V _{m5}	0.47	Componente meridiana, V _{m4}	2.37	α_5	0.59
Componente tangencial, V _{u5}	45.33	Componente tangencial, V _{u4}	0.00	β_4	14.58
Velocidade tangencial, U ₅	46.28	Velocidade tangencial, U ₄	9.11	α_4	90
Velocidade relativa, w ₅	0.99	Velocidade relativa, w ₄	9.21	Legenda	
Valores da folha de dados		Valores estimados		Valores calculados	

O rendimento hidráulico foi determinado segundo a metodologia apresentada na Seção 3. O rendimento volumétrico, de atrito de disco e mecânico foram estimados respeitando a Equação (10) e embasados pela bibliografia. O rendimento mecânico mostra ser o menor devido principalmente a eficiência da transmissão de potência a partir de um acoplamento por campo magnético, onde uma das principais perdas é dada por escorregamento. O rendimento total foi calculado através da equação para a potência e a Equação (10), utilizando o valor da potência no eixo dada pela folha de dados do fabricante Anexo A. Com a planilha programada pode-se verificar a sensibilidade do resultado do ângulo de pá β_5 devido a variação do rendimento hidráulico. O gráfico que mostra a variação de β_5 em função de η_h encontra-se no Apêndice A. Os resultados mostraram grande variação no ângulo para pequenos incrementos no rendimento hidráulico, sendo para essa bomba a faixa de rendimentos hidráulicos possíveis de 0,83 a 0,85, considerando a faixa de β_5 real propostas por Henn (2001) e Falco (1998). A rotação específica calculada, encontra-se dentro da faixa de valores indicada para bombas centrífugas, que vai de 30 a 250 (HENN, 2001). Isso mostra que a bomba possui um projeto adequado quanto a forma e proporção do rotor.

A Tabela 2 apresenta as grandezas necessárias para o cálculo das curvas características de três diâmetros de rotor.

Tabela 2 – Grandezas necessárias ao cálculo das curvas características de cada rotor

D@254mm		D@233mm		D@215mm	
D (m)	0,254	D (m)	0,233	D (m)	0,215
BEP@254mm		BEP@233mm		BEP@215mm	
Vazão (m ³ /h)	67	Vazão (m ³ /h)	65	Vazão (m ³ /h)	61
Head(energia específica)(m)	125	Head(energia específica)(m)	105	Head(energia específica)(m)	89
Energia bep@254mm (J/kg)		Energia bep@233mm (J/kg)		Energia bep@215mm (J/kg)	
W _{pá∞_bep}	2097,95	W _{pá∞_bep}	1755,56	W _{pá∞_bep}	1487,02
W _{pá_bep}	1468,56	W _{pá_bep}	1228,89	W _{pá_bep}	1040,92
W _{bep}	1226,25	W _{bep}	1026,13	W _{bep}	869,17
Velocidades na saída do rotor (m/s)		Velocidades na saída do rotor (m/s)		Velocidades na saída do rotor (m/s)	
Componente meridiana, V _{m5}	0,47	Componente meridiana, V _{m5}	0,49	Componente meridiana, V _{m5}	0,50
Componente tangencial, V _{u5}	45,33	Componente tangencial, V _{u5}	41,35	Componente tangencial, V _{u5}	37,96
Velocidade tangencial, U ₅	46,28	Velocidade tangencial, U ₅	42,46	Velocidade tangencial, U ₅	39,18
Ângulo (°)		Ângulo (°)		Ângulo (°)	
β_5	26,10	β_5	24,06	β_5	22,39
K _{pc} @254	0,12	K _{pc} @233	0,1	K _{pc} @215	0,09

O resultado mostra-se coerente para o ângulo β_s , que diminui com a diminuição do diâmetro do rotor. Visando a redução no erro para as curvas características foi estimado o coeficiente de perdas por choque K_{pc} , que diminui com a redução do diâmetro do rotor.

Utilizando a metodologia proposta por Pfleiderer (1960), as curvas características teóricas para o diâmetro máximo do rotor (0,254m), para o diâmetro de operação (0,233m) e para o diâmetro de 0,215m do rotor foram construídas (Figura 3). No mesmo gráfico foi plotada a curva do sistema, que foi obtida a partir dos valores de pressão na torre de descarga, 22T01, $p_9 = 392266$ Pa (abs) e no vaso de sucção, 22V02, $p_2 = 101325$ Pa (abs), e também das cotas na descarga da 22T01, $z_9 = 11,8$ m e na superfície do reservatório de sucção, $z_2 = 3,5$ m.

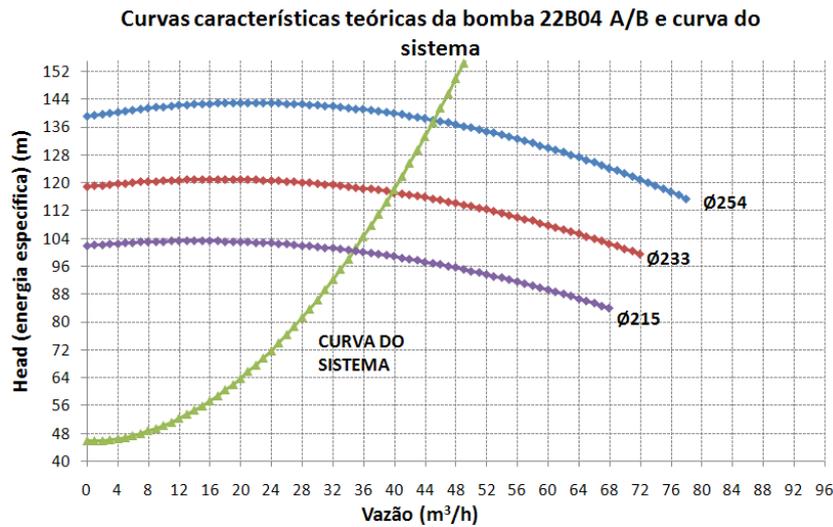


Figura 3 – Curvas características teóricas e curva do sistema

Na Figura 3 podemos ver que o ponto onde a curva do sistema encontra o eixo das ordenadas (vazão nula) corresponde ao valor da energia de pressão estática requerida pelo sistema, dada pela Equação (35). Ainda, pode-se avaliar que a substituição do rotor oferecido pelo fabricante pelo rotor de diâmetro máximo forneceria um aumento de aproximadamente 14% na capacidade (vazão) da bomba se instalada no mesmo sistema.

A Tabela 3 mostra o erro cometido se considerarmos a curva característica teórica calculada como sendo a curva experimental.

Tabela 3 – Comparação entre dados experimentais e valores calculados.

Diâmetro máximo 254mm					Diâmetro operação 233mm					Diâmetro 215mm				
dados experimentais		dados calculados		erro	dados experimentais		dados calculados		erro	dados experimentais		dados calculados		erro
Q	H	Q	H		Q	H	Q	H		Q	H	Q	H	
0	141	0	138.99	1.42%	0	120	0	118.77	1.03%	0	102.8	0	101.85	0.92%
4	141	4	140.32	0.48%	4	120	4	119.66	0.29%	4	102.8	4	102.52	0.27%
8	141	8	141.37	0.26%	8	120	8	120.31	0.26%	8	102.7	8	102.97	0.27%
12	141	12	142.14	0.81%	12	120	12	120.73	0.61%	12	102.5	12	103.20	0.69%
16	141	16	142.64	1.16%	16	120	16	120.92	0.76%	16	102.2	16	103.22	1.00%
20	141	20	142.86	1.32%	20	119.8	20	120.87	0.90%	20	102	20	103.01	0.99%
24	141	24	142.80	1.28%	24	119.5	24	120.60	0.92%	24	101.8	24	102.59	0.78%
28	140.5	28	142.47	1.40%	28	119	28	120.09	0.92%	28	101.5	28	101.95	0.45%
32	140	32	141.87	1.33%	32	118.3	32	119.35	0.89%	32	101	32	101.10	0.10%
36	139.2	36	140.99	1.29%	36	117.5	36	118.39	0.75%	36	100	36	100.04	0.04%
40	138	40	139.84	1.33%	40	116.1	40	117.19	0.94%	40	99	40	98.76	0.24%
44	137	44	138.42	1.03%	44	115	44	115.77	0.67%	44	97.8	44	97.27	0.54%
48	135.8	48	136.73	0.68%	48	113.5	48	114.12	0.55%	48	96	48	95.57	0.45%
52	134	52	134.76	0.57%	52	111.8	52	112.25	0.40%	52	94	52	93.66	0.36%
56	132	56	132.53	0.40%	56	109.8	56	110.15	0.31%	56	92	56	91.54	0.50%
60	130	60	130.03	0.02%	60	107.5	60	107.82	0.30%	60	89.9	60	89.21	0.76%
64	127	64	127.25	0.20%	64	105	64	105.27	0.26%	64	87	64	86.68	0.37%
68	124	68	124.22	0.17%	68	102	68	102.50	0.49%	68	85	68	83.94	1.25%
72	121.5	72	120.91	0.49%	72	99.2	72	99.51	0.31%					
76	118	76	117.34	0.56%										
Erro máximo				1.42%	Erro máximo				1.03%	Erro máximo				1.25%

Observamos que o equacionamento proposto por Pfleiderer (1960) fornece excelentes resultados em comparação a curva característica experimental, com um erro máximo, dentre as curvas calculadas, de 1,42%. É importante observar também que o equacionamento é válido não somente para o diâmetro de projeto, mas para quaisquer diâmetros de rotor que a bomba aceite, visto que tanto para o diâmetro máximo do rotor, quanto para o diâmetro de operação ou para um diâmetro menor que o de operação, os resultados foram altamente satisfatórios.

Com o bom resultado obtido para a curva característica teórica, esta foi usada para a obtenção das novas curvas características a partir da variação da rotação e da variação do diâmetro do rotor utilizando as leis de variação e as grandezas biunitárias respectivamente. A curva característica da bomba, para o diâmetro máximo do rotor, com uma nova rotação de 1800 rpm (motor elétrico de 4 polos) é apresentada na Figura 4, bem como a curva característica obtida através da aplicação das grandezas biunitárias para o diâmetro de operação do rotor.

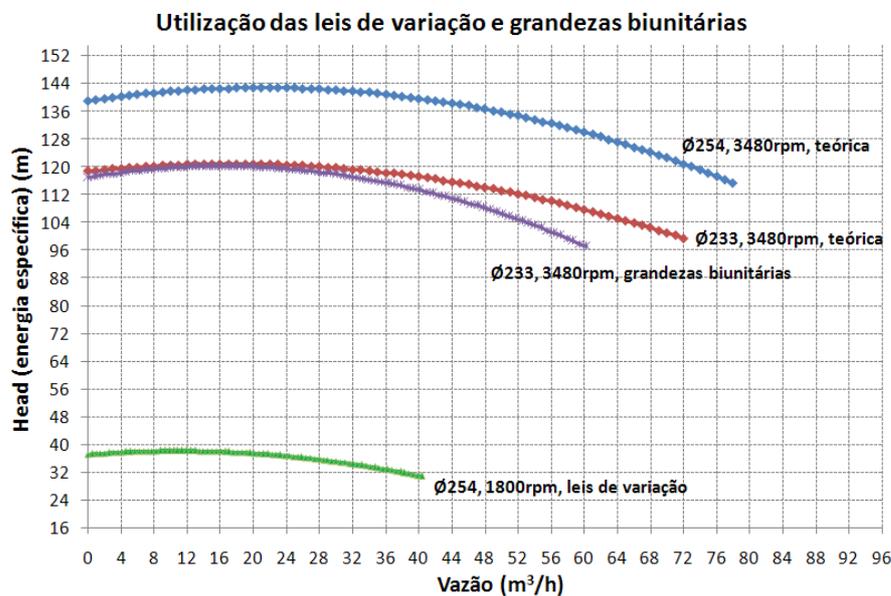


Figura 4 – Leis de variação e grandezas biunitárias aplicadas a 22B04 A/B

A redução na energia específica entregue ao fluido devido a redução da rotação, mostrada na curva inferior do gráfico, é evidente e manifesta-se principalmente devido a redução na velocidade tangencial do fluido na saída do rotor. Nota-se ainda que a curva calculada através do uso de grandezas biunitárias aproxima-se da curva teórica, com uma diferença de aproximadamente 10% para a vazão mais alta. Essa diferença deve-se principalmente a consideração de rendimento total invariável em relação ao rendimento máximo quando se constrói a curva para um outro diâmetro do rotor através do uso das grandezas biunitárias.

A análise de cavitação baseou-se na determinação do $NPSH_d$ e do H_{sgmax} . O primeiro é conhecido da folha de dados (Anexo A), porém para alcançar esse resultado, faz-se necessária a obtenção do valor da perda de carga na sucção, conforme apresentado na Equação (26), já que todas as outras variáveis são conhecidas, sendo a velocidade no reservatório de sucção nula e o desnível geométrico igual a 2,7m. Assim, encontra-se uma perda de carga $H_{ps} = 3,3m$ para um $NPSH_d = 8m$. Pela folha de dados $NPSH_r = 2,53m$, visivelmente menor do que o $NPSH_d$. Esta folga permite a operação da bomba livre de problemas de cavitação, tolerando inclusive algumas variações de processo sem correr risco.

Com todas as variáveis conhecidas e calculando a velocidade na entrada do rotor através da vazão e do diâmetro do mesmo, chega-se a uma altura de sucção geométrica, ou afogamento mínimo $H_{sgmax} = -1,21m$. Sabendo que a bomba encontra-se instalada 2,7m abaixo do reser-

vatório de sucção (22V02), suas condições de instalação são ideais e não apresentam risco de início de cavitação.

5. CONCLUSÕES

A partir de uma proposta técnica para a substituição da bomba 22B04 A/B – atualmente instalada na Seção de Extração da Planta de Aromáticos da Braskem em Triunfo – por uma bomba de acoplamento magnético nova, foi introduzido um estudo do comportamento dinâmico e cinemático de bombas centrífugas através da teoria clássica das máquinas de fluxo.

Neste trabalho, a Seção 2 apresentou a modelagem mecânica, introduzindo o equacionamento e a fundamentação teórica para a resolução dos problemas. A Seção 3 mostrou a metodologia empregada na determinação da cinemática do rotor, na determinação dos rendimentos associados a bomba 22B04 A/B e dos parâmetros característicos da bomba. Também introduziu como foi calculada a curva característica e contabilizada a diferença entre a curva teórica e a experimental, assim como o emprego das leis de variação e das grandezas biunitárias. A Seção 4 apresentou os resultados alcançados com a aplicação desta metodologia.

A teoria clássica das máquinas de fluxo forneceu resultados aceitáveis para a cinemática da máquina real 22B04 A/B. A partir dos dados de operação para a vazão e salto energético fornecidos pela curva característica do equipamento, dimensões do rotor e rotação, e de estimativas baseadas na literatura para o rendimento hidráulico e fator de deficiência de potência, encontrou-se um ângulo de $26,1^\circ$ na saída das pás do rotor (β_5) e de $14,6^\circ$ para o ângulo de entrada das pás do rotor (β_4). Os ângulos β_5 e β_4 são de determinação fundamental na construção de um rotor, pois são ângulos construtivos de maior importância do mesmo, ou seja, são parâmetros geométricos de projeto os quais caracterizam as formas das pás do rotor - como pode ser visto na Figura 1. Além disso, o ângulo β_5 é fundamental no cálculo da curva característica teórica, como pode ser visto na Seção 2.5. O valor encontrado para este ângulo encontra-se na faixa de utilização real propostas por Henn (2001) e Falco (1998). A análise da sensibilidade do rendimento hidráulico no ângulo β_5 resultaram em uma faixa de 0,83 a 0,85 para η_h .

A curva característica da bomba teórica calculada mostrou uma boa concordância com a curva característica experimental do fabricante, sendo resolvida para três diâmetros do rotor e apresentando um erro máximo, quando comparada a curva experimental, de 1,42%. A curva do sistema apresentada permitiu visualizar um aumento de aproximadamente 14% na capacidade (vazão) da bomba pela troca do rotor especificado pelo de diâmetro máximo. A curva característica para uma rotação de 1800rpm foi determinada segundo as leis de variação, assim como a curva característica para o diâmetro de operação segundo as grandezas biunitárias. A diferença entre a curva característica para o rotor de diâmetro de 233mm teórica e calculada pelas grandezas biunitárias foi avaliada em aproximadamente 10%. Essa diferença deveu-se principalmente à consideração de rendimento total igual para o rotor de máximo diâmetro e o rotor de operação. A análise de cavitação forneceu resultados coerentes com os encontrados nas folhas de dados e com a instalação física da bomba na área, com um $NPSH_d$ de 8m e uma altura de sucção geométrica mínima, ou afogamento mínimo $H_{sgmax} = -1,21m$.

Pode-se sugerir que em trabalhos futuros a metodologia aqui apresentada seja implementada em uma ferramenta computacional para análise de turbobombas, com uma interface amigável, facilitando a sua utilização pelos usuários. Assim, poderia-se realizar os procedimentos mostrados nesse trabalho para diferentes bombas e avaliar estatisticamente os coeficientes estimados a fim de buscar as faixas usuais e correlações com parâmetros característicos das bombas. Conhecidas as faixas usuais do coeficiente K_{pc} , pode-se utilizar os procedimentos descritos na obtenção da curva característica teórica, sem a dependência da curva experimental para minimizar os erros.

6. BIBLIOGRAFIA E REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

HENN, E. L. **Máquinas de Fluido**. Santa Maria: UFSM, 2001.

FALCO, R. de, MATTOS, E. E. de **Bombas Industriais**. 2.ed. Rio de Janeiro: Interciência, 1998.

FOX, R.W.; MCDONALD A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 2.ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois S.A., 1981

PFLEIDERER, C. **Bombas Centrífugas y Turbocompressores**. Barcelona: Labor, 1960.

PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H. **Máquinas de Fluxo**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1979.

SHEPHERD D.G., **Principles of Turbomachinery**. New York: Macmillan, 1969.

CANAVELIS, R., Contribution a l'étude de l'érosion de cavitation das les turbomachines hydrauliques. **Bulletin de la direction des études et recherches**, n. 2, supl., 1967

APÊNDICE A – FAIXA DE RENDIMENTOS HIDRÁULICOS

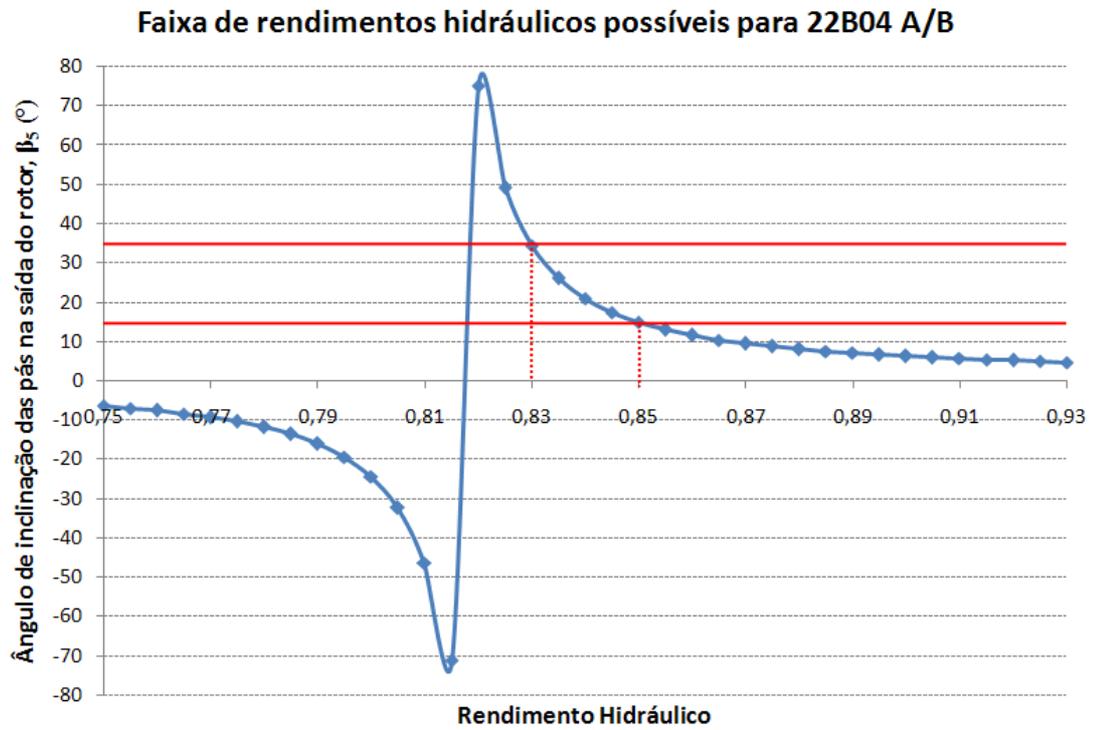
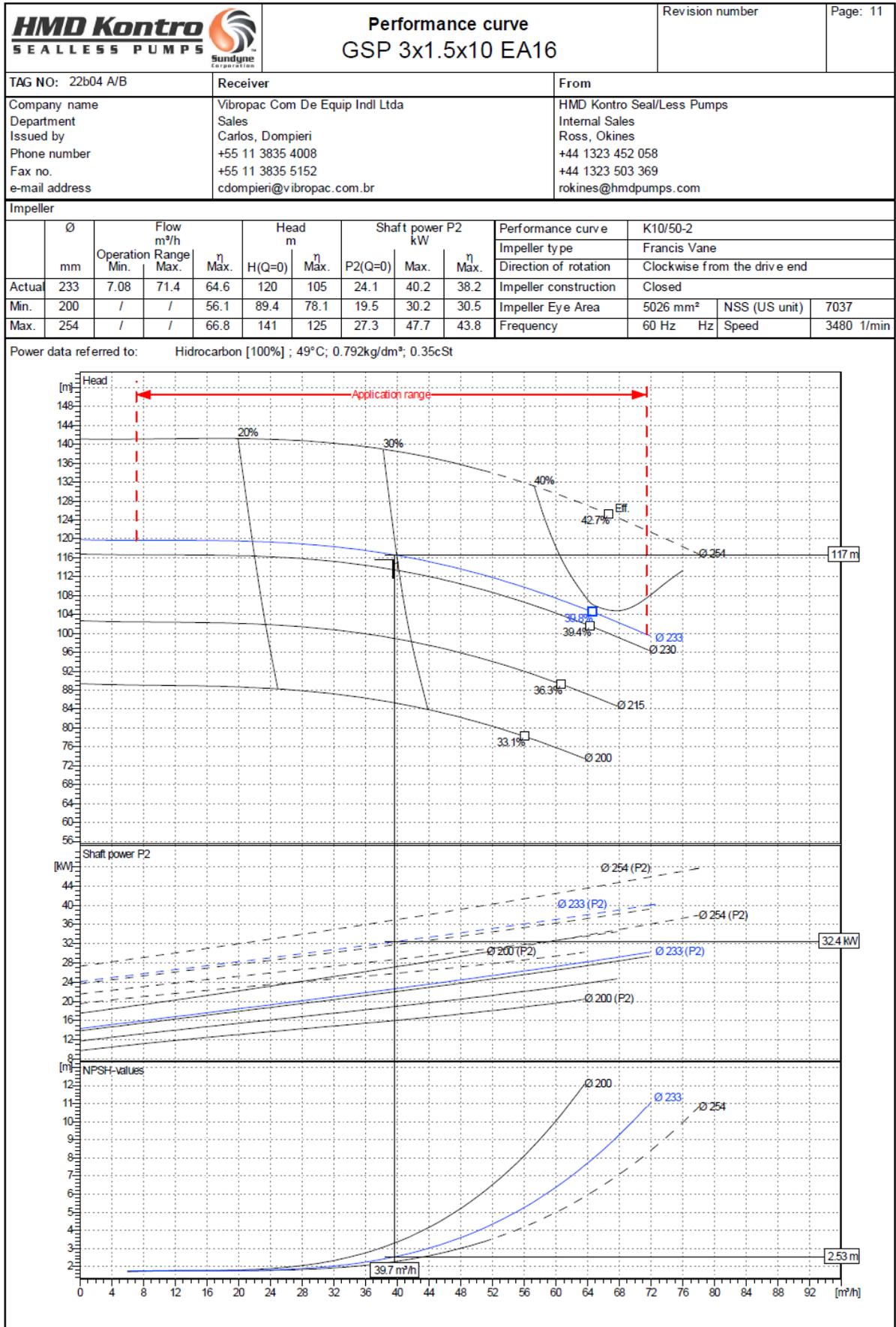


Figura A – Análise de sensibilidade da variação do rendimento hidráulico da 22B04 A/B no resultado do ângulo de inclinação das pás na saída do rotor, β_5 .

ANEXO A – FOLHA DE DADOS DA BOMBA 22B04 A/B

		Technical data GSP 3x1.5x10 EA16		Revision number		Page: 10		
TAG NO: 22b04 A/B		Receiver		From				
Company name		Vibropac Com De Equip Indl Ltda		HMD Kontro Seal/Less Pumps				
Department		Sales		Internal Sales				
Issued by		Carlos, Dompieri		Ross, Okines				
Phone number		+55 11 3835 4008		+44 1323 452 058				
Fax no.		+55 11 3835 5152		+44 1323 503 369				
e-mail address		cdompieri@vibropac.com.br		rokines@hmdpumps.com				
Service: Hidrocarbon Pump				Requested data				
1	Fluid	Hidrocarbon		Nominal flow		m ³ /h	39.52	
2	Solids	Solids	mm	Nominal head		m	115.6	
3		Weight %	0	Static head		m	0	
4	pH-value at t A		7	Available system NPSH		m	8	
5	Operating temperature t A		°C	49	Inlet pressure		bar	0.0777
6	Density at t A		kg/dm ³	0.792	Altitude		m	1000
7	Dyn. Viscosity at t A		cP	0.277				
8	Vapour pressure at t A		bar	1				
9								
10	Pump							
11	Make	HMD		Impeller type		Francis Vane		
12	Frame size	GSP Frame 2		Impeller construction		Closed		
13	Design	GSP2		Impeller Ø	Max.	mm	254	
14	Self-suctioning	<input type="checkbox"/> Yes			Designed	mm	233	
15	Speed	1/min	3480		Min.	mm	200	
16	Design Press. at ambient (independant of flange rating)	bar	18.9	Flow	Nominal	m ³ /h	39.7	
17	Discharge Pressure	bar	9.14		Max-	m ³ /h	72.5	
18	No. stages	1			Min.	m ³ /h	7.08	
19								
20	Suction port	Pressure rating		150 lb RF	Head	Nominal	m	117
21		Nominal pipe size		3"		Max-	m	99
22		Standard	ANSI			Min-	m	120
23	Discharge port	Pressure rating		150 lb RF	Head H(Q=0)		m	120
24		Nominal pipe size		1.5"	NPSH 3%		m	2.53
25		Standard	ANSI		Shaft power		kW	32.4
26	Casing Drain	3/4" Flanged (Rated per Casing)		Max. shaft power sel. Impeller		kW	40.2	
27	Orifice plate	mm		Efficiency		%	30	
28								
29	Materials			Notes				
30	Pump							
31	Casing	316L Stainless Steel (ASTM A351 CF3M)						
32	Casing Wear Ring	316 Stainless Steel Hard Faced						
33	Impeller	316L Stainless Steel (ASTM A744 CF3M)						
34	Impeller Wear Ring	316L Stainless Steel Hard Faced						
35	Shaft	329 Stainless Steel (BS EN 10088-3 1.4460)						
37	Bush Holder	Alloy 255 (ASTM A479 UNS 532550)						
36	Casing Plate	316 Stainless Steel (ASTM A744 CF8M)						
38	Containment Shell	316L Stainless Steel / Alloy C 276						
39	IMR Assy	316L Stainless Steel - Resin Potted						
40	Internal Bearings	Silicon Carbide						
41	Gasket	Spiral Wound 316L / PTFE						
42	'O' Rings	PFR						
43	Support Gasket	PTFE						
44	Coupling Housing	Carbon Steel (ASTM A216 WCB)						
45	Bearing Housing	Carbon Steel (ASTM A216 WCB)						
46	Drive Shaft	Alloy Steel (BS970 817M40)						
47								
48	Motor			Coupling				
49	Manufacturer / Type	WEG Ex nA 200 M/L 2 - 37.0		Make	Metastream TSKS 33			
50	Specific design	Non-Sparking / 60 Hz / Pole pairs 1		Series	TSKS			
51	Rated power kW	43	Speed 1/min	3536	Spacer length	mm	180	
52	Electric voltage V	460 3~	Electric current A	64	Frame size			
53	Degree of protection	IP 55	Frame size	200 ML				
54	Type of protection	--	Explosion protection	Ex nA				
Remarks:								
Quotation No. Q23467 Rev 5		Reference Copesul Project		Created by Ross, Okines		Created on 20/08/2007	Last update 02/09/2009	

ANEXO B – CURVAS CARACTERÍSTICAS DA BOMBA 22B04 A/B



ANEXO C – DIAGRAMA DE PROCESSO E INSTRUMENTAÇÃO