DANIEL LOPES MISQUIATI

**ANÁLISE DAS CONDIÇÕES OPERACIONAIS
DE BOMBAS HIDRÁULICAS DE FLUXO RADIAL DE GRANDE PORTE**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia.

São Paulo

2005

DANIEL LOPES MISQUIATI

**ANÁLISE DAS CONDIÇÕES OPERACIONAIS
DE BOMBAS HIDRÁULICAS DE FLUXO RADIAL DE GRANDE PORTE**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica de Energia de
Fluídos

Orientador:
Prof. Dr. Douglas Lauria

São Paulo

2005

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente á Deus pela oportunidade.

Ao engenheiro Narciso Kenji Arai e ao meu orientador prof. Dr. Douglas Lauria pelas diretrizes.

Ao engenheiro Eduardo Maurell Lobo Pereira pelo incentivo.

A todos que, direta ou indiretamente, colaboraram na execução deste trabalho.

RESUMO

O presente trabalho reúne elementos teóricos e experimentais envolvendo os principais fenômenos hidráulicos causadores de danos em bombas hidráulicas de fluxo radial de grande porte. A preocupação do texto está centrada em proporcionar um aprofundamento técnico acerca destes fenômenos hidráulicos de cavitação, a fim de contribuir na análise e solução de problemas em sistemas de bombeamento. Além disso, este trabalho tem a pretensão de transmitir alguma experiência prática fornecida por um evento em que foi detectada a ocorrência de dois destes fenômenos hidráulicos simultâneos em um sistema de bombeamento e a partir disso, realizou-se a análise completa deste evento, incluindo as propostas de solução aos problemas encontrados, as análises técnica e econômica das alternativas de solução e a análise após a implantação da proposta escolhida. O texto apresenta também uma grande quantidade de gráficos e figuras que buscam facilitar a compreensão das definições e das análises dos fenômenos hidráulicos, além de exemplificar os danos típicos dos fenômenos pela visualização direta destes danos nas bombas.

ABSTRACT

This work presents theoretical and experimental data on the principal hydraulic phenomena responsible for damage in high loaded radial flow hydraulic pumps. The main objective is to provide a technical overview in order to contribute for the analysis and solution on these cavitation pumping systems problems. In addition this work intends to transmit practical experience through a “study of case” where two simultaneous of these hydraulic phenomena were detected. The complete analysis of technical and economical aspects of the alternatives solutions is presented including a great amount of graphs and illustrations that better explain the phenomena of cavitation in hydraulic pumps.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
2.1. Introdução.....	2
2.2. Cavitação clássica ou cavitação por baixo NPSH disponível.....	2
2.2.1. NPSH disponível.....	3
2.2.2. NPSH requerido.....	4
2.2.3. Critérios indiretos para obtenção do valor de NPSH requerido.....	6
2.2.4. NPSH de segurança.....	8
2.2.5. Condição para impedir a ocorrência da cavitação clássica.....	9
2.3. Recirculação interna na sucção e descarga.....	10
2.3.1. Rotação específica de cavitação.....	10
2.3.2. Outros parâmetros de influência.....	11
2.3.3. Investigações experimentais sobre a recirculação interna na sucção e na descarga.....	12
2.3.4. Danos causados.....	20
2.3.5. Procedimentos corretivos.....	21
2.4. Síndrome da palheta passante.....	22
2.4.1. Investigações experimentais sobre a síndrome da palheta passante...	24

3. ESTUDO DE CASO.....	25
3.1. Introdução.....	25
3.2. Apresentação de um alto forno.....	25
3.2.1. Descrição da granulação de escória.....	28
3.2.2. Descrição dos problemas encontrados.....	29
3.3. Verificação da presença de cavitação clássica.....	30
3.3.1. Curvas e dados da bomba original.....	30
3.3.2. Cálculo do NPSH disponível.....	31
3.3.3. Cálculo do NPSH de segurança.....	33
3.3.4. Análise gráfica dos resultados.....	34
3.3.5. Danos causados pela cavitação clássica.....	36
3.4. Verificação da presença da síndrome da palheta passante.....	39
3.4.1. Cálculo da folga “G” e da relação “G/D ₂ ”.....	39
3.4.2. Dados para verificação da síndrome da palheta passante.....	40
3.4.3. Danos causados pela síndrome da palheta passante.....	41
3.5. Propostas para solução dos problemas encontrados.....	43
3.5.1. Proposta alternativa “A”.....	44
3.5.2. Proposta alternativa “B”.....	44
3.5.3. Proposta alternativa “C”.....	44
3.5.4. Verificação da ocorrência de cavitação clássica nas propostas.....	45
3.5.5. Análise técnica e econômica das alternativas.....	55

3.6. Novo projeto hidráulico para as bombas.....	59
3.6.1. Curvas e dados da nova bomba.....	59
3.6.2. Cálculo do novo NPSH de segurança.....	60
3.6.3. Análise gráfica para verificação da cavitação clássica.....	61
3.6.4. Cálculo da folga “G” e da relação “G/D ₂ ” da bomba nova.....	65
3.6.5. Dados para verificação da síndrome da palheta passante.....	65
 4. CONCLUSÃO.....	67
 LISTA DE REFERÊNCIAS.....	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Situação dos pontos 1 a 6 referentes à Figura 2.2.3.....	5
Tabela 2.2. Características das diferentes geometrias de sucção utilizadas no teste.....	15
Tabela 3.1. Principais dados da bomba original.....	31
Tabela 3.2. Tabela de cálculo do NPSH disponível em função de algumas temperaturas do fluido bombeado.....	33
Tabela 3.3. Principais dados para verificação da síndrome da palheta passante.....	40
Tabela 3.4. Estimativa de consumo de energia das alternativas.....	57
Tabela 3.5. Principais dados da nova bomba.....	60
Tabela 3.6. Principais dados para verificação da síndrome da palheta passante na bomba nova.....	65

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.2.1. Instalação de bomba hidráulica afogada e não afogada.....	3
Figura 2.2.2. Esquema de instalação em circuito fechado para realização de ensaio de cavitação segundo Yedidiah/1996	4
Figura 2.2.3. Sequência de eventos durante ensaio de cavitação.....	5
Figura 2.2.4. Gráfico para estimativa do NPSH requerido, na rotação de 3500 rpm...	7
Figura 2.2.5. Coeficiente de segurança “ S_A ” em função do NPSH _{3%}	9
Figura 2.3.1. Ângulos da palheta de um rotor.....	11
Figura 2.3.2. Etapas da redução do diâmetro do rotor testado.....	13
Figura 2.3.3. Variação do ponto crítico em função das reduções de diâmetro.....	14
Figura 2.3.4. Geometria da entrada do rotor testado.....	15
Figura 2.3.5. Início da recirculação na sucção em função das diferentes geometrias de sucção e da vazão de fuga.....	16
Figura 2.3.6. Componente da velocidade radial na saída de uma bomba para diferentes configurações de descarga.....	17

Figura 2.3.7. Medições de velocidade internamente ao rotor, próximo da saída.....	18
Figura 2.3.8. Medições de velocidade externamente ao rotor, próximo da saída.....	19
Figura 2.3.9. Válvula de retenção de fluxo mínimo para garantir a mínima vazão de operação contínua e evitar a recirculação interna.....	21
Figura 2.4.1. Indicação da língua da carcaça de uma bomba centrífuga de voluta simples.....	22
Figura 2.4.2. Indicação dos ângulos α e β e da folga G entre o rotor e a língua da carcaça de uma bomba centrífuga de voluta simples.....	23
Figura 2.4.3. Pulsos de pressão em função da relação G/D_2 e da proporção de influência.....	24
Figura 3.2.1. Esquema simplificado do alto forno.....	26
Figura 3.2.2. Fluxograma simplificado do sistema de granulação de escória do Alto Forno 2.....	28
Figura 3.2.3. Foto de um dos nove conjuntos moto-bombas instaladas e bomba retirada do poço para manutenção.....	29
Figura 3.3.1. Curvas de H, eficiência e NPSH requerido da bomba original.....	30
Figura 3.3.2. Esquema simplificado da bomba instalada.....	32
Figura 3.3.3. Curvas de NPSH para a temperatura do fluido média (80°C) e máxima (85°C) de operação da bomba original.....	34

Figura 3.3.4. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão nominal.....	35
Figura 3.3.5. Rotor observado do lado da descarga.....	36
Figura 3.3.6. Outra palheta do mesmo rotor.....	37
Figura 3.3.7. Detalhe de um orifício na palheta gerado pela grande incidência de “pitting”, chegando a vazar a espessura de metal.....	37
Figura 3.3.8. Região interna da parede de um rotor também afetada pela cavitação.....	38
Figura 3.4.1. Desgaste da extremidade de saída das palhetas, na região central.....	41
Figura 3.4.2. Língua da carcaça que sofreu quebra (~ 40 mm) do material.....	42
Figura 3.4.3. Língua oposta da mesma carcaça (dupla voluta).....	42
Figura 3.4.4. Outras carcaças da bomba original com quebra e trinca da língua.....	43
Figura 3.5.1. Curva do sistema e de operação de duas bombas para cada alternativa	46
Figura 3.5.2. Curva do sistema e de operação de três bombas para cada alternativa	47
Figura 3.5.3. Curvas de NPSH da bomba – alternativa “A”	48
Figura 3.5.4. Curvas de NPSH da bomba – alternativa “B”	48

Figura 3.5.5. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido – alternativa “A”	49
Figura 3.5.6. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido – alternativa “B”	50
Figura 3.5.7. Curvas de NPSH da bomba – alternativa “B*”	51
Figura 3.5.8. Curvas de NPSH da bomba – alternativa “C”	51
Figura 3.5.9. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão de 1.100 m ³ /h - alternativa “B*”	52
Figura 3.5.10. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão de 1.225 m ³ /h - alternativa “C”	53
Figura 3.5.11. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão de 880 m ³ /h - alternativa “B*”	54
Figura 3.5.12. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão de 950 m ³ /h - alternativa “C”	54
Figura 3.6.1. Curvas de H, eficiência e NPSH requerido da nova bomba.....	59
Figura 3.6.2. Enfoque nas curvas de NPSH da bomba de novo projeto hidráulico....	61
Figura 3.6.3. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão nominal da bomba de projeto novo.....	62

Figura 3.6.4. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão de 950 m ³ /h da bomba de projeto novo.....	63
Figura 3.6.5. Foto do rotor de projeto novo após 1 ano de operação.....	64
Figura 3.6.6. Detalhe do rotor de projeto novo após 1 ano de operação com alguns pontos de “pitting”	64
Figura 3.6.7. Detalhe das línguas da carcaça de dupla voluta após 01 ano de operação sem nenhum ponto de desgaste.....	66
Figura 3.6.8. Detalhe da instalação operando com três bombas novas.....	66

LISTA DE SÍMBOLOS

AMT	Altura manométrica total [m]
α	Ângulo de inclinação da língua da carcaça [°]
β	Ângulo entre palhetas subseqüentes [°]
β_{1B}	Ângulo de entrada da palheta [°]
b_2	Diâmetro da descarga [mm]
BEP	Ponto de operação de melhor eficiência de uma bomba
BHP	Potência da bomba [cv]
c_e	Velocidade média do fluido na tubulação de sucção [m/s]
c_r	Velocidade radial [m/s]
D_{1a}	Diâmetro interno da sucção [mm]
D_2	Diâmetro externo do rotor [mm]
D_{vol}	Diâmetro interno da Voluta [mm]
g	Força gravitacional [m/s^2]
G	Folga entre a língua da carcaça e o diâmetro externo do rotor [mm]
σ	Fator adimensional de Thoma
H	Carga de pressão [m]
h_{sg}	Altura de sucção [m]
H_{VS}	Perdas de pressão na linha de sucção [m]
i	Ângulo de incidência [°]
ρ	Massa específica do fluido em função da temperatura de trabalho [Kg/m^3]
N	Rotação [rpm]

$NPSH_d$	NPSH disponível [m]
$NPSH_{3\%}$	NPSH para queda de 3% na pressão de recalque [m]
$NPSH_r$	NPSH requerido [m]
$NPSH_s$	NPSH de segurança [m]
Pe_{abs}	Pressão absoluta na superfície do fluído a ser bombeado [Pa]
P_D	Pressão absoluta do vapor na temperatura do fluido bombeado [Pa]
Q	Vazão da bomba [m^3/h]
$Q_{crit, E}$	Vazão crítica de início da recirculação na sucção para rotor reduzido [m^3/h]
$Q_{crit, E, 0}$	Vazão crítica de início da recirculação na sucção para rotor original [m^3/h]
$Q_{imp, crit}$	Vazão crítica de início da recirculação na sucção [m^3/h]
Q_N	Vazão nominal da bomba [m^3/h]
Q_{Sp}	Vazão de fuga [m^3/h]
S_A	Fator de segurança
SR	Proporção de influência
u_2	Velocidade média na descarga [m/s]
W_1	Fluxo de entrada no rotor
Z_e	Altura do nível do reservatório [m]
Z_s	Altura do nível do bocal de sucção [m]

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho propõe-se a relatar os principais fenômenos hidráulicos que causam grandes danos em bombas hidráulicas de fluxo radial de grande porte. Além disso, proporcionar um aprofundamento técnico acerca destes fenômenos hidráulicos, a fim de contribuir na análise e solução de problemas em sistemas de bombeamento.

Foram analisados quatro fenômenos hidráulicos, a Cavitação Clássica ou Cavitação por baixo NPSH disponível, a Recirculação Interna na Sucção, a Recirculação Interna na Descarga e a Síndrome da Palheta Passante. Estes fenômenos, quando presentes, podem em pouco tempo destruir bombas e componentes ligados a ela, causando alto custo para a manutenção da planta na qual elas estão instaladas.

Será feita a análise da *Cavitação Clássica* através da análise dos parâmetros de NPSH requerido, NPSH disponível e NPSH de segurança de uma instalação.

Já em relação à *Recirculação Interna*, que pode ocorrer *na Sucção ou na Descarga*, serão mostrados os motivos construtivos e condições operacionais favoráveis ao aparecimento destes fenômenos, seus sintomas, suas principais consequências ao conjunto rotativo, os fatores de influência que contribuem para o aparecimento destes fenômenos e ações para se evitar a ocorrência destes tipos de fenômenos.

Com relação à *Síndrome da Palheta Passante*, serão mostradas as condições limites construtivas da carcaça e rotor que provocam o aparecimento deste fenômeno, além dos seus sintomas.

Será visto também um caso prático em que dois dos fenômenos hidráulicos analisados ocorrem simultaneamente em uma instalação de campo. Serão mostrados os dados e curvas pertinentes às bombas, danos do rotor e carcaça, e apresentado algumas alternativas para eliminar ou minimizar os problemas, assim como suas análises técnicas e econômicas seguido da proposta de solução adotada neste caso.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Introdução

Serão apresentadas as definições dos principais parâmetros envolvidos na ocorrência de cada um dos fenômenos hidráulicos estudados. Além disso, a análise da recirculação interna apresentará também algumas investigações experimentais, os danos causados e seus procedimentos corretivos, enquanto que os outros fenômenos terão este enfoque no próximo capítulo, de estudo de um caso prático.

2.2. Cavitação clássica ou cavitação por baixo NPSH disponível

O comportamento do fluxo na entrada do rotor de uma bomba hidráulica está sujeito a altas velocidades locais e regiões de pressão estática menor que no tubo de sucção. Quando algum ponto destas regiões chega à pressão de vapor do fluido bombeado, bolhas de vapor serão formadas. Estas bolhas percorrem um pequeno trecho no fluxo e após entrar em uma região de pressão superior elas implodem bruscamente. Estas implosões podem causar remoção de material (erosão por cavitação), ruído e até mesmo vibração - **SULZER/1986**.

Será definida a grandeza NPSH, uma sigla proveniente do inglês (“Net Positive Suction Head”), que pode ser traduzida como altura positiva líquida de sucção. Esta grandeza é muito utilizada na análise da cavitação clássica e é muito difundida na literatura e nos meios técnicos em geral - **Roma/1998**.

A ocorrência da cavitação clássica ou cavitação por baixo NPSH disponível é determinada em função dos valores de NPSH disponível, NPSH requerido e NPSH de segurança. Serão mostradas as definições destes parâmetros nas literaturas da área.

2.2.1. NPSH disponível

O NPSH disponível é a pressão total obtida no bocal de sucção de uma bomba para um fluido submetido a vazão e temperatura definidas. O cálculo do NPSH disponível ocorre segundo a equação (2.2.1), por **SULZER/1986**.

$$NPSH_d = \frac{P_{e_{abs}} - P_D}{\rho \cdot g} + (Z_e - Z_s) + \frac{c_e^2}{2g} - H_{vs} \quad (2.2.1)$$

Na Figura 2.2.1 foram indicadas as variáveis que compõe a formulação do NPSH disponível considerando a montagem de uma bomba hidráulica em duas situações distintas: bomba instalada abaixo do nível da água, montagem conhecida como afogada, além da configuração em que a bomba está instalada acima do nível da água, chamada de não afogada.

Figura 2.2.1. Instalação de bomba hidráulica afogada e não afogada.

2.2.2. NPSH requerido

A determinação do NPSH requerido pode ser feita a partir de um ensaio com circuito fechado.

Uma das formas para a realização deste ensaio é em bancadas específicas, onde a bomba alimenta o circuito fechado, succionando de um reservatório hermético em cujo interior a pressão interna pode ser variada por uma bomba de vácuo a ele conectada. A Figura 2.2.2 mostra um esquema da instalação.

Figura 2.2.2. Esquema de instalação em circuito fechado para realização de ensaio de cavitação segundo Yedidiah/1996.

O ensaio é desenvolvido reduzindo-se o NPSH disponível gradativamente a partir de um valor onde não ocorre cavitação, mantendo a vazão da bomba constante.

A redução do NPSH disponível ocorre por meio da redução da pressão interna no reservatório de sucção, ou seja, reduzindo a pressão absoluta na superfície do fluido a ser bombeado " $P_{e_{abs}}$ ". A sequência de eventos daí decorrentes está apresentada na Figura 2.2.3, e as várias fases percorridas estão na tabela 2.1.

Figura 2.2.3. Seqüência de eventos durante ensaio de cavitação.

Na Figura 2.2.3, os valores numéricos nas abscissas indicam início de evento e as grandezas em ordenadas, representadas pela letra Y, são: taxa de formação de bolhas, nível de ruído, taxa de erosão e percentual de redução de carga.

Tabela 2.1. Situação dos pontos 1 a 6 referentes à Figura 2.2.3.

1	<i>Início da Formação de Bolhas</i>	Quando ocorre a formação de bolhas no escoamento, em frequências inaudíveis para o ser humano.
2	<i>Desenvolvimento de Ruído</i>	Quando as frequências de formação e implosão das bolhas entram na faixa audível.
3	<i>Início da Erosão</i>	Início da erosão das superfícies em contato com as bolhas, em função da resistência mecânica do material.
4	<i>Início da Redução da Carga de Pressão</i>	Se a pressão de sucção for reduzida abaixo do valor deste ponto, a carga da bomba começará a cair. Ponto próximo às maiores taxas de erosão e ruído.
5	<i>3% de Queda na Carga de Pressão</i>	Definição do NPSH requerido. Este ponto é mais fácil de medir do que o início de queda de pressão de descarga.
6	<i>Cavitação Plena</i>	Ocorre uma queda brusca da carga fornecida pela bomba

A partir da Figura 2.2.3 e da Tabela 2.1, o parâmetro NPSH requerido é definido como o $NPSH_{3\%}$, ou seja, ponto do teste em que ocorre queda de 3% na carga de pressão (ponto 5 da Figura 2.2.3).

2.2.3. Critérios indiretos para obtenção do valor de NPSH requerido

Existem também desenvolvimentos de gráficos, equações teóricas e empíricas com a finalidade de se obter o NPSH requerido ou o valor da altura de sucção “ h_{sg} ” de uma bomba indiretamente.

O método desenvolvido por Stepanoff descrito por **Roma/1998** utiliza-se de formulações empíricas obtidas de um grande número de ensaios para a determinação do fator adimensional de Thoma “ σ ”, que expressa a razão entre o NPSH requerido e a carga de pressão na descarga, para uma determinada vazão.

Outros métodos com formulação proposta para o fator de Thoma foram desenvolvidos por Wislicenus, Cardinal Von Widdern e Kowats, mas suas formulações são antigas e caíram em desuso, segundo **Roma/1998**.

Já o método de se determinar o NPSH requerido apresentado por **Yedidia/1996**, ocorre através de formulações empíricas baseadas em dados de mais de 600 bombas, fabricadas pelos 12 maiores e mais prestigiados fabricantes de bombas no mundo. Esta formulação permite estimar o valor do NPSH requerido no ponto de melhor eficiência de uma dada bomba em função dos valores da vazão e rotação nominal.

A Figura 2.2.4 apresenta o gráfico para bombas com rotação nominal de 3500 rpm. A referência apresenta também outro gráfico para a rotação nominal de 1760 rpm.

Figura 2.2.4. Gráfico para estimativa do NPSH requerido, na rotação de 3500 rpm.

Já em **Karassik/1986**, gráficos retirados do Hydraulic Institute Standards são utilizados para a determinação indireta do NPSH requerido, ou seja, é determinada a altura mínima de sucção sob algumas características construtivas e alguns limites de temperatura. Os gráficos são aplicáveis em bombas comerciais, já as bombas com projeto especial podem exceder os valores indicados.

Estes métodos são muito úteis quando os dados práticos não estão disponíveis numa dada situação, mas normalmente são de menor precisão do que os dados obtidos de um teste com a bomba real, ou até mesmo com uma bomba em escala reduzida no caso da impossibilidade de realização do teste com a bomba em tamanho real.

2.2.4. NPSH de segurança

O NPSH de segurança evita que a bomba opere com seu NPSH no limite de 3% de queda de pressão, onde já está ocorrendo cavitação no interior da bomba com grande perda de material – ponto 5 da Figura 2.2.3.

Yedidiah/1996 sugere o uso de um fator de segurança sobre o NPSH requerido, mas não fornece nenhuma sugestão de valores para ele.

Karassik/1986 apenas cita que deve ser usada uma margem de segurança adequada sobre o NPSH. Esta margem sugerida representa na verdade a mesma função do NPSH de segurança, ou seja, a operação da bomba ocorre com um aumento adequado do $NPSH_{3\%}$, já que este ponto está próximo das maiores taxas de erosão por cavitação.

O NPSH de segurança segundo **SULZER/1986** (chamado de NPSH da planta) deve estar com uma margem de segurança adequada em relação ao $NPSH_{3\%}$ para se evitar a erosão por cavitação. Para isso é fornecida uma curva - Figura 2.2.5 - para a seleção do NPSH de segurança em função do $NPSH_{3\%}$.

$$S_A = \frac{NPSH_S}{NPSH_{3\%}^*} \quad (2.2.2)$$

*Considerando o $NPSH_{3\%}$ obtido no ponto de melhor eficiência.

Figura 2.2.5. Coeficiente de segurança “S_A” em função do NPSH_{3%}.

A curva da Figura 2.2.5 possui uma faixa variável para a obtenção de um NPSH segurança adequado, principalmente, em função das condições de operação, temperatura e tipo do fluido bombeado, ou seja, caso o fluido seja água do mar, por exemplo, valores maiores desta faixa são usados, ou então se o fluido bombeado for um hidrocarboneto, valores menores podem ser usados.

2.2.5. Condição para impedir a ocorrência da cavitação clássica

A partir das considerações anteriores, podemos descrever a condição a ser seguida a fim de se evitar a ocorrência da cavitação clássica:

$$\boxed{NPSH_d \geq NPSH_s > NPSH_r} \quad (2.2.3)$$

2.3. Recirculação interna

Recirculação interna é o retorno de uma parte do fluxo contrário ao sentido natural de escoamento. A recirculação na entrada do rotor é chamada de recirculação interna na sucção e a recirculação na saída do rotor é chamada de recirculação interna na descarga. Estes dois tipos de recirculação podem ser muito prejudiciais á operação de uma bomba, pois o fluxo reverso na sucção ou na descarga produz vórtices que se rompem, produzindo ruído e cavitação na bomba - **Karassik/1986**.

Ainda segundo **Karassik/1986**, o início da recirculação interna na sucção e na descarga ocorre nas bombas hidráulicas de fluxo em pontos críticos abaixo do ponto de melhor eficiência, mas não necessariamente em pontos coincidentes.

2.3.1. Rotação específica de cavitação

Um fator relevante no tratamento da recirculação interna é a rotação específica de cavitação segundo **SULZER/1986**. A equação (2.3.1) apresenta sua expressão matemática.

$$S = \frac{N \times Q^{0,5}}{NPSH_{3\%}^{0,75}} \quad (2.3.1)$$

Segundo **Karassik/1986**, a capacidade na qual a recirculação tem de ocorrer é diretamente relacionada à rotação específica de cavitação, ou seja, quanto maior o valor da rotação específica de cavitação mais próxima estará a vazão de início da recirculação da vazão nominal da bomba.

Foram encontradas na literatura algumas sugestões de limites para “S” a fim de evitar problemas de recirculação interna, valores que variam entre 8.500 e 12.000. **Yedidiah/1996** recomenda certa cautela na comparação entre valores da rotação específica de cavitação de diferentes bombas, pois deve ser levado em consideração que são calculados no ponto de melhor eficiência. Desta forma, num dado ponto de trabalho não se pode definir a melhor aplicação sem levar em consideração a vazão desejada e o valor da rotação específica de cavitação naquele ponto.

2.3.2. Outros parâmetros de influência

Durante algum tempo, a ocorrência de recirculação interna na sucção foi simplesmente relacionada à rotação específica de cavitação da bomba, mas segundo **Gülich/2001** o escoamento no rotor de uma bomba operando em vazão abaixo da nominal é completamente tridimensional e transitório. Além disso, este escoamento varia em função de vários parâmetros, incluindo os perfis das seções do rotor e de suas palhetas, portanto estes fluxos não podem ser previstos por um único parâmetro, tais como, a rotação específica de cavitação ou pelos ângulos da palheta, o que seria uma simplificação exagerada.

Segundo **Gülich/2001**, nos últimos 30 anos, devido às pesquisas e ao desenvolvimento de bombas para caldeiras e bombas de injeção chegou-se a um melhor entendimento do fluxo em bombas. Um resultado alcançado foi o desenvolvimento de rotores de alta rotação específica de cavitação combinado com grande diâmetro de entrada do rotor e com um grande ângulo de incidência – Figura 2.3.1.

Figura 2.3.1. Ângulos da palheta de um rotor.

A Figura 2.3.1 representa alguns ângulos da palheta de um rotor, como o ângulo de entrada da palheta “ β_{1B} ” e do ângulo de incidência “ i ” que se forma entre a palheta e o fluxo de entrada no rotor “ w_1 ”.

2.3.3. Investigações experimentais sobre a recirculação interna na sucção e na descarga

Stoffel/1992 realizou vários ensaios simulando a recirculação interna usando ar como fluido. Este método permite o uso de anemômetros de fio quente para a detecção e análise do fenômeno de recirculação.

Segundo os autores, a viabilidade das medições utilizando **ar em bombas** e a validade dos resultados obtidos foi possível pelo uso de um número de Mach suficientemente pequeno para evitar os efeitos da compressibilidade do ar. Além disso, o número de Reynolds utilizado foi menor que o do escoamento com água, pois foi provado em testes preliminares, utilizando-se ar como fluido, que o uso de um número de Reynolds menor, comparado com o escoamento com água na mesma rotação, não teve influência na ocorrência de recirculação em uma ampla faixa de rotações.

- Influência da redução do diâmetro do rotor no início da recirculação interna na sucção:

Karassik/1987* revela que a redução do diâmetro do rotor de uma bomba que esta sofrendo recirculação interna na sucção não irá melhorar a condição da bomba, pois apesar de deslocar o ponto de melhor eficiência para uma vazão menor, ela não irá reduzir a vazão em que a recirculação na sucção aparece, já que este fenômeno é governado pelas condições de entrada do rotor.

Esta simples afirmação foi verificada por **Stoffel/1992**, num teste realizado com uma bomba em que se reduziu o diâmetro de seu rotor em várias etapas a fim de se verificar a influência do diâmetro do rotor no desenvolvimento da recirculação na sucção. A Figura 2.3.2 representa as etapas de redução do rotor.

Figura 2.3.2. Etapas da redução do diâmetro do rotor testado.

Com os dados obtidos dispostos na Figura 2.3.3, verifica-se que partindo de um diâmetro externo “ D_2 ” inicial, igual a 2 vezes o diâmetro da sucção “ D_{1a} ”, até o diâmetro equivalente a uma redução de 38%, o início da recirculação na sucção decai pouco (máximo 7%), após isto o efeito passa a ser maior.

Figura 2.3.3. Variação do ponto crítico em função das reduções de diâmetro.

Assim foi possível verificar que houve uma redução na vazão de início de recirculação na sucção em função do diâmetro do rotor, embora esta redução seja mínima. Isso mostra a baixa influência do diâmetro do rotor no início da recirculação na sucção.

Como a redução de diâmetro do rotor apresentou pouca influência no desenvolvimento da recirculação na sucção, nota-se que o início e extensão da recirculação na sucção parecem ser influenciados principalmente pela geometria de entrada do rotor e pelas condições do escoamento antes da sucção de um rotor.

-Influência da vazão de fuga e da geometria da sucção no início da recirculação na sucção:

Analizou-se em outro experimento em **Stoffel/1992**, a influência da vazão de fuga e da geometria da sucção no início da recirculação na sucção, em uma bomba especialmente preparada para investigações a respeito do fenômeno da cavitação próximo da sucção - Figura 2.3.4.

Figura 2.3.4. Geometria da entrada do rotor testado.

Neste estudo foram usados 4 anéis de desgaste distintos, com diferentes diâmetros e ângulos de saída. A Tabela 2.2 apresenta as características destes anéis.

Tabela 2.2. Características das diferentes geometrias de sucção utilizadas no teste.

	D_d/D_{1a}	Ângulo de saída
A	1,0	90°
B	0,9259	90°
C	0,8519	90°
D	0,9259	45°

Na Figura 2.3.5 é possível notar os diferentes comportamentos de acordo com o anel utilizado na sucção.

Figura 2.3.5. Início da recirculação na sucção em função das diferentes geometrias de sucção e da vazão de fuga.

Analisando os resultados, nota-se que para o anel "D", que possui ângulo de saída de 45° , a vazão crítica decai com o aumento da vazão de fuga. Já para os outros anéis, que possuem ângulo de saída de 90° , um leve aumento da vazão crítica foi observado quando a vazão de fuga foi aumentada de 0% até aproximadamente 4% da vazão nominal e acima disto o efeito se tornou favorável na vazão crítica. Isto mostra a grande influência da geometria do anel de sucção e da vazão de fuga, no início e na extensão da recirculação na sucção.

Comprova-se neste experimento, para bombas centrífugas com rotação específica até 50, que a recirculação interna na sucção parece ser determinada principalmente pela geometria de entrada do rotor e pelas condições do fluxo na entrada.

- Detecção do início da recirculação na descarga pela variação de sua configuração:

Com a sonda de fio quente também foi possível verificar a distribuição de velocidade na descarga. A distribuição medida mostra grandes variações de acordo com a configuração da descarga, ou seja, a ocorrência e o local da recirculação dependem fortemente da configuração da descarga. Não foi encontrada, com este método, uma influência significativa da configuração da descarga no ponto crítico da vazão em que ocorre o início da recirculação como mostrado na Figura 2.3.6.

Figura 2.3.6. Componente da velocidade radial na saída de uma bomba para diferentes configurações de descarga.

Também não foi encontrada nenhuma diferença significativa no desenvolvimento da recirculação na sucção para diferentes configurações de saída.

- Distribuição de velocidade e localização das zonas de recirculação na descarga para dois locais de medição diferentes, interno e externo ao rotor:

Observa-se também em **Stoffel/1992** que medições utilizando-se de LDV (“Laser Doppler Velocimetry”) foram realizadas em duas posições diferentes da saída do rotor, sendo a primeira interna ao rotor e a outra externa – Figuras 2.3.7 e 2.3.8.

Figura 2.3.7. Medições de velocidade internamente ao rotor, próximo da saída.

Figura 2.3.8. Medições de velocidade externamente ao rotor, próximo da saída.

Com o resultado dos testes, verifica-se que a distribuição de velocidade e a localização das zonas de recirculação podem diferir consideravelmente dependendo do ponto de medição.

2.3.4. Danos causados

Entre os principais danos causados, seja pela recirculação na sucção ou na descarga, estão os danos por cavitação, alto ruído, vibração e os pulsos de pressão. Estes pulsos de pressão, quando monitorados, servem de artifício para definição do início da recirculação, pois o ponto de aumento repentino da magnitude dos pulsos de pressão indica o início de recirculação - **Karassik/1986**.

Os danos por cavitação gerados da recirculação interna na sucção se concentram na face de pressão da palheta próxima da sucção - **Karassik/1986 e 1987***.

Com relação à recirculação na descarga, sabe-se que além de provocar choques hidráulicos e cavitação, como na recirculação na sucção, ela provoca outro efeito freqüentemente observado, que é uma marcante instabilidade axial do rotor, tanto para rotores com sucção simples como para sucção dupla. Isto é causado por uma forte flutuação da pressão entre o rotor e a carcaça **Karassik/1987****.

Ainda segundo **Karassik/1987****, a freqüência de vibração provocada pela recirculação na descarga é aleatória e os danos por cavitação são maiores nas laterais da extremidade de saída das palhetas do lado de maior pressão.

2.3.5. Procedimentos corretivos

Segundo **Karassik/1987****, a solução do problema de recirculação na sucção ou na descarga está em aumentar a vazão de trabalho da bomba para garantir a mínima vazão em operação contínua fornecida pelo fabricante. Este aumento de vazão pode ser pela instalação de um “by-pass” entre a descarga e a sucção da bomba - **Karassik/1986**, ou pela montagem de uma válvula de retenção de fluxo mínimo, exemplificada na Figura 2.3.9. Além disso, a instalação de um inversor de frequência possibilita que o novo ponto de operação esteja mais próximo do BEP em sua nova curva de trabalho.

Figura 2.3.9. Válvula de retenção de fluxo mínimo para garantir a mínima vazão de operação contínua e evitar a recirculação interna.

A redução dos efeitos gerados pela recirculação interna, como vibração, ruídos e danos por cavitação pode ser conseguido pela sangria de ar na sucção da bomba, além disso, é possível reduzir a taxa de erosão por cavitação pela substituição do material do rotor por um de maior resistência - **Karassik/1986**.

Além das ações citadas anteriormente, a redução dos efeitos causados pela recirculação na descarga também é possível através do uso de projeções das paredes internas na carcaça ou instalar anéis nas paredes externas do rotor para evitar a propagação dos vórtices formados na descarga - **Karassik/1987****.

2.4. Síndrome da palheta passante

Este fenômeno é causado pela interação entre as pontas das palhetas que se movem contra a língua estacionária da carcaça – Figura 2.4.1. Um choque hidráulico ocorre quando as palhetas passam por esta parte estacionária. A magnitude do choque e a flutuação de pressão resultante aumentam com o aumento da velocidade periférica do rotor e com o tamanho da bomba, enquanto a frequência é um múltiplo da rotação da bomba e do número de palhetas do rotor - **Karassik/1987****.

Figura 2.4.1. Indicação da língua da carcaça de uma bomba centrífuga de voluta simples.

O fator principal na magnitude do choque está na folga “G”, existente entre a ponta da palheta e a língua da carcaça – Figura 2.4.2 e equação (2.4.1) – devido ao fluxo instável da esteira de vórtices criada e que persiste por uma determinada distância. Por outro lado, uma folga excessiva irá atuar negativamente na eficiência da bomba - **Karassik/1987****.

Figura 2.4.2. Indicação dos ângulos α e β e da folga G entre o rotor e a língua da carcaça de uma bomba centrífuga de voluta simples.

A geometria da bomba - Figura 2.4.2 - define os principais parâmetros de influência na ocorrência do fenômeno, que são a folga G e a proporção de influência “SR”, relação do ângulo de inclinação da língua da carcaça “ α ” com o ângulo entre palhetas “ β ”.

$$G = \frac{D_{vol} - D_2}{2} \quad (2.4.1)$$

$$SR = \frac{\alpha}{\beta} \times 100(\%) \quad (2.4.2)$$

Os danos causados por este fenômeno ocorrem em um ponto onde a pressão normalmente estaria bem acima da pressão do vapor. A marcante erosão por cavitação indica que a pressão do choque devido à passagem da palheta muito próximo à língua da voluta esteve momentaneamente reduzindo a pressão local abaixo da pressão do vapor - **Karassik/1987****.

2.4.1. Investigações experimentais sobre a síndrome da palheta passante

Karassik/1986 apresenta investigações sobre a geração dos pulsos de pressão em bombas centrífugas para carcaça espiral de voluta simples.

A variação dos pulsos de pressão na descarga ocorre em função da relação “ G/D_2 ” e da proporção de influência “SR” é mostrado na Figura 2.4.3.

Figura 2.4.3. Pulsos de pressão em função da relação G/D_2 e da proporção de influência.

Verifica-se na Figura 2.4.3 que ocorre uma grande redução dos pulsos de pressão e da amplitude dos ruídos gerados com o aumento da relação G/D_2 e da proporção de influência.

As literaturas pesquisadas apresentam alguns limites para a folga G . Segundo **Karassik/1987**** a folga G é o fator principal da magnitude do choque. Segundo o autor ela não deve estar abaixo de 4 a 6% do diâmetro do rotor.

McNally/2005 propõe, para se evitar este problema, manter uma folga mínima entre o rotor e a língua da carcaça de 4 % do diâmetro do rotor, para rotores pequenos (menores que 355 mm) e 6 % nos rotores maiores.

3. ESTUDO DE CASO

3.1. Introdução

O estudo de um caso prático será iniciado pela apresentação do equipamento “alto forno” no qual o sistema de bombeamento em análise está inserido. Após isso, serão expostas as características de funcionamento e os problemas encontrados neste sistema, seguido da verificação de ocorrência dos fenômenos hidráulicos nas bombas.

As alternativas de soluções serão apresentadas, assim como a análise técnica e econômica para a definição da melhor proposta. Após a implantação da proposta escolhida, será analisada a nova situação com relação aos fenômenos hidráulicos.

3.2. Apresentação de um alto forno

O alto forno é considerado o reator mais complexo da metalurgia. No seu interior ocorrem centenas de reações e estão presentes os três estados da matéria: sólido, líquido e gasoso. Neste reator ocorrem elevados gradientes de temperatura, variando de mais de 2000°C na zona onde ocorre a combustão do coque até cerca de 150°C, na região superior onde os gases deixam o forno.

Podemos definir a função alto forno como o equipamento que, contando com as matérias primas ferrosas (sinter, pelotas e minério granulado), com um combustível e fonte de gás redutor (coque ou carvão vegetal) e injeções auxiliares pelas ventaneiras (óleo combustível, carvão e gás natural), tem o objetivo de produzir uma liga, no estado líquido, composta de ferro (90 ~ 95 %) e carbono (3 ~ 4,5 %) e mais alguns elementos de liga (silício, manganês), a uma temperatura em torno de 1500°C, liga esta denominada ferro gusa.

Figura 3.2.1. Esquema simplificado do alto forno.

A Figura 3.2.1 apresenta o desenho esquemático de um alto forno, onde se deseja destacar a localização e também se descreverá a função de algumas partes que serão primordiais para o entendimento do funcionamento do equipamento.

Para uma descrição seqüencial do processo, serão utilizadas as indicações numéricas da Figura 3.2.1. Partindo dos pátios de estocagem ou dos processos anteriores (coqueria e sinterização), as matérias primas são transferidas para as “casas de silos” (1) através de correias transportadoras. Cada tipo de material é carregado em silos separados (2) equipados com balanças. As várias matérias primas são pesadas de acordo com regras pré-determinadas de modo a obter a composição química desejada do ferro gusa e da escória. Os materiais pesados são então descarregados sobre um carro “skip” (3) ou correia transportadora que fazem o transporte dos materiais até uma tremonha de recebimento no topo do forno (4).

No topo do forno as matérias primas ferríferas (sinter, minério granulado, pelotas) são carregadas de modo a formar, no interior do forno, camadas separadas das de coque.

Os materiais são carregados para o interior do forno por meio de dois estágios de cones (5), os quais são responsáveis pela selagem dos gases e pela distribuição radial dos materiais na “goela” do forno. Vários fornos possuem um dispositivo denominado “armadura móvel”, que consiste de placas móveis cuja função é reduzir a seção, permitindo o direcionamento dos materiais carregados para a região central.

Continuando com a Figura 3.2.1, também no topo do forno existem quatro “uptakes” (6), através dos quais o gás quente e sujo de pó deixa o forno e flui para cima, quando, então são direcionados para baixo por meio do “downcommer” (7). No extremo do topo do forno existem válvulas “bleeders” (8) cuja função é permitir a liberação do gás e proteger o topo no caso de uma súbita elevação de pressão do gás, decorrente de eventuais problemas com o processo.

O gás desce pelo “downcommer” até o coletor de pó (9), onde as partículas de pó mais grosseiras se depositam, acumulam e são descarregadas sobre um vagão ferroviário. O gás então flui através de um “venturi” (10), onde “sprays” de água removem as partículas mais finas. O estágio final de tratamento do gás consiste de um desumidificador (11) cuja função é reduzir o teor de umidade do gás.

Após a limpeza, parte do gás gerado é direcionada para os regeneradores (12). Normalmente os fornos são equipados com 3 ou 4 regeneradores com formato cilíndrico, para aquecer o ar. Os gases são queimados na região inferior do regenerador, atingem o domo e, ao descer, transferem calor para um empilhamento de tijolos refratários presente no interior do regenerador. Os produtos da combustão deixam os regeneradores e são encaminhados a uma chaminé compartilhada por todos (13). Após passar por este processo de aquecimento, uma determinada vazão de ar pressurizado, fornecido por turbo-sopradores, assume fluxo contrário no regenerador, levando a temperatura deste ar próximo de 1.200°C. O ar aquecido então passa pelo anel de vento e é injetado pelas ventaneiras no interior do alto forno.

Na parte inferior do forno o gusa e a escória produzidos são separados por diferença de densidade no canal principal (14). O gusa é coletado em carros torpedo (15) e destinado à Aciaria para ser transformado em aço. A escória é drenada em potes (16) ou transformada em um material granulado na área de granulação de escória e colocada para venda, podendo ser utilizado como matéria prima para as indústrias de cimento.

3.2.1. Descrição da granulação de escória

Na Usina José Bonifácio de Andrada e Silva (Siderúrgica COSIPA), o Alto Forno N° 2 entrou em operação em Novembro de 2001, após reforma, na sua 4ª campanha e junto com ele entrou em operação o novo sistema de granulação de escória.

Este novo sistema de granulação de escória tem como objetivo principal granular 100% da escória produzida no alto forno. A granulação ocorre por jato de água em alta pressão sobre a escória líquida à temperatura de 1500°C.

Figura 3.2.2. Fluxograma simplificado do sistema de granulação de escória do Alto Forno 2.

O sistema também é projetado para que a água seja totalmente recirculada – Figura 3.2.2, ou seja, após a granulação a água é separada da escória nos tanques de escória granulada por meio de filtros e drenada em tanques de retorno. Esta granulação possui três tanques de retorno, sendo que em cada tanque estão instaladas **três bombas de retorno**, sendo duas bombas em operação e uma bomba reserva. A função destas bombas é retornar a água quente para as torres de resfriamento, que por sua vez deságuam no tanque de água fria. Neste tanque se encontram cinco bombas de alimentação que alimentam o tanque de escória granulada, efetuando novamente a granulação, fechando assim o sistema de águas da granulação de escória.

3.2.2. Descrição dos problemas encontrados

Esta granulação de escória apresentou problemas no seu sistema de bombeamento de água de retorno. Este sistema é composto por nove bombas centrífugas verticais de dupla voluta, rotor fechado, sucção simples pela parte superior da carcaça e dois tubos verticais até a carcaça de descarga, conforme Figura 3.2.3.

Figura 3.2.3. Foto de um dos nove conjuntos moto-bombas instaladas e bomba retirada do poço para manutenção.

Estas bombas apresentaram problemas de quebras e danos prematuros na parte hidráulica, nos mancais, nos eixos e no tubo protetor do eixo desde o início de operação, levando a uma **vida útil média de três meses**.

As bombas também estavam superdimensionadas em sua pressão de recalque devido cálculo incorreto da perda de carga nas tubulações utilizado no projeto básico, com isso, desde a partida da planta foi necessário à regulação das válvulas de descarga com restrição de aproximadamente 60%, provocando desgaste precoce destas válvulas.

3.3. Verificação da presença de cavitação clássica

A partir das inspeções pós quebra das bombas em que foi observada remoção de material por erosão do tipo “pitting” nas palhetas do rotor conclui-se pela possibilidade de ocorrência de cavitação clássica nas bombas.

3.3.1. Curvas e dados da bomba original

A curva apresentada pelo fabricante da bomba – Figura 3.3.1 - apresentou o valor da AMT na vazão nominal de 55 m, já nos dados fornecidos para a mesma bomba, o valor da AMT informado foi de 50 m - Tabela 3.1.

Figura 3.3.1. Curvas de H, eficiência e NPSH requerido da bomba original.

Tabela 3.1. Principais dados da bomba original.

DADOS	Bomba Original
<i>Vazão Projeto</i>	1.260 m ³ /h
<i>AMT</i>	50 m
<i>Temperatura média de operação</i>	80°C
<i>Eficiência no Q_N</i>	76 %
<i>Rotação</i>	1180 rpm

Em função desta contradição, serão adotados os valores da curva da bomba como correto para a análise técnica do problema, pois a curva da bomba foi de origem da matriz americana desta marca de bomba.

3.3.2. Cálculo do NPSH disponível

As bombas em questão estão instaladas em um tanque aberto de 4 m de profundidade e ao nível do mar. Além disso, de acordo com o fabricante, a submersão mínima acima da entrada do rotor é de 1,5 m até a temperatura de 80°C e de 2,5 m para a temperatura máxima de operação de 85°C – Figura 3.3.2.

O tanque das bombas possui também um medidor de temperatura do fluido bombeado. A medição de nível das bombas é realizada por um transmissor de nível radar. Este transmissor pode trabalhar em conjunto com o medidor de temperatura para determinar o nível mínimo de afogamento da bomba em função da temperatura.

Figura 3.3.2. Esquema simplificado da bomba instalada.

Para o cálculo do NPSH disponível a partir da equação (2.2.1), nota-se que desprezada as perdas de pressão na linha de sucção por se tratar de bomba vertical sem tubulação na sucção e desprezada também a velocidade do fluido no tanque, pois é muito pequena comparada com a velocidade de escoamento na tubulação, seu valor passa a ser função apenas da pressão absoluta do vapor na temperatura do fluido bombeado e da diferença da altura de nível do reservatório com o bocal de sucção, ambas função da temperatura do fluido bombeado.

$$NPSH_d = \frac{P_{e_{abs}} - P_D}{\rho \cdot g} + (Z_e - Z_s) + \frac{c_e^2}{2g} - H_{vs}$$

O valor do NPSH disponível será calculado para a faixa de temperatura do fluido de 70° C á 85° C.

Tabela 3.2. Tabela de cálculo do NPSH disponível em função de algumas temperaturas do fluido bombeado.

Temperatura do líquido	70°C	75°C	80°C	85°C
$P_{e_{abs}}$	101.320 Pa	101.320 Pa	101.320 Pa	101.320 Pa
P_D^{***}	31.136 Pa	38.530 Pa	47.347 Pa	57.800 Pa
ρ	978 Kg/m ³	975 Kg/m ³	972 kg/m ³	969 kg/m ³
g	9,81 m/s ²	9,81 m/s ²	9,81 m/s ²	9,81 m/s ²
$Z_e - Z_s$	1,5 m	1,5 m	1,5 m	2,5 m
c_e^*	0	0	0	0
H_{VS}^{**}	0	0	0	0
$NPSH_d$	8,81 m	8,06 m	7,16 m	7,08 m

* Será desprezada a velocidade do fluido na tubulação de sucção, por se tratar de bomba vertical sem tubulação de sucção;

** Serão desprezadas as perdas de carga na sucção, por se tratar de bomba vertical sem tubulação de sucção;

*** Os valores da pressão de vapor podem ser encontrados no Apêndice I.

3.3.3. Cálculo do NPSH de segurança

O valor do NPSH de segurança será obtido a partir da Figura 2.2.5, para o ponto de melhor eficiência da bomba. Na Figura, para um NPSH requerido de 8,00 m é obtido o fator de segurança “S_A” médio de 1,51. Assim é possível utilizar a equação (2.2.2) e chegar ao valor do NPSH de segurança:

$$NPSH_s = 12,08 \text{ m}$$

3.3.4. Análise gráfica dos resultados

Será aplicado o mesmo fator de segurança “ S_A ” médio de 1,51 na equação (2.2.2) em toda a curva do NPSH requerido fornecido pelo fabricante e obter assim a curva do NPSH de segurança para qualquer vazão de trabalho da bomba – Figura 3.3.3. O uso do “ S_A ” em toda a curva do NPSH requerido será realizada em função de não haver valores deste fator de segurança em pontos de operação fora do BEP, entretanto esta aproximação não acarretará erro sobre os resultados, pois os pontos de operação que serão analisados neste capítulo se encontram próximos do BEP.

Será montado na mesma figura o valor do NPSH disponível para a temperatura média especificada para o fluido de 80°C e máxima de 85°C por se tratarem da situação mais crítica de operação em que foram obtidos os menores valores de NPSH disponível.

Pode-se analisar então na Figura 3.3.3 a comparação entre valores de NPSH e com isso verificar a ocorrência da cavitação clássica.

Figura 3.3.3. Curvas de NPSH para a temperatura do fluido média (80°C) e máxima (85°C) de operação da bomba original.

Analisando a Figura 3.3.3 com o auxílio da relação (2.2.3) verifica-se que em nenhum ponto de trabalho o NPSH disponível supera o NPSH de segurança, e na vazão nominal ($Q = 1260 \text{ m}^3/\text{h}$) o NPSH disponível além de não exceder o NPSH de segurança, não supera também o NPSH requerido.

Conclui-se assim que a bomba está submetida à cavitação clássica em qualquer ponto de trabalho, com o fluido na temperatura média ou máxima de operação.

Pode-se analisar também a ocorrência da cavitação clássica em função da temperatura do fluido. Traça-se uma única curva do NPSH disponível em função da variação de temperatura do fluido bombeado, empregando os valores de NPSH requerido e NPSH segurança no ponto de trabalho nominal da bomba – Figura 3.3.4.

Figura 3.3.4. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão nominal

A Figura 3.3.4 também revela que para nenhuma temperatura de fluido acima de 50°C, o NPSH disponível supera o NPSH de segurança, ou seja, a bomba está sofrendo cavitação clássica na vazão nominal, em qualquer temperatura de fluido acima de 50°C.

3.3.5. Danos causados pela cavitação clássica

Os danos provocados pela cavitação clássica correspondem à remoção de material pela erosão do tipo “pitting” e é mais provável sua ocorrência na face de sucção da palheta segundo **Yedidiah/1996** e **Karassik/1986**.

Figura 3.3.5. Rotor observado do lado da descarga.

Analisando as Figuras 3.3.5, 3.3.6 e 3.3.7, nota-se que as erosões deste caso se concentraram na face de pressão das palhetas e em função de sua grande intensidade levou a formação de orifícios que vazaram a espessura de metal nas palhetas deste rotor.

Figura 3.3.6. Outra palheta do mesmo rotor.

Figura 3.3.7. Detalhe de um orifício na palheta gerado pela grande incidência de “pitting”, chegando a vazar a espessura de metal.

Figura 3.3.8. Região interna da parede de um rotor também afetada pela cavitação.

1.1. Verificação da presença da síndrome da palheta passante

Durante as inspeções pós quebra das bombas, a observação de desgaste excessivo nas línguas das volutas das bombas e na região central da extremidade de saída das palhetas levou a suspeita de ocorrência de síndrome da palheta passante. A verificação desta possibilidade será apresentada a seguir, a partir dos recursos discutidos na secção 2.4.

1.1.1. Cálculo da folga “G” e da relação “G/D₂”

Conhecido o diâmetro do rotor, D₂= 581,0 mm, foi medida a distância entre as línguas da carcaça da bomba de dupla voluta, obtendo-se o diâmetro interno da voluta de 584,2 mm. Pode-se então calcular o valor da folga G a partir da equação (2.4.1).

$$G = \frac{D_{vol} - D_2}{2} \quad \rightarrow \quad G = \frac{584,2 - 581,0}{2}$$

$$G = 1,6 \text{ mm}$$

A relação G/D₂ é igual á:

$$G / D_2 = \frac{1,6}{581,0} \quad \rightarrow \quad G / D_2 = 0,28\%$$

1.1.2. Dados para verificação da síndrome da palheta passante

A partir dos valores obtidos, torna-se possível completar a Tabela 3.3 com os principais dados e informações necessárias para a análise do fenômeno.

Tabela 3.3. Principais dados para verificação da síndrome da palheta passante.

DADOS	Bomba Original
<i>Diâmetro do Rotor</i>	581,0 mm
<i>Diâmetro interno da Voluta</i>	584,2 mm
<i>Folga G</i>	1,6 mm
<i>Relação G/D_2</i>	0,28 %
<i>Rotação</i>	1180 rpm

Analisando o valor da Relação G/D_2 de 0,28%, nota-se ser ela muito menor que o valor mínimo de 6%, proposto para diâmetros de rotor maiores que 355 mm, e que devem assim evitar a ocorrência do fenômeno - **McNally/2005**.

Além disso, quanto menor a Relação G/D_2 maior será a amplitude dos pulsos de pressão, vide Figura 2.4.3, com o ruído gerado sendo proporcional a esses pulsos de pressão - **Karassik/1986**.

Pode-se concluir, após a análise dos dados, que a bomba está sofrendo de síndrome da palheta passante.

1.1.3. Danos causados pela síndrome da palheta passante

O maior dano provocado pela síndrome da palheta passante é a erosão por cavitação presente na região central da extremidade de saída das palhetas segundo **Karassik/1987**** e na voluta segundo **McNally/2005**. Foi possível detectar estes danos na bomba original, conforme Figuras 3.4.1, 3.4.2, 3.4.3 e 3.4.4.

Figura 3.4.1. Desgaste da extremidade de saída das palhetas, na região central.

Figura 3.4.2. Língua da carcaça que sofreu quebra (~ 40 mm) do material.

Figura 3.4.3. Língua oposta da mesma carcaça (dupla voluta).

A Figura 3.4.2 mostra a quebra da língua da carcaça que faz par com o rotor da Figura 3.4.1. Já a Figura 3.4.3 apresenta a perda de material por “pitting” na região interna da parede da carcaça próxima da língua.

Figura 3.4.4. Outras carcaças da bomba original com quebra e trinca da língua.

1.2. Propostas para solução dos problemas encontrados

Confirmados os problemas excesso de pressão de descarga das bombas, cavitação clássica, síndrome de palheta passante, e suas consequências nefastas para a instalação, deve-se buscar alternativas para minimizá-los ou eliminá-los.

Eliminar a cavitação em um sistema que está sofrendo deste fenômeno só é possível com o aumento do NPSH disponível, a redução do NPSH requerido ou realizando as duas ações ao mesmo tempo.

Um modo de obter a elevação do NPSH disponível de uma instalação é pelo aumento do afogamento da bomba, isto é, a elevação da coluna de líquido acima da linha de centro do rotor da bomba. Já a redução do NPSH requerido é possibilitada pela redução da rotação da bomba ou trocando o rotor existente por um com NPSH requerido menor - **Karassik/1987****.

As alternativas de soluções apresentadas para este caso foram apenas através da redução do NPSH requerido, utilizando o mesmo NPSH disponível. A opção de não alterar o NPSH disponível ocorreu pelo grande custo envolvido em aumentar a coluna de líquido nos poços das bombas, já que estão abaixo do nível do solo e para aumentar a coluna de líquido destes poços seria necessária a reconstrução total destes poços, aumentando sua profundidade.

As propostas também foram desenvolvidas levando em consideração que as bombas estavam superdimensionadas para a aplicação, evidenciado pela pressão de recalque excessiva.

1.2.1. Proposta alternativa “A”

Esta proposta sugere a redução do NPSH requerido pela redução da rotação das bombas em função da troca dos motores de 6 pólos (1175 rpm) para motores de 8 pólos (880 rpm) mantendo a tensão elétrica (2,4 kV).

A operação das bombas em uma rotação inferior minimizaria o problema de excesso de pressão de recalque e de alto NPSH requerido, já que em rotações inferiores o NPSH requerido seria menor.

1.2.2. Proposta alternativa “B”

Esta alternativa consiste em transformar o sistema de bombeamento de rotação fixa para rotação variável através da instalação de inversores de frequência que permitiriam a variação de rotação conforme a necessidade do sistema.

Para implantação desta solução é necessária a troca dos motores de média tensão (2,4 kV) para baixa tensão (440 V), troca de cabos, compra de inversores e transformadores.

1.2.3. Proposta alternativa “C”

A alternativa C refere-se ao desenvolvimento de um novo projeto hidráulico (novo rotor e nova carcaça) com uma curva de NPSH requerida adequada ao sistema para a vazão original de 1.260 m³/h e altura manométrica reduzida para evitar a restrição exagerada da válvula de descarga.

Além disso, a rotação permaneceria fixa com os motores originais, sem instalação de inversor de frequência.

1.2.4. Verificação da ocorrência de cavitação clássica nas propostas

As curvas da alternativa “C” foram obtidas com o fornecedor da bomba. Já as curvas de H x Q e de NPSH x Q para as propostas “A” e “B” foram obtidas pela aplicação da relação (3.5.1) à curva original da bomba. Esta relação foi obtida em **Yedidiah/1996**.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{H_2^{0,5}}{H_1^{0,5}} = \frac{NPSH_2^{1/2}}{NPSH_1^{1/2}} = \frac{BHP_2^{1/3}}{BHP_1^{1/3}} \quad (3.5.1)$$

A partir da curva de H x Q de operação de uma única bomba, será traçada a curva de duas bombas em paralelo, simulando as condições normais de operação.

Para a obtenção da curva de duas bombas em paralelo foi aplicada a relação (3.5.2) na curva de uma bomba para cada proposta. Esta relação normalmente usada para associações de bombas em paralelo foi obtida em **Roma/1998**.

$$Q_{A//B} = Q_A + Q_B \quad (3.5.2)$$

Para a proposta “B” que possui rotação variável, suas curvas serão representadas por apenas duas curvas principais, sendo a curva chamada de “B” para a rotação de 860 RPM e a curva chamada de “B*” para a rotação de 930 RPM.

A curva do sistema foi obtida pela aplicação dos conceitos de perda de carga em tubulações e acessórios no sistema de bombeamento de retorno - **Karassik/1986**.

Figura 3.5.1. Curva do sistema e de operação de duas bombas para cada alternativa.

A análise gráfica apresentada na Figura 3.5.1 foi possível traçando-se as curvas de duas bombas de cada alternativa em conjunto com a curva de perda de carga do sistema, obtendo assim os pontos de trabalho para cada caso. Os pontos são: 980 m³/h (H = 30 m), 950 m³/h (H = 29 m), 1.100 m³/h (H = 32 m) e 1.225 m³/h (H = 35 m), para as alternativas “A”, “B”, “B*” e “C”, respectivamente.

Figura 3.5.2. Curva do sistema e de operação de três bombas para cada alternativa.

Do mesmo modo, analisando a Figura 3.5.2 em que foram traçadas as curvas de 3 bombas de cada alternativa, os pontos de trabalho para cada caso, são: 790 m³/h (H = 34 m), 750 m³/h (H = 33 m), 880 m³/h (H = 37 m) e 950 m³/h (H = 39 m), para as alternativas “A”, “B”, “B*” e “C”, respectivamente.

Será verificada a situação de cada alternativa em relação à cavitação clássica, iniciando pelas alternativas “A” e “B”.

Figura 3.5.3. Curvas de NPSH da bomba – alternativa “A”.

Figura 3.5.4. Curvas de NPSH da bomba – alternativa “B”.

As curvas de NPSH das alternativas “A” e “B” – Figuras 3.5.3 e 3.5.4 – revelam que nos seus pontos de trabalho, para a operação tanto com duas bombas quanto com três bombas, o NPSH disponível está acima do NPSH de segurança e pelas Figuras 3.5.5 e 3.5.6, nota-se que esta condição ocorre para qualquer temperatura de fluido dentro do especificado, ou seja, as bombas das alternativas “A” e “B” não estarão sofrendo cavitação clássica.

Figura 3.5.5. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido – alternativa “A”.

Figura 3.5.6. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido – alternativa “B”.

O ponto negativo da alternativa “A” é a dificuldade de se obter vazão maior que 1.960 m³/h (980 m³/h por bomba), pois seria necessário ligar a terceira bomba do poço, de reserva, para suprir esta necessidade. Na condição de 3 bombas em funcionamento a vazão total seria de 2.370 m³/h (790 m³/h por bomba).

Já a alternativa “B” possui rotação variável, possibilitando o aumento da rotação de 860 RPM para 930 RPM, por exemplo, e por consequência aumentar a vazão total de 1.900 m³/h para 2.200 m³/h, para certas temperaturas do fluido, como será visto na alternativa “B*”.

Caso a temperatura do fluido não esteja nas condições necessárias, ou quando for necessária vazão maior que 1.900 m³/h (950 m³/h por bomba), do mesmo modo que a alternativa “A”, seria necessário ligar a terceira bomba do poço, de reserva, resultando na vazão total de 2.250 m³/h (750 m³/h por bomba), sob qualquer condição de temperatura do fluido dentro do especificado.

Figura 3.5.7. Curvas de NPSH da bomba – alternativa “B*”.

Figura 3.5.8. Curvas de NPSH da bomba – alternativa “C”.

As Figuras 3.5.7 e 3.5.8 revelam que a bomba das alternativas “B*” e “C” estão sofrendo cavitação clássica para as temperaturas média e máxima do fluido, quando está operando com duas bombas, mas nas Figuras 3.5.9 e 3.5.10, verifica-se que as bombas não sofrem cavitação para a temperatura de fluido igual ou menor que 73°C, ou seja, a vazão total de 2.200 m³/h (1.100 m³/h por bomba) da alternativa “B*” e 2.450 m³/h (1.225 m³/h por bomba) da alternativa “C” podem ser mantidas até esta temperatura.

Figura 3.5.9. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão de 1.100 m³/h - alternativa “B*”.

Figura 3.5.10. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão de 1.225 m³/h - alternativa “C”.

Quando a temperatura do fluido ultrapassar 73°C, deverá ser ligada a terceira bomba do poço, de reserva, elevando a vazão total para 2.640 m³/h (880 m³/h por bomba) da alternativa “B*” e 2.850 m³/h (950 m³/h por bomba) da alternativa “C”, sob qualquer condição de temperatura especificada para o fluido – Figura 3.5.11 e 3.5.12, ou então, para a alternativa “B*”, quando não é necessária uma vazão total maior que 2.200 m³/h, a rotação pode ser reduzida transformando a alternativa “B*” na alternativa “B”, já apresentada.

Figura 3.5.11. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão de 880 m³/h - alternativa "B*".

Figura 3.5.12. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão de 950 m³/h - alternativa "C".

1.2.5. Análise técnica e econômica das alternativas

Serão discutidos a seguir vários fatores técnicos e econômicos com relação a cada alternativa, de forma a verificar qual das propostas é a melhor para a solução deste problema. Os principais fatores envolvidos são:

- ü Ocorrência da cavitação clássica em função do ponto operacional e temperatura do fluido;
- ü Vazão total obtida com duas bombas em operação;
- ü Ocorrência da síndrome da palheta passante;
- ü Consumo de energia;
- ü Custo de implantação.

Analizando de um modo geral as propostas apresentadas na secção 3.5.4, nota-se que as melhores alternativas com relação á cavitação clássica são as propostas “A” e “B”, pois elas não estão sofrendo deste fenômeno em nenhuma condição de temperatura especificada para o fluido. Mas a operação normal das alternativas “A” e “B” com duas bombas não forneceria a vazão total de acordo com a necessidade de projeto, que é de 2.400 m³/h.

A vazão total da alternativa “A” operando com duas bombas é de 1.960 m³/h e da alternativa “B” de 1.900 m³/h, com isso é necessário o uso da terceira bomba (bomba reserva) constantemente, elevando a vazão total para 2.380 m³/h na alternativa “A” e 2.250 m³/h na alternativa “B”, valores próximos da vazão de projeto. Além disso, a alternativa “B” possui outro modo de elevar a vazão, através do aumento de rotação, transformando a alternativa “B”, por exemplo, na “B*” com vazão total de 2.200 m³/h, valor também próximo da vazão de projeto, evitando o uso constante da terceira bomba, reserva.

Comparando agora as propostas “B*” e “C” com relação à cavitação, nota-se que ambas são as alternativas menos favorecidas, pois podem operar com duas bombas até a temperatura máxima de 70°C e para temperaturas maiores seria necessário ligar a terceira bomba (bomba reserva).

A vazão fornecida em operação com duas bombas da alternativa “C” é a única proposta que possui a vazão adequada com a necessidade de projeto, fornecendo 2.450 m³/h contra 2.200 m³/h da alternativa “B*”, que deverá operar com a terceira bomba em alguns momentos. Com isso, a alternativa “C” não tem necessidade de utilizar a terceira bomba por motivo de vazão baixa, mas o seu uso fica limitado apenas por motivo de temperatura alta do fluido.

Deve-se levar em conta também que a eliminação da síndrome da palheta passante é possível pelo aumento da folga entre a palheta e a língua da voluta, executada através da redução da língua da voluta, segundo **Karassik/1987****, ou pela redução do diâmetro do rotor. A única proposta apresentada que satisfaz esta condição é a alternativa “C”, pois possui diâmetro externo do rotor menor que a bomba original.

As demais alternativas utilizam-se do mesmo rotor original com rotação mais baixa que a original. Este fato não eliminaria a síndrome da palheta passante, mas apenas minimizaria a frequência de choques hidráulicos causados por este fenômeno.

Para estimar o consumo de energia das alternativas propostas foi aplicada a relação (3.5.1) à curva de potência da bomba original, fornecida pelo fabricante, para obter a curva de potência das alternativas “A” e “B”. A curva para a alternativa “C” foi obtida com o fornecedor da bomba.

O rendimento do acoplamento, tipo “pinoflex”, é de 99,5 %, obtido do catálogo do fabricante e foi utilizado no cálculo de todas alternativas.

O rendimento do motor elétrico da alternativa “C” foi obtido do catálogo do fabricante, já nas alternativas “A” e “B” será adotado o valor do rendimento do motor igual a 93 %, valor mínimo obtido em tabela de fabricante para motores trifásicos com potência equivalente.

O cálculo do consumo energético total das alternativas “A” e “B” foi realizado considerando que a bomba reserva está em operação, pois apenas neste caso a vazão total destas alternativas está próxima da vazão de projeto. Além disso, as alternativas “B” e “B*” apresentam um campo extra onde foi calculada a média do consumo energético obtido com estas alternativas, e com isso obter uma estimativa de consumo única para o projeto “B”.

Tabela 3.4. Estimativa de consumo de energia das alternativas.

	Projeto Original	“A”	“B”	“B*”	“C”
BHP [cv]	340	132	121	176	221
$\eta_{\text{acoplamento}}$	99,5 %	99,5 %	99,5 %	99,5 %	99,5 %
η_{motor}	95,4 %	93 %	93 %	93 %	94,5 %
$P_{\text{consumida}}$ [cv]	358	142	131	188	235
Consumo energético Total [MWh/ano]	9.221,5	5.502,0	5.071,3	4.850,0	6.058,0
			4.960,7 (Valor médio)		
Economia sobre o projeto original [bomba nova]	0,0	4,0 bombas / ano	4,5 bombas / ano	4,7 bombas / ano	3,4 bombas / ano
			4,6 bombas / ano (Valor médio)		

Na análise da Tabela 3.4, seu destaque é o grande desperdício de energia proporcionado pelo projeto original. Já os resultados obtidos pelas alternativas foram muito equilibrados, sendo que a maior diferença entre as estimativas em relação ao consumo de energia é aproximadamente o custo de uma bomba nova por ano.

Analisando agora as estimativas de custos de implantação dos projetos, o orçamento para o projeto da alternativa “A” foi estimado pela compra e instalação de nove motores de oito pólos, painéis e cabos, chegando próximo ao custo de 30 bombas novas. O custo da alternativa “B” foi estimado pela compra e instalação de dois cubículos, dois transformadores, nove inversores de frequência, nove motores de baixa tensão, painéis e cabos, obtendo valor próximo ao custo de 38 bombas novas.

Para a alternativa “C”, não contabilizando o custo indireto do desenvolvimento dos novos moldes para fundição das carcaças e rotores, o custo é a própria fabricação das 11 bombas, sendo duas reservas, para a adequação do sistema.

A decisão pela melhor proposta levou em consideração que o fator de maior peso neste caso foi a operação com duas bombas por poço, ou seja, as alternativas de solução que caracterizam duas bombas em operação normal por poço tiveram melhor destaque, visto que a operação com a bomba reserva traria grandes dificuldades para a manutenção, além de retirar a reserva operacional proporcionada por esta bomba.

Com base em todos os fatores técnicos e econômicos analisados até o momento foi adotada a alternativa “C”, ou seja, foi acordado entre cliente e fornecedor a instalação do novo projeto hidráulico compostos por um novo rotor e nova carcaça para as bombas de retorno.

A implantação desta alternativa deverá ocorrer por conjunto de bombas de cada poço, ou seja, sem maiores interferências operacionais visto que se utilizam os tanques com profundidade original e instalações elétricas idênticas.

1.3. Novo projeto hidráulico para as bombas

1.3.1. Curvas e dados da nova bomba

O novo projeto foi concebido com uma altura manométrica menor que a original eliminando o problema de desgaste das válvulas da saída das bombas.

Figura 3.6.1. Curvas de H, eficiência e NPSH requerido da nova bomba.

Tabela 3.5. Principais dados da nova bomba.

DADOS	Nova Bomba
<i>Vazão Projeto</i>	1.260 m ³ /h
<i>AMT</i>	34 m
<i>Temperatura média de operação</i>	80°C
<i>Eficiência no Q_N</i>	72 %
<i>Rotação</i>	1180 rpm

Instaladas as novas bombas, serão verificados agora quais são as novas condições dos parâmetros que estão ligados aos fenômenos de cavitação clássica e síndrome da palheta passante.

1.3.2. Cálculo do novo NPSH de segurança

O valor do NPSH de segurança será obtido a partir da Figura 2.2.5, para o ponto de melhor eficiência da bomba. Na Figura, para um NPSH requerido de 5,72 m é obtido o fator de segurança “ S_A ” médio de 1,45. Assim é possível utilizar a equação (2.2.2) e chegar ao valor do NPSH de segurança:

$$NPSH_s = 8,29 \text{ m}$$

1.3.3. Análise gráfica para verificação da cavitação clássica

Será repetido o procedimento da secção 3.3.4.

Figura 3.6.2. Enfoque nas curvas de NPSH da bomba de novo projeto hidráulico.

Analisando a Figura 3.6.2 com o auxílio da relação (2.2.3) verifica-se que na vazão nominal ($Q = 1.260 \text{ m}^3/\text{h}$), o valor do NPSH disponível está abaixo do NPSH de segurança, mostrando que está sofrendo cavitação clássica para as maiores temperaturas do fluido.

Será analisada também a ocorrência da cavitação clássica em função da temperatura do fluido, ou seja, traça-se uma única curva do NPSH disponível em função da variação de temperatura do fluido bombeado, empregando os valores de NPSH requerido e NPSH de segurança no ponto de trabalho nominal da bomba – Figura 3.6.3.

Figura 3.6.3. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão nominal da bomba de projeto novo.

A Figura 3.6.3 revela que para a temperatura de fluido abaixo de 73°C, o NPSH disponível supera o NPSH de segurança, ou seja, a bomba de projeto novo não está sofrendo cavitação clássica na vazão nominal, em qualquer temperatura de fluido abaixo de 73°C.

Para temperaturas maiores que 73°C é necessário o funcionamento da terceira bomba do poço, de reserva, com isso o novo ponto de trabalho da bomba seria de 950 m³/h (vazão total de 2.850 m³/h). Pode-se então verificar a ocorrência de cavitação para esta nova condição - Figura 3.6.4.

**CURVAS DE NPSH EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DO FLUIDO NA
VAZÃO DE TRABALHO DE 950 M3/H DA BOMBA PROJETO NOVO**

Figura 3.6.4. Curvas de NPSH em função da temperatura do fluido na vazão de 950 m³/h da bomba de projeto novo.

A análise da Figura 3.6.4 revela que neste ponto de trabalho das bombas, a ocorrência de cavitação clássica é evitada até a temperatura máxima de 85°C, ponto em que o valor do NPSH segurança é praticamente igual ao NPSH disponível.

Conclui-se que a bomba de novo projeto não sofre de cavitação clássica quando está operando próximo da vazão nominal para a temperatura do fluido abaixo de 73°C, sendo que acima deste valor é necessário o funcionamento da terceira bomba do poço.

Desde a partida do projeto novo das bombas, o procedimento de operação com a terceira bomba para temperaturas maiores que 73°C não foi implantado, de qualquer modo, os danos causados pela cavitação ficaram em um nível baixo, conforme Figuras 3.6.5 e 3.6.6 de um rotor após um ano de operação.

Figura 3.6.5. Foto do rotor de projeto novo após 1 ano de operação.

Figura 3.6.6. Detalhe do rotor de projeto novo após 1 ano de operação com alguns pontos de “pitting”.

1.3.4. Cálculo da folga “G” e da relação “G/D₂” da bomba nova

Dado o novo valor do diâmetro do rotor (500,0 mm), foi medida a distância entre as línguas da carcaça (bomba de dupla voluta), obtendo o diâmetro interno da voluta de 584,2 mm. Podemos então calcular o valor da folga G.

$$G = \frac{D_{vol} - D_2}{2} \rightarrow G = \frac{584,2 - 500,0}{2}$$

$G = 42,1 \text{ mm}$

Já a relação G/D₂ é igual á:

$$G / D_2 = \frac{42,1}{500,0} \rightarrow \boxed{G / D_2 = 8,42\%}$$

1.3.5. Dados para verificação da síndrome da palheta passante

A partir dos dados fornecidos pelo fabricante e pelos dados calculados até o momento podemos completar uma tabela (Tabela 3.6) com dados para verificação da síndrome da palheta passante.

Tabela 3.6. Principais dados para verificação da síndrome da palheta passante na bomba nova.

DADOS	Nova Bomba
<i>Diâmetro do Rotor</i>	500 mm
<i>Diâmetro interno da Voluta</i>	584,2 mm
<i>Folga G</i>	42,1 mm
<i>Relação G/D₂</i>	8,42 %
<i>Rotação</i>	1180 rpm

As novas dimensões do rotor e carcaça proporcionaram uma folga radial de 8,42 %, maior que o limite de 6 %, eliminando assim por completo a síndrome da palheta passante, outro fator que causava danos nas bombas – Figura 3.6.7.

Figura 3.6.7. Detalhe das línguas da carcaça de dupla voluta após 01 ano de operação sem nenhum ponto de desgaste.

As consequências deste novo projeto para o sistema de bombeamento de água de retorno foi o aumento da vida útil média das bombas em 2 anos, proporcionando a estabilidade operacional desejada.

Figura 3.6.8. Detalhe da instalação operando com três bombas novas.

2. CONCLUSÃO

Os fenômenos hidráulicos analisados neste trabalho possuem diferentes métodos teóricos. Os parâmetros envolvidos na *Cavitação Clássica* são obtidos de cálculos e de experimentos padronizados, com exceção do NPSH de segurança que possui poucas sugestões de valores a serem usados na literatura, mas de modo geral a teoria apresentada é de fácil compreensão e aplicabilidade.

A teoria acerca da *Recirculação Interna* fornece um grande número de variáveis relacionadas, mas as investigações experimentais revelam as de maior influência, ou seja, a recirculação interna na sucção é determinada principalmente pela geometria de entrada do rotor e pelas condições do fluxo na entrada, e a recirculação interna na descarga depende fortemente da configuração da descarga.

A *Síndrome da Palheta Passante* possui uma teoria simples e bem definida, além disso, o valor limite de seu parâmetro principal denominado de folga “G” é semelhante nas literaturas pesquisadas.

O caso prático estudado, em que a *Cavitação Clássica* e da *Síndrome da Palheta Passante* ocorrem simultaneamente, fornece um grande exemplo de verificação destes fenômenos e dos danos provocados no rotor e carcaça. Além disso, a verificação das alternativas de solução baseadas nos fatores técnicos e econômicos, como a análise das curvas de NPSH em função da temperatura do fluido e a estimativa de consumo de energia das propostas, proporcionam um grande enriquecimento na decisão da solução.

A solução adotada nas bombas mostra o banimento por completo da *Síndrome da Palheta Passante* e condicional da *Cavitação Clássica*, visto que para temperaturas maiores do fluido que 73°C é necessário o uso da terceira bomba, de qualquer modo, seus danos ficaram em um nível baixo, a vida útil média das bombas foi aumentada em 2 anos e proporcionou uma significativa economia no consumo de energia.

LISTA DE REFERÊNCIAS

- [1] SULZER **Centrifugal pump handbook**. 1.ed. Winterthur, Switzerland: Sulzer Brothers Limited, May 1986.
- [2] Yedidiah, S. **Centrifugal pump user's guidebook: problems and solutions**. New York: Chapman & Hall, 1996.
- [3] Karassik, I. J. et al. **Pump handbook**. 2.ed. New York: McGraw-Hill, 1986.
- [4] Roma, W. N. L. **Introdução às máquinas hidráulicas**. Escola de Engenharia de São Carlos, p.66-69, 1998.
- [5] Stoffel, B.; Ludwig, G.; Weiss, K. **Experimental Investigations on the structure of part-load recirculations in centrifugal pump impellers and the role of different influences**. In: SYMPOSIUM OF THE INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR HYDRAULIC RESEARCH, 16.; São Paulo, 1992 p445-454. v.2.
- [6] Gülich, J. F. **Selection criteria for suction impellers of centrifugal pumps**. Part 3: Prevention of cavitation damage and suction impeller selection criteria: World Pumps, p.42-46, April 2001.
- [7] McNally Institute. Cavitação. Disponível em:
<<http://www.mcnallyinstitute.com/01-html/1-3.html>>. Acesso em: 27 fev. 2005.
- [8] Karassik, I. J. **Centrifugal pumps operation at off-design conditions**. Chemical Processing, p.157–158, maio 1987*.
- [9] Karassik, I. J. **Centrifugal pumps operation at off-design conditions**. Chemical Processing, p.56–65, jun. 1987**.

BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA

Karassik, I. J. **Centrifugal pumps operation at off-design conditions**. Chemical Processing, p.64–68, abr. 1987.

Schiavello, B.; Smith, D. R.; Price, S. M. **Abnormal vertical pump suction recirculation problems due to pump-system interaction**. In: INTERNATIONAL PUMP USERS SYMPOSIUM, 21.; 2004. Disponível em: <<http://www.engdyn.com/download/91.pdf>>. Acesso em 15 mar. 2005.

Canavelis, R.; Lapray, J. **Improvement of the suction performance of a centrifugal pump in a water supply system**. In: CONGRESSO INTERNACIONAL SOBRE CASOS E ACIDENTES EM SISTEMAS FLUIDOS; São Paulo, 1989 p.19-22.

Gulich, J. F. **Selection criteria for suction impellers of centrifugal pumps**. Part 1: Suction specific speed - a criterion for flow recirculation and pump reliability. World Pumps, p.28-33, Jan 2001.

Gulich, J. F. **Selection criteria for suction impellers of centrifugal pumps**. Part 2: Impeller inlet recirculation and case histories: World Pumps, p.22-27, March 2001.

Budris, A. R. **Sorting out flow recirculation problems**. Machine Design, p.113-116, ago. 1989.

Apêndice I – ref. Roma/1998

Tabela de pressão de vapor e massa específica da água em função da temperatura

Temperatura	Pressão de vapor	Massa específica
°C	kgf/cm ²	Kg/m ³
15	0,0174	999
20	0,0238	998
25	0,0322	997
30	0,0429	996
35	0,0572	994
40	0,0750	992
45	0,0974	990
50	0,1255	988
55	0,1602	986
60	0,2028	983
65	0,2547	981
70	0,3175	978
75	0,3929	975
80	0,4828	972
85	0,5894	969
90	0,7149	965
95	0,8620	962
100	1,0333	958
105	1,2320	955
110	1,4609	951
115	1,7260	947
120	2,0270	943