

EDUARDO BRAZ BARBARESCO

DESENVOLVIMENTO DE UMA INFRAESTRUTURA
PARA O ESTUDO DE DESGASTE EROSIVO E
CORROSÃO EM BOMBAS CENTRÍFUGAS
SUBMERSAS DA INDÚSTRIA DO PETRÓLEO.



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
2011

EDUARDO BRAZ BARBARESCO

**DESENVOLVIMENTO DE UMA INFRAESTRUTURA PARA O ESTUDO
DE DESGASTE EROSIVO E CORROSÃO EM BOMBAS
CENTRÍFUGAS SUBMERSAS DA INDÚSTRIA DO PETRÓLEO**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Materiais e Processos de Fabricação.

Orientador: Prof. Dr.-Ing. Sinésio Domingues Franco.

à meus pais e irmãos

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por me abençoar e me proteger e guiar durante toda essa jornada de estudos e aprendizado realizados no período do mestrado.

À minha mãe e meu pai por todo amor, carinho, dedicação e apoio dado em todos os momentos de minha vida.

A meus irmãos por me receberem em Uberlândia e me ajudarem sempre, para que eu pudesse estudar e realizar o meu trabalho com tranquilidade e segurança.

Ao meu orientador Professor Sinésio Domingues Franco pela competência, entusiasmo, perseverança e amizade durante toda a orientação.

Ao Engenheiro Juliano Oséias de Moraes pela ajuda e apoio nos estudos, discussões e ensinamentos passados.

Ao Graduando Denis S. de Freitas por toda a ajuda e apoio realizado como aluno de iniciação científica.

Aos Auxiliares Técnicos Flávio Alves Santos e Jhonathas Ferreira Santos por todo apoio nas atividades desenvolvidas.

À Sandra Aparecida pela amizade e por todo suporte dado.

Aos colegas do Laboratório pela amizade e companheirismo.

À Universidade Federal de Uberlândia pela oportunidade do desenvolvimento deste trabalho de mestrado e ao CNPQ – Coordenação Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico pela concessão de bolsa de mestrado. E à Petrobras pelo apoio financeiro para a aquisição de todos os componentes e equipamentos do sistema desenvolvido e contribuição com material e dados importantes para o desenvolvimento do trabalho.

Enfim, a todos que, direta ou indiretamente, contribuíram no desenvolvimento deste trabalho.

BARBARESCO, E. B. 2011, “Desenvolvimento de uma infraestrutura para o estudo de desgaste erosivo e corrosão em bombas centrífugas submersas da indústria do petróleo”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia – MG.

Resumo

A produção de petróleo, com a descoberta de campos, profundos e ultraprofundos, está cada vez mais difícil de ser executada, pois muitos desses poços não apresentam pressão suficiente para elevar o óleo até a superfície naturalmente. Outro grande problema enfrentado são poços que já produziram por longos períodos de tempo e que já apresentam queda em sua produção, devido à falta de pressão dos reservatórios.

Para solucionar esse problema uma série de técnicas, de elevação artificial, vem sendo adotada. Uma dessas técnicas consiste em instalar no interior do poço de petróleo uma bomba centrífuga elétrica de múltiplos estágios conhecida como bomba centrífuga submersa (BCS), para que esta forneça energia ao fluido elevando-o até a superfície. Esta técnica garante uma boa produção para os poços onde é utilizada. Um grande problema enfrentado é a presença de água de formação, de areia e gás presente no fluido produzido. Estes passam pela bomba provocando perda de eficiência, devido a danos na bomba e até a sua total parada. E a operação para a troca destas bombas exige a total parada do poço determinando perda de produção e intervenções com sondas. Assim pretende-se com este estudo desenvolver uma infraestrutura capaz de simular as condições naturais enfrentadas por estas bombas em campo, para que possam ser estudados os principais mecanismos de desgaste presentes neste ambiente e futuramente estudar meios de evitá-los, aumentando o tempo de vida destas bombas. O circuito de testes desenvolvido conta com um reservatório para o fluido, que pode ser água doce, água do mar, petróleo ou mesmo a mistura destes fluidos, um sistema de dosagem de abrasivo, que permite o controle da concentração volumétrica de abrasivo no fluido que passa pela bomba, um sistema de separação do abrasivo após o fluido passar pela bomba e um sistema de medição de pressão antes e após a bomba, temperatura do fluido, vazão e torque no motor. Após a montagem do equipamento verificou-se que todos os seus componentes funcionaram corretamente e que o equipamento atingiu os objetivos esperados durante seu funcionamento. Encontrando-se pronto para ser utilizado na realização dos testes de desgaste.

Palavras-chave: Bombas centrífugas submersas, desgaste erosivo, corrosão.

BARBARESCO, E. B. 2011, "Development of an infrastructure to study erosive wear of electrical submersible pumps", M.Sc. dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia – MG, Brazil.

Abstract

The lack of pressure in the oil field makes the extraction of oil much more difficult. To solve this problem many techniques can be used. One of these is the electrical submersible pumps (ESPs) which are installed in the oil field. These pumps usually have many stages that are selected according to the height to be overcome. In some oil fields, sand production leads to an efficiency reduction and may even cause the destruction of the pump due to the erosion of its parts. In this case, the pump must be replaced resulting in great economic loss. In the present work an infrastructure was developed to simulate oil field conditions which include sand production, making it possible to study the wear mechanisms in this kind of application. The flow loop is constituted of a tank for water and oil or a mixture of both, an abrasive feeder, a hydrocyclone and a measuring system for torque, pressure, temperature and flow rate. The apparatus was successfully mounted and preliminary tests were carried out.

Key words: Electrical submersible pumps, erosive wear, testing flow loop, corrosion

Índice de Figuras

Figura 1.1.	Desenho esquemático da coluna de produção no interior do reservatório e conectado à linha de produção.....	02
Figura 1.2.	Completação convencional de BCS em poço terrestre. (Catálogo REDA)	04
Figura 1.3.	Bomba axial multiestágio com dupla voluta, fabricante Sulzer.....	05
Figura 1.4.	Rotores de bombas centrífugas, tipo aberto e fechado.....	05
Figura 2.1.	Curvas de comportamento da pressão do reservatório (PE), razão gás-óleo (RGO) e índice de produtividade (IP) em função da produção acumulada (NP) para o mecanismo de produção de Gás em solução (Rossi, 2009).....	10
Figura 2.2.	Curva de comportamento da pressão do reservatório (PE), razão gás-óleo (RGO) e índice de produtividade (IP) em função da produção acumulada (NP) para o mecanismo de produção de influxo de água (Rossi, 2009)	11
Figura 2.3.	Curva de comportamento da pressão do reservatório (PE), razão gás-óleo (RGO) e índice de produtividade (IP) em função da produção acumulada (NP) para o mecanismo de capa de gás, (Rossi, 2009).....	12
Figura 2.4.	Curva IPR, trazendo Pressão em função da Vazão para diferentes valores de IP, (Petrobras, 2011).....	13
Figura 2.5.	Protótipo de BCS para águas profundas (Silva, 2000).....	16
Figura 2.6.	Poço de Petróleo equipado BCS, (Amaral, 2007).....	17
Figura 2.7.	Conjunto de BCS (Petrobras, 2011).....	18
Figura 2.8.	Admissão da bomba (Silva e Oliveira, 2002).....	19
Figura 2.9.	Separador de Fundo Centrífugo (Silva e Oliveira, 2002).....	20
Figura 2.10.	Estágio de uma bomba de múltiplos estágios para BCS (Pasqualino, 2010).....	29
Figura 2.11.	Posição do impelidor flutuante contra a vazão, (Rossi, 2009).....	30
Figura 2.12.	Triângulo de velocidades para uma bomba centrífuga, (Amaral, 2007).....	31
Figura 2.13.	Curva característica de uma bomba centrífuga em conjunto com curva de sistema e duas curvas de eficiência para 75% e 80%. (Bombas Hidráulicas Mark-Peerless, catálogo de produtos, 1996).....	33
Figura 2.14.	Desgaste abrasivo por rolamento de partículas e desgaste abrasivo por deslizamento de partículas (Franco, S.D., 1989).....	35

Figura 2.15.	Classificação dos modos de erosão (Zum Gahr, 1987).....	37
Figura 2.16.	Processos resultantes da perda por impacto simples ou múltiplo de partículas (Zum Gahr, 1987). a)deformação plástica, b)trincamento superficial, c) adesão, d)fadiga superficial, e)têmpera e f)abrasão.....	38
Figura 2.17.	Representação esquemática da taxa de erosão como função: tempo de exposição, b) ângulo de impacto, c) tamanho de partícula e d) velocidade de impacto (Zum Gahr, 1987).....	39
Figura 2.18.	Principais regiões de desgaste erosivo em um estágio da bomba, (Wilson, 1990).....	41
Figura 2.19.	Desgaste axial nos mancais, com o rotor não estabilizado, (Wilson, 1990).....	42
Figura 2.20.	Desgaste radial nos mancais, com eixo não estabilizado, (Wilson, 1990)	43
Figura 2.21.	Desgaste axial nos mancais, com o rotor estabilizado, (Wilson, 1990)....	43
Figura 2.22.	Seção em corte das duas geometrias de rotor avaliadas, por (Walker, 2001)	45
Figura 2.23.	Taxas de desgaste para duas geometrias de rotor para uma mesma condição de bombeamento (Walker, 2001).....	46
Figura 2.24.	Comparação da Taxa de desgaste para rotor de borracha e de ferro fundido branco, utilizando a geometria STD, (Walker, 2001).....	47
Figura 2.25.	Esquema simplificado do circuito de teste (Ribeiro, 2007).....	48
Figura 2.26.	Medidas de referência dos estágios de controle (Ribeiro, 2007).....	48
Figura 2.27.	Curva de altura manométrica x Tempo (Ribeiro, 2007).....	50
Figura 2.28.	Variação da eficiência da bomba durante os testes (Ribeiro, 2007).....	50
Figura 3.1.	Desenho esquemático do sistema que constitui o Loop.....	54
Figura 3.2.	Curva da bomba A com vazão de 2700 bpd, 3 estágios, standard 4 bar – 1HP (Fabricante REDA).....	56
Figura 3.3.	Curva da bomba B com 3 estágios, especial, 3,2 bar – 2HP (Fabricante REDA).....	56
Figura 3.4.	Círculo de Morh com os esforços principais em um elemento da parede do tubo (Software MDSolid®).....	59
Figura 3.5.	Tanque para armazenamento do fluido de trabalho em Poliuretano.....	60
Figura 3.6.	Arranjo do equipamento Loop com seus principais componentes.....	62
Figura 3.7.	Desenho esquemático da nova configuração de montagem da BCS.....	63
Figura 3.8.	Imagem da bomba BCS montada na horizontal, no circuito de teste.....	64
Figura 3.9.	Esquema de montagem do skid com os principais componentes.....	64

Figura 3.10.	Desenho esquemático das regiões de entrada e retirada do abrasivo no circuito de teste.....	65
Figura 3.11.	Desenho esquemático do sistema de injeção de abrasivo.....	66
Figura 3.12.	Principais dimensões e características do separador de abrasivo.....	67
Figura 3.13.	Circuito hidráulico entre bomba booster e BCS.....	68
Figura 3.14.	Torquímetro utilizado, com suas principais características. (Catálogo HBM)	73
Figura 3.15.	Sensores de pressão absoluta montados na região de teste e conectados à sucção e descarga da BCS.....	74
Figura 3.16.	Esquema de funcionamento do medidor de vazão do tipo coriolis (Catálogo Metroval).....	75
Figura 3.17.	Imagem do medidor de vazão do tipo coriolis aplicado no sistema.	76
Figura 3.18.	Sistema de aquisição de dados e controle do Loop II em Labview	77
Figura 3.19.	Tela do software de controle e aquisição de dados do Loop II.....	77
Figura 4.1.	Foto mostrando os pontos de tomada de pressão na BCS.....	80
Figura 4.2.	Sensor medidor de vazão do tipo coriolis, montado no circuito de teste.....	81
Figura 4.3.	Curva de desempenho da Bomba A com 03 estágios.....	83
Figura 5.1.	Desenho esquemático do sistema de injeção de abrasivo.....	88
Figura 5.2.	Curvas de calibração para os dosadores de Abrasivo, em vermelho dosador 1 e em azul dosador 2.....	93
Figura 1.	Sistema para elevação artificial de petróleo, <i>Gas-Lift</i> , que utiliza a injeção de gás natural na coluna de produção. (Rossi, 2009).....	107
Figura 2.	Sistema de Bombeio Mecânico, (Nascimento, 2005).....	108
Figura 3.	Principais componentes do sistema de bombeio por cavidades progressivas (BCP) (Vidal, 2005).....	109
Figura 4.	Tela de acompanhamento de pressões na sucção e descarga da bomba testada.....	110
Figura 5.	Tela de acompanhamento da vazão no circuito de teste.....	110
Figura 6.	Tela inicial do software de aquisição de dados e controle do equipamento.....	111

Índice de Tabelas

Tabela 2.1.	Variação valores da altura e diâmetro interno do difusor, e diâmetros externo e interno do impulsor em milímetro (Ribeiro, 2007).....	49
Tabela 2.2.	Expectativa de desgaste dos difusores e impelidores (Ribeiro, 2007).....	49
Tabela 3.1.	Propriedades mecânicas do aço inoxidável 316L.....	57
Tabela 3.2.	Dados para realização do cálculo de altura manométrica para o trecho entre a bomba booster e a bomba BCS.....	68
Tabela 3.3.	Parâmetros do teste e suas faixas de aplicação.....	78
Tabela 4.1.	Dados obtidos do teste preliminar de desempenho da BCS.....	82

Siglas e Abreviaturas

API	- American Petroleum Institute
BCP	- Bomba de cavidades progressivas
BCS	- Bomba centrífuga submersa
BEP	- Best Efficient Point, ponto de máxima eficiência da bomba
BHP	- Break Horse Power, potência requerida pela bomba
BM	- Bombeio mecânico
BSW	- Basic Sediments and Water, fração de água produzida junto ao petróleo, comparada com a produção total
EVTE	- Estudo de Viabilidade Técnica Econômica
FPSO	- Floating Production Storage Offloading, navio que produz e armazena o petróleo produzido
GLC	- Gás-Lift Contínuo
GLI	- Gás-Lift Intermitente
MTTF	- Mean Time to Failure, tempo médio para a falha de um equipamento
NP	- Produção acumulada
IP	- Índice de produtividade
IPR	- Inflow Performance Relationship, curva de desempenho do poço
PE	- Pressão do reservatório
Pwh	- Pressão na cabeça do poço
RGO	- Razão gás-óleo
RS	- Razão de solubilidade
TPR	- Tubing Performance Relationship, curva de pressões necessárias no fundo do poço
VC	- Volume de Controle

Nomenclaturas

Símbolos latinos

A	- Área da seção transversal ao fluxo	[m ²]
b	- Largura do canal das aletas do impelidor	[m]
C	- Velocidade do fluxo	[m/s]
Cv	- Concentração em porcentagem volumétrica	[%]
D	- Diâmetro da tubulação	[m]
dp/dr	- Gradiente de pressão em função do deslocamento do fluxo	[Pa/m]
e	- Energia associada a um escoamento por unidade de massa	[J/Kg]
FS	- Fator de segurança	-
g	- Aceleração da gravidade	[m/s ²]
H	- <i>Head</i> , capacidade de elevação para dada vazão de uma bomba	[m]
Hu	- <i>Head</i> útil, ou capacidade útil de elevação de uma bomba	[m]
k	- Fator de atrito	[m ²]
L	- Comprimento da tubulação	[m]
L _f	- Nível final de areia no interior do reservatório	[m]
L _i	- Nível inicial de areia no interior do reservatório	[m]
M	- Vazão mássica	[Kg/s]
p	- Pressão	[Pa]
ΔP	- Variação de pressão	[Pa]
P _{lim}	- Pressão limite suportada pelo material antes de escoar	[MPa]
q	- Vazão volumétrica	[m ³ /s]
q _r	- Calor rejeitado para o meio externo	[J]
r	- Raio do impelidor	[m]
Re	- Número de Reynolds	-
Sy	- Tensão admissível de escoamento	[MPa]
T	- Torque aplicado pelo acionador no impelidor	[N.m]
t	- Espessura da tubulação	[mm]
Δt	- Intervalo de tempo entre duas medições de nível de areia	[s]
u	- Energia interna do fluido	[J]
U	- Velocidade periférica do impelidor	[m/s]
U _m	- Velocidade média do fluido	[m/s]
V	- Velocidade absoluta do fluido	[m/s]

V_a	- Volume inicial de areia no reservatório	$[m^3]$
w	- Trabalho específico, por unidade de massa	$[J/Kg]$
W	- Potencia	$[Kw]$
Z	- Altura em relação a um ponto de referência	$[m]$

Símbolos Gregos

f	- Fator de atrito das paredes da tubulação	-
μ	- Viscosidade Dinâmica	$[Pa.s]$
η_{th}	- Rendimento Termodinâmico	-
η_{mec}	- Rendimento Mecânico	-
η_v	- Rendimento Volumétrico	-
η_h	- Rendimento Hidráulico	-
ρ	- Massa específica	$[Kg/m^3]$
λ_f	- Perda de carga total devido ao atrito do fluido com a tubulação	$[Pa]$
λ_d	- Perda de carga no trecho após a descarga da bomba	$[Pa]$
λ_s	- Perda de carga no trecho antes à sucção da bomba	$[Pa]$
γ	- Peso específico	$[N/m^3]$
β	- Ângulo entre a velocidade relativa e a direção tangencial	$[rad]$
α	- Ângulo entre velocidade absoluta do fluido e sua componente tangencial	$[rad]$
ω	- Velocidade angular do impelidor	$[rad/s]$
σ_c	- Tensão circunferencial atuante nos tubos	$[MPa]$
σ_r	- Tensão radial atuante nos tubos	$[MPa]$
τ_{max}	- Tensão tangencial máxima atuante nos tubos	$[MPa]$
σ_{mises}	- Tensão calculada pelo critério de Von-mises	$[MPa]$

Sumário

Capítulo I-	Introdução.....	01
Capítulo II-	Revisão Bibliográfica	09
2.1-	Elevação Natural e Artificial do Petróleo.....	09
2.1.1-	Elevação Natural.....	09
2.1.2-	Elevação Artificial.....	14
2.2-	Elevação Artificial pelo Método de Bombeio Centrífugo Submerso.....	15
2.2.1-	Princípio do Método BCS.....	16
2.2.2-	Sistema BCS.....	17
2.2.3-	Campos de Aplicação do Método BCS.....	21
2.3-	Bombas.....	23
2.3.1-	Bombas Centrífugas Submersas.....	27
2.4-	Desgaste em BCS.....	34
2.4.1-	Mecanismos de Desgaste.....	34
2.4.2-	Desgaste em Bombas.....	40
Capítulo III-	Concepção, Projeto e Construção de um Circuito de Teste para Ensaios em BCSs.....	53
3.1-	Desenvolvimento de um circuito de ensaios de corrosão/erosão para BCSs.....	53
3.2-	Concepção.....	54
3.2.1-	Concepção e Desenvolvimento do Sistema Hidráulico.....	57
3.2.2-	Tanque.....	60
3.2.3-	Sistema de Controle de Temperatura.....	61
3.2.4-	Concepção do Circuito de Teste.....	61
3.2.5-	Concepção da Estrutura de Fixação das Bombas de Teste.....	64
3.2.6-	Concepção dos Sistemas de Injeção e Separação de Abrasivo.....	65
3.2.7-	Bomba Booster.....	68

3.2.8-	Especificação do Conjunto Motobomba.....	70
3.2.9-	Válvula de Controle de Pressão.....	71
3.2.9.1-	Cálculo da altura manométrica requerida.....	71
3.2.10-	Sistema de Controle e Aquisição de Dados.....	72
3.3-	Principais características e faixas de operação do equipamento	78
Capítulo IV-	Curva de Desempenho de Bombas Centrífugas Submersas Testadas.....	80
4.1-	Levantamento da Curva de Desempenho da BCS.....	80
4.2-	Principais Parâmetros Utilizados no Teste.....	80
4.3-	Procedimento Experimental.....	81
4.4-	Resultados Obtidos.....	82
4.5-	Conclusões.....	84
Capítulo V-	Calibração e Controle dos Dosadores de Abrasivo do Circuito de Teste.....	87
5.1-	Sistema Dosador de Abrasivo.....	87
5.2-	Procedimento para Calibração do Sistema de Dosagem de abrasivo.....	88
5.3-	Problemas Encontrados Durante a Calibração do Dosador.....	90
5.4-	Procedimento de Alimentação de Abrasivo Durante a Execução dos Testes.....	91
5.5-	Resultados de Calibração para o dosador de abrasivo.....	92
5.6-	Métodos de avaliação do desgaste nas bombas.....	93
Capítulo VI-	Conclusão.....	96
6.1-	Conclusões.....	96
6.2-	Sugestões para Trabalhos Futuros.....	98
Capítulo VII-	Referências Bibliográficas.....	102
	Anexo.....	106
1-	Métodos de Elevação Artificial.....	106

1.1-	Elevação por <i>Gás-lift</i>	106
1.2-	Elevação por bombeio mecânico.....	106
1.3-	Elevação por bombas de cavidades progressivas.....	108
2-	Software para controle e aquisição de dados dos testes.....	109

CAPÍTULO I

Introdução

Na produção de petróleo existem poços que produzem petróleo pelo método de elevação natural. Estes são conhecidos como “poços surgentes”. Neles é desnecessária a suplementação de energia do reservatório, uma vez que possuem pressão estática suficiente para enviar os fluidos produzidos até as facilidades de produção. Nestes poços, a pressão disponível no reservatório é suficiente para vencer todas as perdas de pressão no meio poroso, na coluna de produção e na linha de produção. Caso a pressão disponível no reservatório seja superior àquela necessária para produzir a vazão desejada, acrescenta-se uma restrição ao fluxo na superfície, representada pela válvula “choke”, controlando-se, assim, a vazão de produção do poço, Rossi (2009).

O fluxo do óleo do reservatório até as facilidades da produção, na superfície, passa por uma série de obstáculos e cada um destes representa uma restrição a este fluxo. De modo geral, pode-se dividir este fluxo em: fluxo no meio poroso, fluxo na coluna de produção, fluxo na linha de produção e fluxo através das restrições, como mostrado na fig. 1.1.

O fluxo no meio poroso corresponde ao deslocamento dos fluidos dentro do reservatório, até a mistura gás-líquido atingir o fundo do poço. Este é representado por uma curva de pressão disponível em frente aos canhoneados em função da vazão de líquido. Os canhoneados são os orifícios no revestimento por onde se dá a passagem do fluido do reservatório para a coluna de produção. A curva do fluxo no meio poroso é obtida a partir de testes de produção realizados na etapa de sondagem do poço ou seguindo alguns modelos teóricos existentes na literatura. As perdas de pressão na coluna e na linha de produção são determinadas por correlações para fluxo vertical e horizontal, ambos multifásicos.

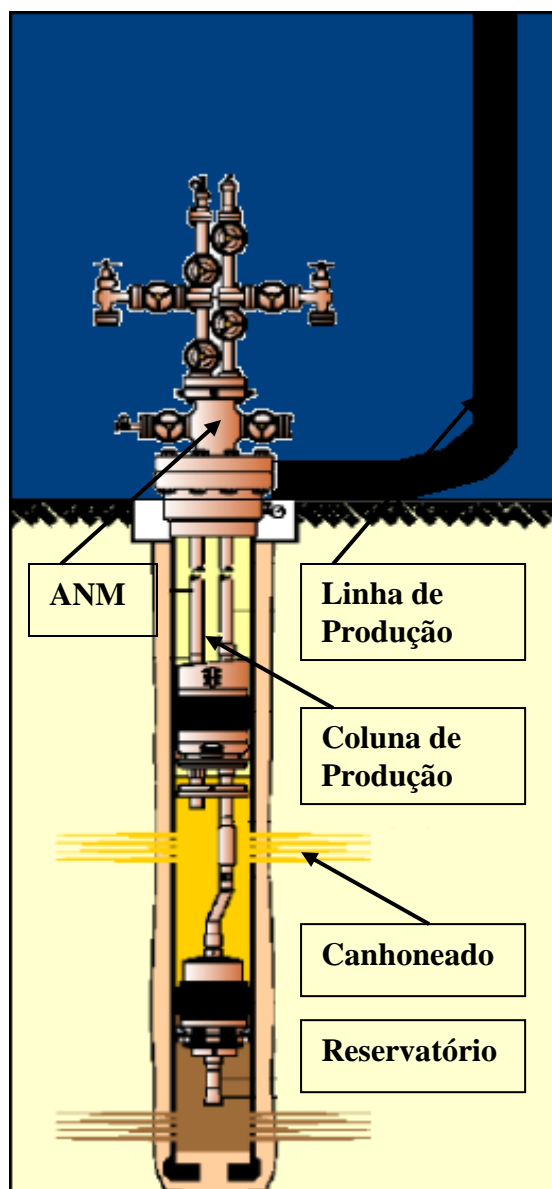


Figura 1.1 – Desenho esquemático da coluna de produção no interior do reservatório e conectada à linha de produção.

Para as restrições adicionais colocadas na linha de produção são utilizados modelos teórico-empíricos de fluxo. No caso da válvula “choke”, por exemplo, são empregadas equações que relacionam a abertura da válvula com a vazão de líquido, a razão gás-líquido de produção e a pressão de fluxo à montante da válvula.

De acordo com Rossi (2009), a elevação natural de petróleo, cujo fluxo, até a superfície é devido unicamente à energia do reservatório, ocorre normalmente no início da vida produtiva dos reservatórios. Porém, com o passar do tempo e o aumento da produção acumulada, a pressão estática do reservatório declina, tornando a pressão disponível insuficiente para deslocar os fluidos até a superfície em uma vazão econômica e/ou

conveniente. Torna-se necessária, então, a suplementação da energia do reservatório. Esta suplementação da energia do reservatório é denominada de “Elevação Artificial”, e consiste na diminuição da pressão necessária no fundo do poço, aumentando o diferencial de pressão sobre o reservatório. Dentre os diversos métodos de elevação artificial existentes merecem destaque os seguintes: Gás-Lift Contínuo (GLC), Gás-Lift Intermitente (GLI), Bombeio por Bomba Centrífuga Submersa (BCS), Bombeio Mecânico (BM) e Bombeio por Bombas de Cavidades Progressivas (BCP)

Estudos de viabilidade técnica e econômica (EVTE) demonstram que as tecnologias existentes, atualmente no mundo, ainda não foram capazes de desenvolver de maneira econômica alguns campos offshore, portadores de óleos pesado e extra-pesado. Para estas condições, as instalações e operações são naturalmente mais complexas e dispendiosas. Ademais, a lucratividade é afetada, pois este tipo de óleo tem menor valor de mercado. Amaral (2007), afirma que as descobertas e a própria necessidade de produção de campos de óleos pesado e extra pesado têm sido cada vez mais intensas, ditadas pelo natural decréscimo das reservas de óleos leves que já foram produzidas de modo considerável.

Esta também é a realidade brasileira. O planejamento estratégico (CT-Petro, 2006) mencionava que as operadoras no Brasil, em especial a Petrobras, tinham uma previsão de produzir, em 2010, 22% de óleo com grau API menor que 19, um dos critérios que define o limite do óleo dito pesado. Em 2015, este percentual poderá atingir 39%.

Amaral (2007) menciona que a produção de óleos pesados passa, necessariamente, pelo desenvolvimento e aprimoramento de várias técnicas de produção, entre elas a técnica de elevação artificial. Há requisitos adicionais, ditados por fatores econômicos da produção que impõem desafios. Entre eles, a necessidade de produzir com vazões elevadas para compensar os altos investimentos e o menor valor agregado do óleo pesado. Entre os métodos de elevação artificial disponíveis, que podem contribuir para o atendimento destes requisitos, está o BCS – Bombeamento Centrífugo Submerso. Neste tipo de bombeio, a energia é transmitida para o fundo do poço através de um cabo elétrico, como mostrado na fig. 1.2.

No poço, a energia elétrica é transformada em energia mecânica por um motor de subsuperfície, que tem seu eixo conectado à bomba centrífuga. Esta transmite a energia para o fluido sob a forma de pressão, fazendo com que este chegue até as facilidades de produção na vazão desejada.



Figura 1.2-Completção convencional de BCS em poço terrestre. (Catálogo REDA)

Rossi (2009) descreve que no início, o Bombeio Centrífugo Submerso (BCS) era considerado um método de elevação artificial para poços que produziam altas vazões, sob a influência de influxo de água ou recuperação suplementar pela injeção de água. Esses eram poços que produziam com alta fração de água e baixa razão gás/líquido. Entretanto, com o desenvolvimento de novos equipamentos para a separação de fluidos no fundo do poço, novas aplicações foram surgindo.

Rossi (2009) comenta que atualmente poços com fluidos com alta viscosidade e poços com altas temperaturas estão sendo produzidos de forma econômica por este método de bombeio. Entretanto poços com elevada razão gás/óleo nem sempre podem ser produzidos por este método, pois a separação de fundo, nem sempre é possível de ser utilizada e os manuseadores de gás tem limites de vazão para serem eficientes.

A bomba utilizada no método de elevação artificial BCS é do tipo centrífuga de múltiplos estágios, conforme fig. 1.3.

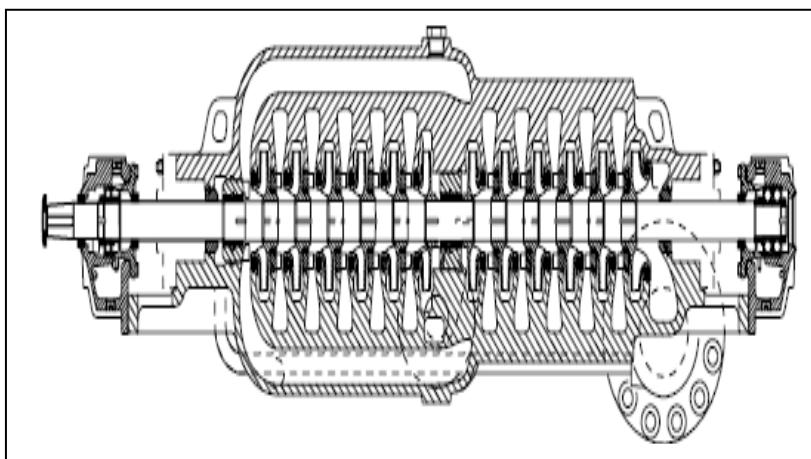


Figura 1.3 – Bomba axial multiestágio com dupla voluta, fabricante Sulzer.

Cada estágio deste tipo de bomba consiste de um impelidor (rotor) e um difusor. O impelidor, como mostrado na fig. 1.4, é preso a um eixo e gira a uma velocidade de aproximadamente 3500 rotações por minuto. Ao girar, transfere energia ao fluido sob a forma de energia cinética, aumentando sua velocidade. O difusor, que permanece estacionário, redireciona o fluido do impelidor localizado imediatamente abaixo para o imediatamente acima, reduzindo sua velocidade e transformando a energia cinética em pressão.

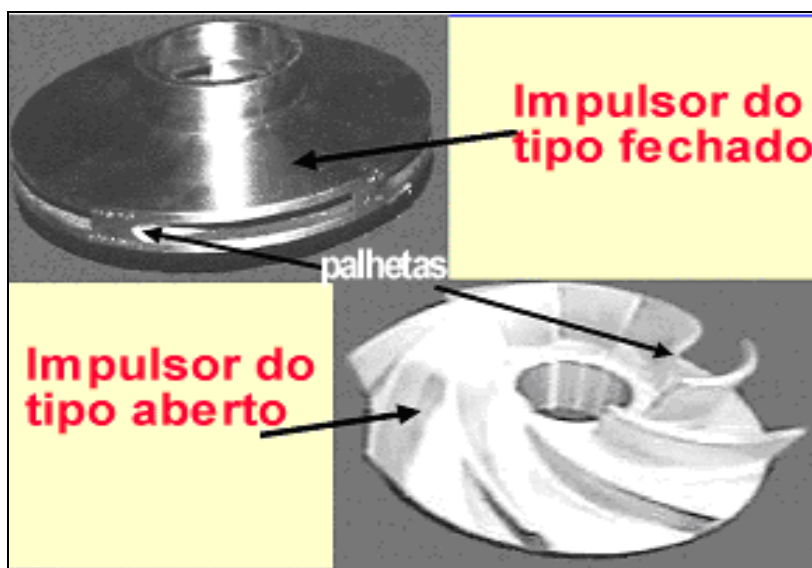


Figura 1.4 – Rotores de bombas centrífugas, tipo aberto e fechado.

As dimensões geométricas de cada estágio, tais como diâmetro e altura do rotor, são fatores importantes que afetam a vazão e a altura de elevação do fluido bombeado.

Parâmetros como pressão na sucção da bomba, as propriedades dos fluidos bombeados, a geometria do rotor e a presença de gás no escoamento (escoamento bifásico) influenciam o desempenho, isto é, a curva característica desenvolvida pela bomba. Para uma determinada vazão, as características do fluido bombeado, o número de estágios da bomba e a rotação, definem a altura de elevação total (energia específica) e, consequentemente, a potência requerida para o seu funcionamento.

A produção do óleo em arenitos friáveis tem apresentado constantes desafios à indústria do petróleo. A utilização do BCS não é indicada em poços onde ocorrer volume percentual de sólidos acima de 0,005%. Podendo reduzir a vida útil do BCS.

Os principais problemas causados pela produção de areia são:

Deposição de areia no poço encobrindo os canhoneados, ou formação de “bridge” na coluna de produção, reduzindo ou até mesmo causando a interrupção do fluxo;

Erosão de equipamentos de superfície, como linhas e chokes, e de sub-superfície como válvulas de controle e mandris de gas-lift;

Acúmulo de areia nos equipamentos de superfície;

Criação de grandes vazios por trás do revestimento, onde desmoronamentos podem causar redução drástica da permeabilidade nas imediações do poço ou colapso do próprio revestimento; e

Perda de isolamento.

Assim o principal objetivo da proposta deste trabalho é desenvolver uma infraestrutura capaz de simular as condições de campo de trabalho das bombas centrífugas submersas, de modo a prever a intensidade do desgaste proporcionado por este ambiente, além de permitir estudar alternativas de materiais e geometrias de rotores que reduzam o desgaste erosivo e aumente a vida útil deste equipamento. Após a construção e operacionalização do equipamento, realizar testes preliminares para a verificação do funcionamento de seus sistemas de controle e de aquisição de dados. E por fim realizar testes de validação, do método de estudo do desgaste erosivo em BCSs proposto.

Esta dissertação está subdividida nos seguintes capítulos, como descrito a seguir:

No capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica com os principais assuntos abordados nesse trabalho, para a melhor compreensão do tema. Os principais assuntos discutidos são os principais tipos de elevação artificial de petróleo e os mecanismos de desgaste existentes nos ambientes de atuação das bombas centrífugas submersas.

No capítulo 3 é feita uma descrição da concepção e das etapas de desenvolvimento, projeto e construção do equipamento Loop II, para teste de bombas centrífugas.

No capítulo 4 é mostrado a metodologia dos testes realizados e o levantamento das curvas, de altura de elevação por vazão, das bombas testadas.

No capítulo 5 é descrito a metodologia e os resultados da calibração dos dosadores de abrasivo utilizados no equipamento.

No capítulo 6 é feita uma conclusão do trabalho realizado e são tecidas considerações a cerca de trabalhos futuros a serem desenvolvidos utilizando a metodologia de ensaio proposta para o equipamento Loop II.

Capítulo II

Revisão Bibliográfica

2.1- Elevação Natural e Artificial do Petróleo

2.1.1- Elevação Natural

A produção de petróleo, com o início da exploração em águas profundas e de óleo pesado e extra pesado, vem passando por uma série de mudanças em relação às tecnologias aplicadas e na infraestrutura empregada para a execução desta atividade. As condições de exploração mais simples e de menores custos operacionais é a produção em poços surgentes, ou seja, que produzem por elevação natural. Nestes poços, o fluxo de fluidos provenientes do reservatório (óleo, água e gás) é devido unicamente à energia do reservatório. Quando comparados com os poços que produzem por elevação artificial, os surgentes produzem normalmente com menores custos operacionais devido à simplicidade dos equipamentos de subsuperfície e de superfície, o que resulta em menor custo por barril de óleo produzido.

Um dos principais fatores que determina o comportamento dos poços durante todo o seu período de produção é o mecanismo de produção do reservatório. De acordo com Rossi (2009), existem três mecanismos de produção, que podem ocorrer de forma isolada ou em conjunto: gás em solução, influxo de água e capa de gás ou segregação.

Nos reservatórios onde o mecanismo predominante é o de gás em solução, inicialmente, enquanto a pressão do reservatório e a pressão de fluxo no fundo do poço forem superiores à pressão de saturação, só existe fase líquida no meio poroso, e o gás produzido deve-se unicamente ao gás que sai da solução do óleo ao longo da coluna de

produção. Neste caso, a razão gás/óleo de produção (RGO) é igual à razão de solubilidade (R_s). Quando a pressão de fluxo no fundo do poço cai para valores abaixo à de saturação, começa a sair gás de solução do óleo no reservatório, aumentando a saturação de gás no meio poroso, até que este atinja um nível de saturação crítica. A partir desse momento, o gás começa a se deslocar no reservatório e devido à diferença de transmissibilidade entre o gás e o líquido, há um aumento significativo da RGO de produção. Quando a pressão no reservatório atinge valores muito baixos, o volume de gás já está muito reduzido, e a combinação destes dois fatores se traduz numa queda da RGO de produção.

O mecanismo de gás em solução caracteriza-se por um baixo fator de recuperação. Durante a produção devem ser tomadas ações no sentido de aproveitar ao máximo a energia do processo, cuja fonte é o processo de expansão do gás que sai da solução do óleo e ocupa os espaços vazios do meio poroso. É interessante que a produção seja realizada a baixas vazões para que se reduza o diferencial de pressão sobre os bolsões de gás, evitando seu deslocamento para os canhoneados.

Na fig. 2.1 estão representadas as curvas de comportamento da pressão do reservatório (PE), razão gás-óleo de produção (RGO) e índice de produtividade (IP) em função da produção acumulada (NP).

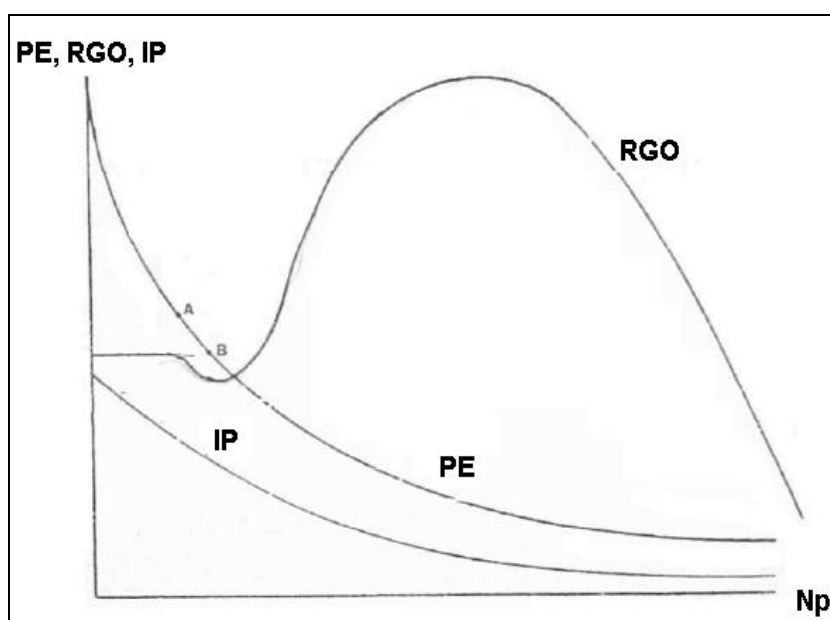


Figura 2.1 – Curvas de comportamento da pressão do reservatório (PE), razão gás-óleo (RGO) e índice de produtividade (IP) em função da produção acumulada (NP) para o mecanismo de produção de Gás em solução (Rossi, 2009).

Segundo Rossi (2009), nos reservatórios cujo mecanismo principal é o influxo de água, existe um aquífero associado à acumulação de petróleo. A água desloca o óleo que é recuperado. Existe uma vazão ideal que otimiza o processo de produção. A vazão de produção deve ser limitada para evitar a formação de cone de água ou “fingering”, sua ocorrência prejudica a produtividade e reduz o fator de recuperação do poço.

Os poços que produzem pelo mecanismo de influxo de água geralmente caracterizam-se por altas vazões. O comportamento deste tipo de reservatório está representado na fig. 2.2, onde se observa um declínio pouco acentuado da pressão de reservatório, um índice de produtividade e uma RGO praticamente constantes. No fim da vida desses poços são esperadas produções de grandes frações de água.

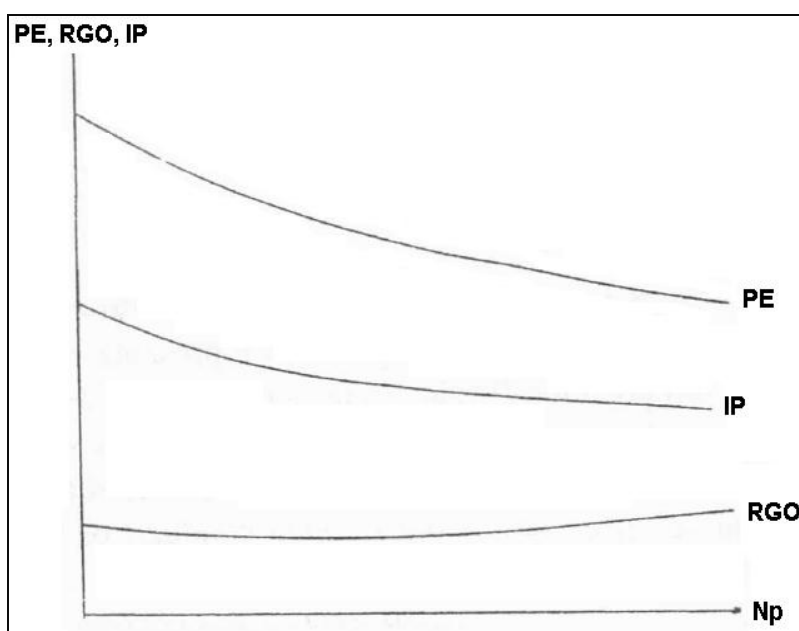


Figura 2.2 – Curvas de comportamento da pressão do reservatório (PE), razão gás-óleo (RGO) e índice de produtividade (IP) em função da produção acumulada (NP) para o mecanismo de produção de influxo de água (Rossi, 2009).

A produção nos reservatórios, que produzem pelo mecanismo de capa de gás, caracteriza-se por possuir uma capa de gás em equilíbrio com a fase de óleo. A principal fonte de energia para produção dos fluidos é resultante da expansão da capa de gás. As vazões dos poços devem ser limitadas de forma a não permitir que se formem cones de gás. A formação destes levam ao esgotamento do mecanismo de recuperação do óleo. O gás que sai da solução do óleo se junta ao gás da capa, deslocando a interface gás-óleo para baixo.

Na fig. 2.3 pode-se observar o comportamento de reservatórios deste tipo, que apresenta um comportamento intermediário entre os dois primeiros mecanismos descritos.

(Rossi, 2009) descreve o deslocamento dos fluidos produzidos, desde o reservatório até o separador de produção, dividido em três etapas. A primeira, sendo o fluxo no meio poroso, que corresponde ao deslocamento dos fluidos dentro do reservatório até a mistura gás-líquido atingir o fundo do poço.

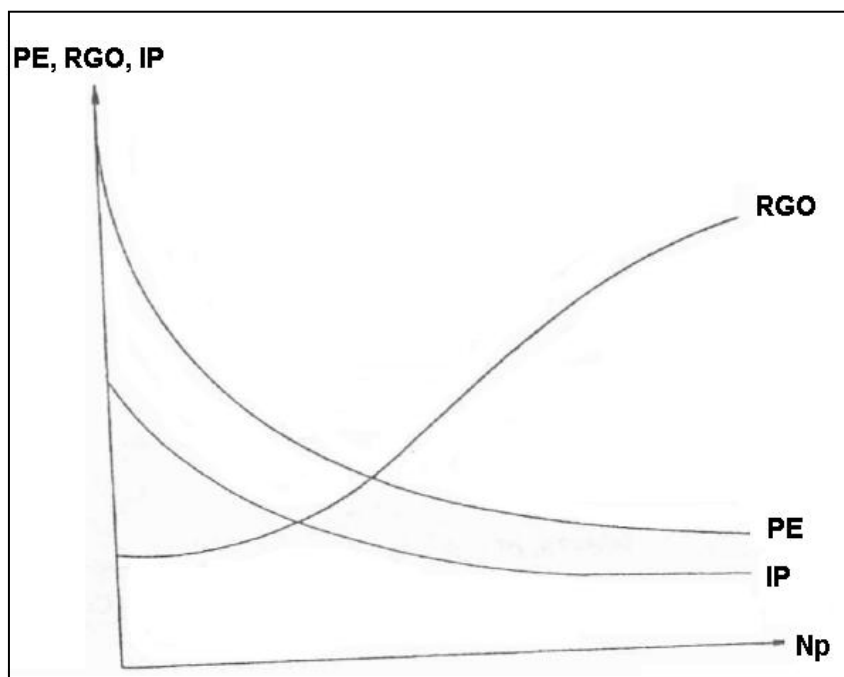


Figura 2.3 – Curvas de comportamento da pressão do reservatório (PE), razão gás-óleo (RGO) e índice de produtividade (IP) em função da produção acumulada (NP) para o mecanismo de capa de gás, (Rossi, 2009).

Para fluxo radial, a representação do escoamento no meio poroso segue a lei de Darcy (White, 1999) Conforme a equação a seguir:

$$q = \frac{K.A}{\mu} \cdot \frac{dp}{dr} \quad (2.1)$$

Onde:

q: é a vazão de fluido;

K: é o fator de atrito;

A: é a área da seção transversal ao fluxo;

μ : é a viscosidade dinâmica do fluido;

dp/dr : é o gradiente de pressão em função do deslocamento do fluxo.

A partir da equação acima se pode chegar a várias equações particulares para representar a relação entre vazão e pressão de fluxo em frente aos canhoneados.

A curva de desempenho do reservatório para um poço mais conhecida como IPR (“Inflow Performance Relationship”) reflete a relação entre a pressão de fundo disponível e a vazão de fluidos no meio poroso, para um certo instante de vida do reservatório, fig. 2.4. As vazões são medidas em condições de superfície e as pressões medidas na profundidade média dos canhoneados.

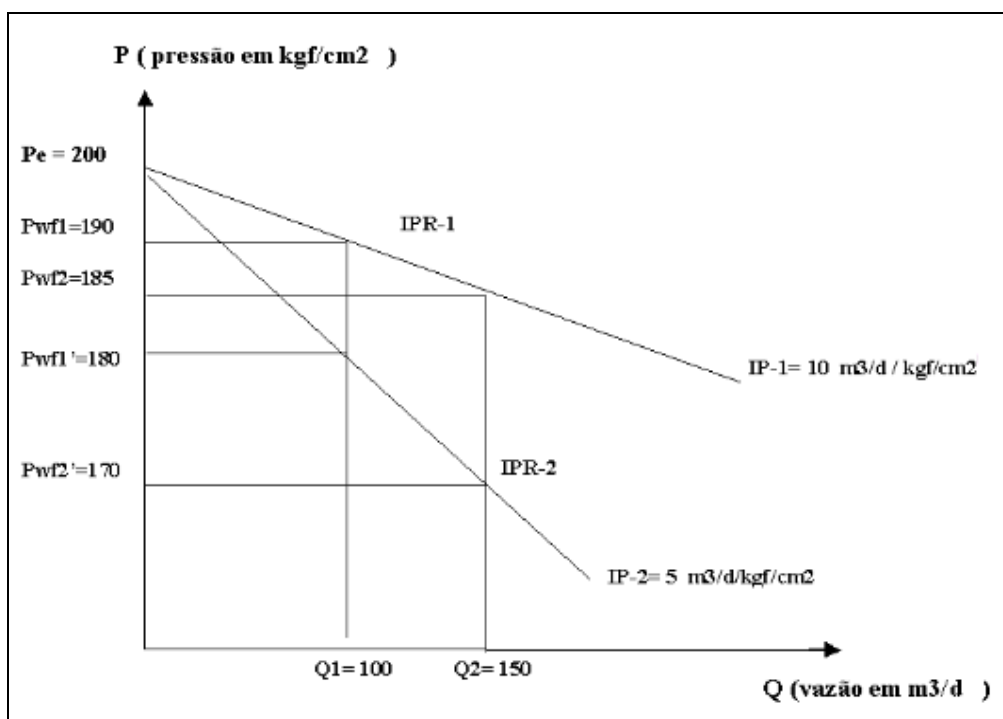


Figura 2.4 – Curva IPR, trazendo Pressão em função da Vazão para diferentes valores de IP, (Petrobras, 2011)

Existem dois modelos principais que representam o fluxo no meio poroso, modelo Linear e o modelo de Vogel, cada um possui condições específicas para sua aplicação.

A segunda etapa do fluxo corresponde ao fluxo na coluna de produção. Nesta etapa o fluxo de fluidos vai desde os canhoneados até a cabeça do poço, incluindo a passagem por possíveis restrições no interior da coluna de produção. Para que os fluidos escoem no interior da coluna é necessário que a pressão disponível no fundo do poço, dada pela curva de IPR, seja suficiente para vencer as seguintes perdas de pressão até a chegada no vaso separador:

- Perdas na coluna de produção;
- Perdas na linha de produção;

-Perdas nas restrições de superfície e subsuperfície.

Normalmente, o fluxo nas tubulações de produção é multifásico, e o gradiente de pressão fica influenciado por um grande número de variáveis.

O estudo do fluxo na coluna de produção permite o traçado da curva de pressões necessárias no fundo do poço, conhecida como TPR ("Tubing Performance Relationship"). Esta curva pode ser obtida somando-se à pressão na cabeça do poço (Pwh) as perdas de pressão na coluna de produção, para diversas vazões.

Ao combinar os fluxos no meio poroso e na coluna de produção, traçando as curvas de IPR e TPR, verifica-se a existência de uma oposição de solicitações no fundo do poço. Para o fluxo nos reservatórios, quanto maior a vazão, menor será a pressão disponível em frente aos canhoneados e para o fluxo na coluna de produção, quanto maior a vazão, maior será a pressão necessária em frente aos canhoneados. Ao traçar estas duas curvas, estas se cruzam em um único ponto, que corresponde à vazão de equilíbrio, ou seja, a máxima vazão de produção por surgência para este poço.

A última etapa do fluxo corresponde à passagem dos fluidos desde a cabeça do poço até o separador de produção, onde o gás e os líquidos são separados. O cálculo do gradiente de pressão na linha de produção é feito da mesma forma como na coluna de produção, utilizando correlações desenvolvidas para este fim.

2.1.2- Elevação Artificial

Com a exploração de poços cada vez mais profundos e de fluidos cada vez mais pesados, a energia necessária no reservatório, para que a pressão disponível nos canhoneados seja suficiente, é cada vez maior. Em muitos casos, essa energia não é suficiente para vencer todas as perdas até o separador de produção. Outra situação também encontrada são poços que estão atingindo o seu fim de vida produtiva por surgência ou a vazão por este produzida está muito abaixo do que poderia produzir. Para estes casos, a solução é a suplementação da energia do reservatório também denominada de Elevação Artificial, que consiste na redução da pressão necessária no fundo do poço, através do aumento do diferencial de pressão sobre o reservatório.

Os métodos de elevação mais comuns na indústria do petróleo são: Gas-Lift contínuo (GLC), Gas-Lift intermitente (GLI), Bombeio Centrífugo Submerso (BCS), Bombeio por Cavidades Progressivas (BCP) e Bombeio Mecânico (BM), conforme anexo 1. Há outros métodos que também são utilizados para elevar petróleo, entretanto, nem o número de poços nem a vazão diária de produção dos poços que produzem por esses métodos são

significativos na produção nacional brasileira. A seleção do melhor método de elevação artificial para produzir um poço ou grupo de poços depende de vários fatores, dentre estes destacam-se: número de poços, profundidade de elevação, vazão de elevação, razão gás/líquido, viscosidade dos fluidos produzidos, tipo do óleo, produção de areia, mecanismo de produção do reservatório, disponibilidade de energia elétrica, disponibilidade de gás, distância das facilidades de produção, investimento, segurança e etc.

2.2- Elevação Artificial pelo Método de Bombeio Centrífugo Submerso

Segundo Silva (2000), em meados da década de 80, a PETROBRAS descobriu importantes reservas em águas profundas na Bacia de Campos. Estas descobertas motivaram a criação de um programa tecnológico denominado PROCAP. Dentro do portfólio de projetos criado, incluía-se um projeto com o objetivo de desenvolver métodos de elevação artificial alternativos ao Gas-Lift para utilização em poços submarinos.

A utilização de poços submarinos implica em longas tubulações de produção e outros aspectos que causam impacto nas vazões, tais como: o esvaziamento e os limites de produção dos reservatórios. A produção em poços submarinos tinha como base o fluxo natural, ou então, era auxiliada pelo Gas-Lift. Mas a eficiência destas soluções não é alta e nem sempre é possível a sua aplicação, pois as pressões dos reservatórios podem ser insuficientes para produzir por grandes distâncias. Além disso, o Gas-Lift perde muito sua eficiência nos longos trechos horizontais, típicos nos poços submarinos. Do mesmo modo, o aumento do “BSW”, teor de água e sedimentos na fase líquida do óleo produzido, reduz a eficiência do método Gas-Lift.

Este cenário requeria um novo método de elevação artificial, que pudesse lidar com a produção de petróleo a longas distâncias, especialmente a partir de poços localizados em águas mais rasas. O novo método de elevação deveria garantir a redução do número de plataformas, devido ao seu maior raio de alcance, contribuindo para a simplificação do sistema de produção e a consequente redução de investimentos, fator fundamental em águas profundas. Além disso, o novo método deveria também aumentar e antecipar a produção de petróleo nestes campos. Apesar de o mercado oferecer algumas alternativas, as bombas centrífugas submersas (BCS) acionadas eletricamente apresentavam-se como as mais adequadas, para este cenário.

Entre os anos de 1984 e 1988 iniciou-se o desenvolvimento dos campos do pólo nordeste da Bacia de Campos em lâmina d'água rasa. O EVTE comparou a aplicação do método *Gas-Lift* com o BCS. Os resultados foram semelhantes, porém optou-se pelo

método BCS para desenvolver a tecnologia e por este método ser passível de fácil automação permitindo trabalhar com plataformas desabitadas, além disso o método entrou para recuperar diversos poços antes abandonados. Em 1992, iniciou-se o PROCAP 2000 onde houve um projeto para instalação de BCS com completação submarina. Foi realizada em 1994 a primeira instalação no mundo de BCS com completação submarina no poço RJS-221 (campo de Carapeba no Pólo Nordeste da Bacia de Campos). Depois em 1997 foi instalada a primeira BCS em lâmina d'água profunda, fig.2.5 no poço RJS-477 (campo de Albacora).

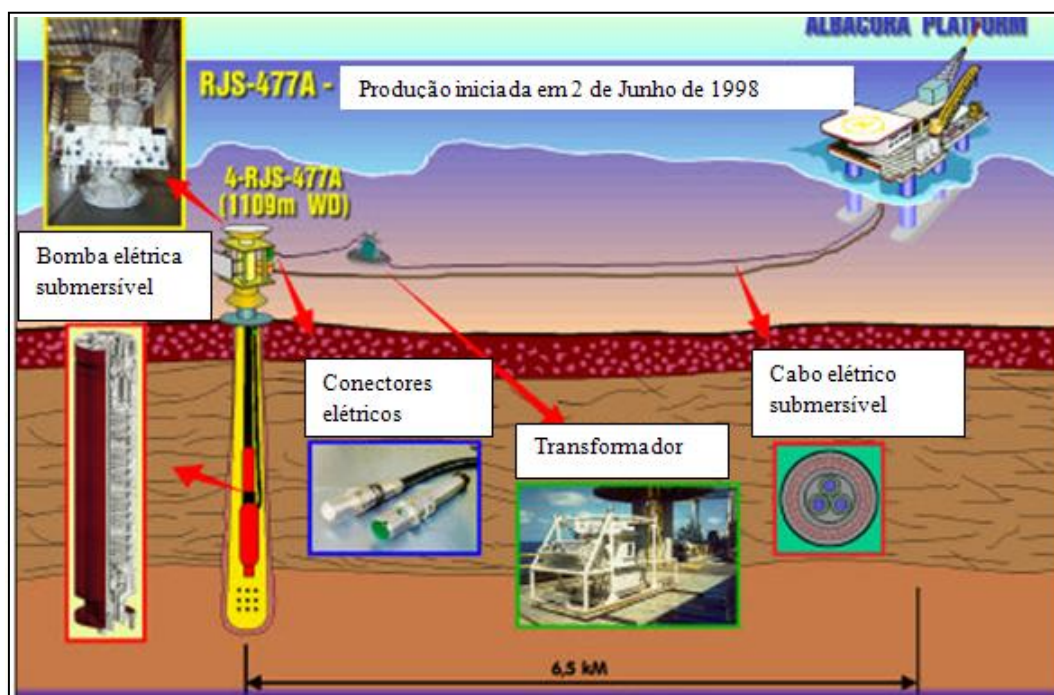


Figura 2.5 – Protótipo de BCS para águas profundas (Silva, 2000).

Segundo Silva (2000), outro aspecto importante foi a identificação de significativos ganhos de produção se a durabilidade da BCS aumentasse de um para dois anos, mas que seria ainda mais eficaz economicamente, reduzir os custos de intervenção.

2.2.1- Princípio do Método BCS

O BCS é um método de elevação artificial, cujo princípio, consiste na utilização de uma bomba centrífuga como elemento motriz da mistura de fluidos produzida pelo reservatório. A bomba incrementa a energia de pressão disponível no reservatório em quantidade suficiente para transportar a mistura até uma plataforma ou uma unidade de pré-processamento. Esta bomba tem múltiplos estágios, e o uso convencional a instala dentro do poço, de acordo

com a fig. 2.6, a uma determinada profundidade do leito marinho. O acionamento da BCS é feito por meio de um motor elétrico, através de acoplamento com selos protetores. A energia necessária para o acionamento da bomba é transferida por cabo elétrico, da superfície até a profundidade onde está instalado seu motor.

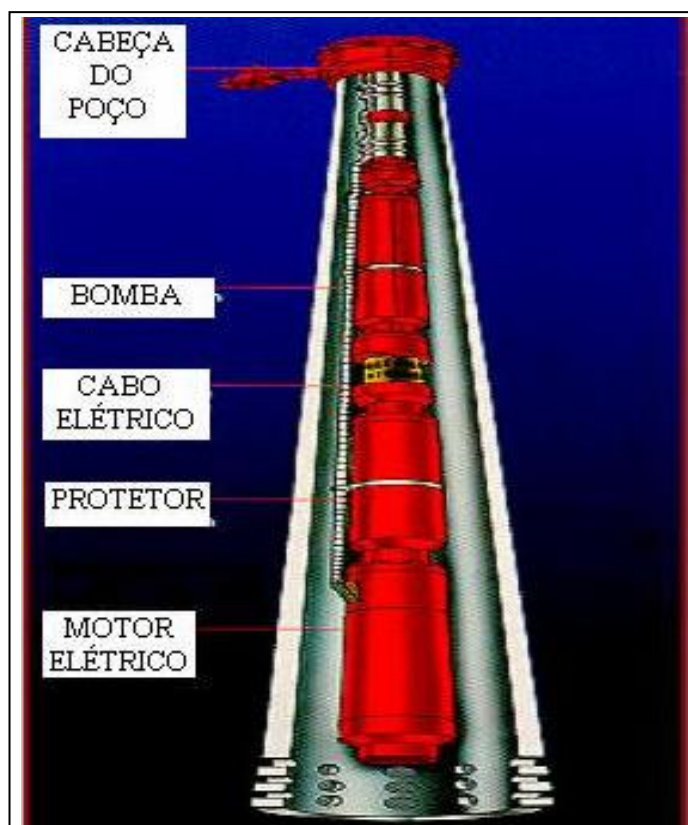


Figura 2.6 – Poço de Petróleo equipado BCS, (Amaral, 2007).

2.2.2- Sistema BCS

Um sistema BCS é composto, além da bomba e do motor, por outros componentes igualmente importantes. Conforme pode ser observado no esquema da fig. 2.7, os componentes de um sistema de BCS podem ser divididos em equipamentos de subsuperfície e de superfície.

No grupo dos equipamentos de subsuperfície está o denominado conjunto de fundo, composto por: bomba, admissão da bomba, protetor e motor.

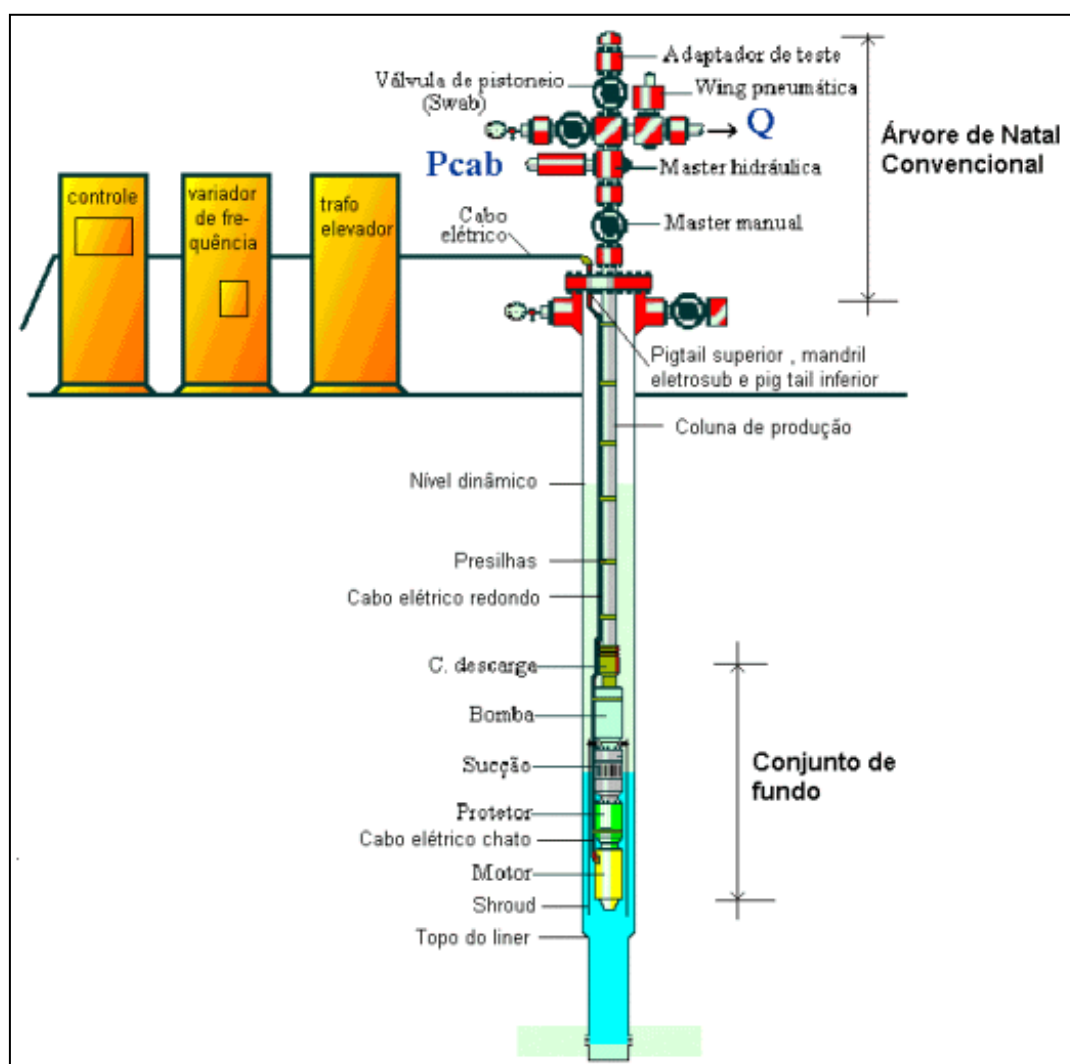


Figura 2.7 – Conjunto de BCS (Petrobras, 2011).

Além do conjunto de fundo, outros equipamentos de subsuperfície utilizados no BCS são: cabo elétrico, conectores elétricos, cabeça de descarga, standing valve, packer. O packer somente é utilizado em poços que podem surgir, onde o BCS está sendo utilizado para aumentar a vazão de produção. Na superfície, os principais equipamentos utilizados são: quadro de comando ou painel de controle, transformador, cabo elétrico de superfície, cabeça de produção e variador de frequência.

A admissão da bomba ou intake está localizada na parte inferior da bomba e pode ser encontrado na forma simples ou na forma de separador de gás. A forma simples, mostrada na fig. 2.8, é utilizada sempre que o volume de gás livre na entrada da bomba seja pequeno, de forma a não afetar a eficiência da bomba.

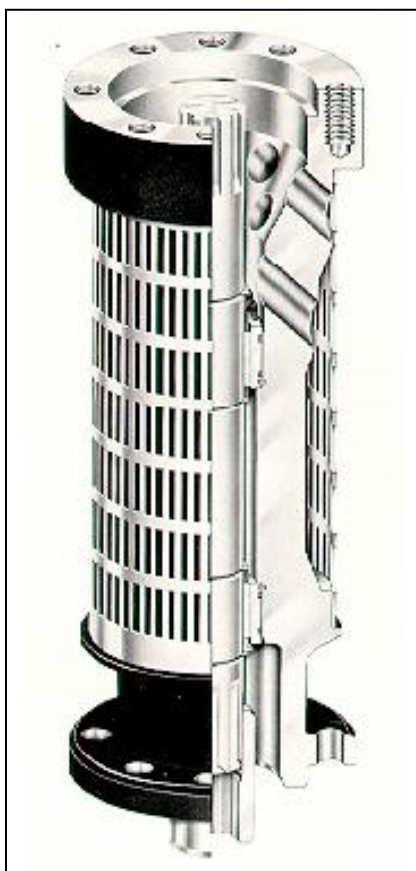


Figura 2.8 – Admissão da bomba (Silva e Oliveira, 2002)

Existem dois tipos de separadores de fundo: o estacionário ou reverso e o centrífugo. O princípio de funcionamento do separador estacionário baseia-se na mudança de sentido de fluxo de fluido. Após o fluido penetrar nos orifícios do separador, a parte líquida é forçada a mudar de sentido de fluxo no interior do separador. O gás, por ser mais leve, continua subindo e escapa através dos orifícios para o espaço anular. Este tipo de separador apresenta uma eficiência razoável para poços com baixa razão gás/líquido e baixas vazões, Silva e Oliveira (2002). Mas a utilização deste tipo de separador vem diminuindo em função de sua baixa eficiência, para poços com alta vazão e elevadas razão gás/líquido.

O separador do tipo centrífugo tem seu funcionamento baseado na diferença de densidade das partículas, que tendem a se separar sob a ação da força centrífuga imposta por este dispositivo. O líquido, devido à sua maior densidade, é forçado para a parte mais distante do eixo do separador, e o gás de menor densidade, sobe pelo centro, próximo ao eixo. Em sua parte superior, o separador conta com duas saídas: uma próxima ao centro que leva o gás para o espaço anular e outra próxima à carcaça do separador, que leva o líquido para o primeiro estágio da bomba. Segundo Silva e Oliveira (2002), a eficiência deste dispositivo segundo os seus fabricantes chega a em algo em torno de 90 a 95% do gás livre

nas condições de admissão da bomba. A fig. 2.9 representa o princípio de funcionamento deste tipo de separador.

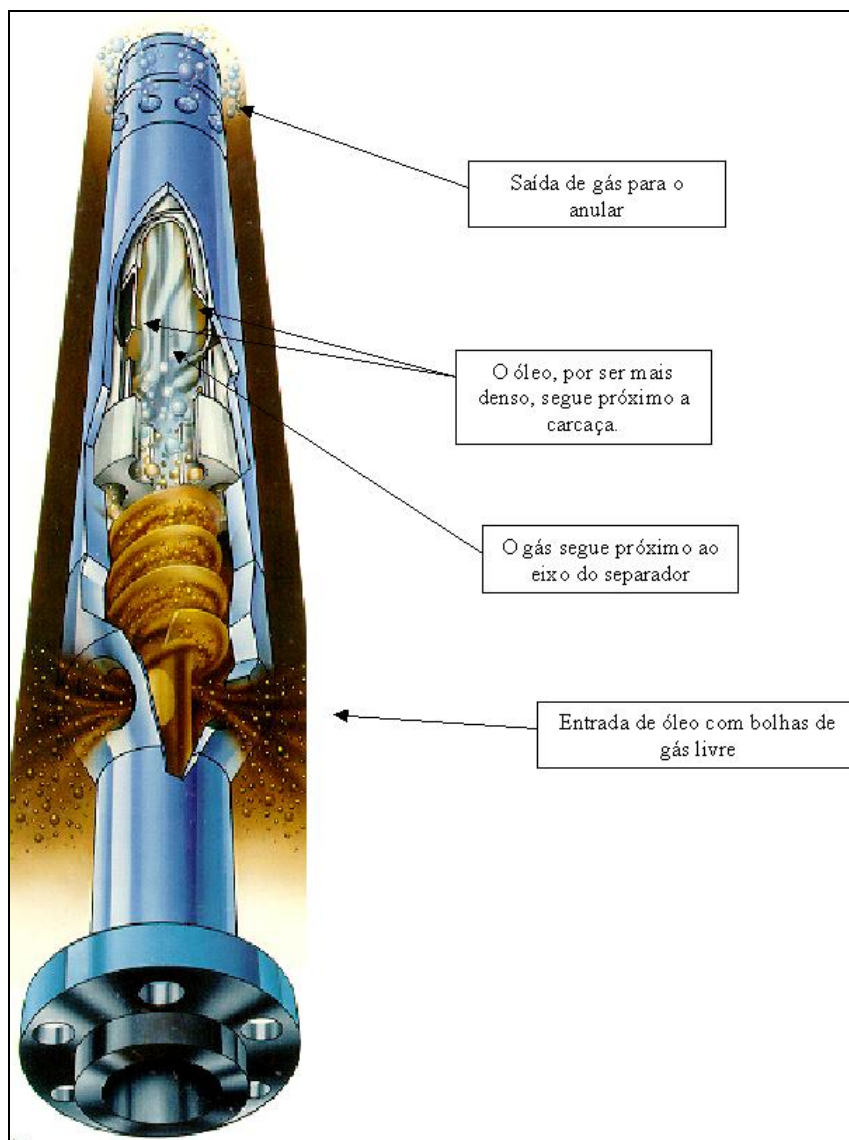


Figura 2.9 – Separador de Fundo Centrífugo (Silva e Oliveira, 2002)

O protetor, também conhecido como selo, é um equipamento instalado entre o motor e a admissão da bomba, conectando o eixo do motor ao eixo da bomba através de duas luvas de acoplamento e do próprio eixo do protetor. Dentre as suas funções destacam-se as seguintes: conectar a carcaça do motor com a carcaça da bomba, equalizar as pressões do fluido produzido e do óleo do motor, evitando diferença de pressão no protetor, impedir a entrada de fluido produzido para o interior do motor, alojar o mancal que absorve os esforços axiais transmitidos pelo eixo da bomba.

2.2.3- Campos de Aplicação do Método BCS

Segundo Rossi (2009), o BCS tem sua aplicação principal em poços que produzem com pouco gás livre em condições de fundo de poço. Volumes de gás livre acima de 10% na sucção da bomba devem ser evitados através da utilização de separadores de fundo. Como regra geral, quanto maior a capacidade volumétrica da bomba, maior sua tolerância em trabalhar com gás livre. Caso a separação não possa ser feita ou o volume de gás seja muito alto, outros métodos devem ser priorizados. No caso da presença de areia a utilização de “gravel-pack” ou filtros de areia de fundo podem atenuar o problema.

Em termos de vazão de líquido, o mínimo recomendado por poço é de 30m³/d. Altas frações de água produzida não são limitantes para o método. Poços de alta produtividade com pressão de saturação relativamente baixa são candidatos a BCS, uma vez que é a maneira mais adequada de se conseguir produzir altas vazões deste poço. O *Gas-Lift* contínuo fica inviabilizado devido à baixa pressão de fluxo resultante no fundo do poço para altas vazões.

Estevam (2002), comenta em seu trabalho sobre a influência da presença de gás durante o funcionamento da bomba e como este pode afetar o desempenho da bomba. Nessa condição, ela poderá não transferir energia suficiente para elevar o fluido até a superfície. Ou seja, a presença de gás pode fazer com que o BCS se comporte como se estivesse subdimensionado. Isso ocorre porque o BCS é correntemente dimensionado através de correções empíricas das curvas de altura de elevação, de catálogo, válidas para escoamento monofásico de água. Dessa forma, a presença de gás livre nos estágios de uma bomba centrífuga poderá causar prejuízo econômico para a indústria do petróleo, devido redução na produção de óleo ocasionado pela redução da altura de elevação promovida pela bomba.

Amaral (2007), aborda duas questões cruciais para a aplicação do sistema BCS: o MTTF (acrônimo em inglês para Mean Time To Failure), que é o tempo médio de operação contínua da bomba antes de uma parada para manutenção ou substituição do equipamento, um critério econômico, e a restrição de bombeamento de misturas bifásicas gás/líquido, que pode reduzir ou até mesmo bloquear a produção, dependendo da fração de gás livre admitida pela bomba, um critério técnico.

Amaral (2007), ainda cita em seu trabalho outras considerações que devem ser feitas como: a alteração das curvas da bomba, energia transferida e eficiência versus vazão descarregada, todas resultantes da maior viscosidade do fluido de trabalho. Como qualquer máquina hidrodinâmica, e a BCS não passa de uma bomba centrífuga de características

peculiares, a viscosidade do fluido de trabalho tem um impacto sobre as condições operacionais, reduzindo a energia transferida e a eficiência do processo de bombeamento com o aumento da viscosidade. Existem procedimentos empíricos para a correção de desempenho que utilizam-se de fatores de correção para energia, vazão e eficiência de bombas centrífugas convencionais, como, por exemplo, os ábacos do Hydraulic Institute (2004), obtidos a partir da análise estatística de ensaios de bombas convencionais na década de 1950, que são utilizadas, também, para correção do desempenho de BCSs.

Para a aplicação em campos de óleos pesados, há que se ter clareza quanto ao estabelecimento da faixa operacional ótima das BCSs, pois, nestes cenários há multiplicidade de fluidos de operação, com caracterização reológica ampla. Nos ábacos propostos pelo Hydraulic Institute (2004), as correções de condições operacionais que são caracterizadas por sua vazão, energia transferida e eficiência, têm a viscosidade do fluido de trabalho como parâmetro. Entretanto, as bombas centrífugas que foram objeto de análise não eram bombas típicas de BCS, e a metodologia utilizada considerou o desempenho médio de bombas comerciais da época, com características variadas. Outra limitação da utilização destes ábacos são os valores dos coeficientes de correção publicados que se restringem à operação da bomba em seu ponto de eficiência máxima operando com água na rotação nominal. Porém, esta nem sempre é a condição de operação de uma bomba centrífuga aplicada no transporte de fluido em instalações produtoras de petróleo. O óleo ou a mistura produzida quase sempre tem viscosidade bem mais elevada que a água, e a similaridade operacional da bomba, para estes diferentes fluidos de trabalho, não se cumpre, Amaral (2007).

O método BCS, assim como todo método de elevação artificial, apresenta vantagens e restrições ao seu uso. Como vantagem tem-se: a existência de equipamentos disponíveis para um “range” bastante variado com vazões de médias a altas, não apresenta partes móveis na superfície, tornando o método aplicável em áreas urbanas. Outras vantagens é que este não polui o meio ambiente, a sua automação, supervisão e controle são relativamente simples e é aplicável em poços desviados. Suas principais limitações são: o custo inicial é relativamente alto, alta temperatura que pode gerar degradação do sistema de isolamento do cabo elétrico e outros componentes, requer fonte de eletricidade estável e de confiança. Um grande problema está nas operações de reparo ou substituição de qualquer equipamento do conjunto de fundo. Pois para estas atividades é necessária a retirada de toda a coluna de produção. O que representa parada de operação e perda na produção.

De acordo com Pasqualino (2010), na Petrobras, foi utilizado o BCS em alguns poços apenas. Como exemplo tem-se os poços: RJS-221 em uma profundidade de 90 metros, RJS-477 em uma profundidade de 1109 m e o RJS-320 em uma profundidade de 90 m. Nas

duas primeiras, a vida média de operação foi superior ao de poços equipados com completação seca (média superior a 3 anos). Isto tem se justificado pelo planejamento criterioso, pela grande exigência de qualidade dos equipamentos aplicados e pelo tipo de contrato de aquisição face aos altos custos e riscos envolvidos. No RJS-221 ocorreu falha operacional e no RJS-477 o conjunto foi desligado por problemas de reservatório. Na terceira (RJS-320) ocorreram falhas prematuras.

No nordeste as BCS são largamente utilizadas, mas ultimamente a Petrobras vem investindo neste método de elevação para produção de óleo extra pesado com o objetivo de abrir um novo horizonte de atividades em águas brasileiras, Petrobras (2011). O projeto-piloto desta etapa foi realizado no Reservatório de Siri, a 80 quilômetros da costa, onde o navio-plataforma FPSO Petrojarl Cidade de Rio das Ostras está processando óleo com 12,8 graus na escala do American Petroleum Institute (API). Para isso este usa de uma bomba centrífuga submarina submersa (BCS) de alta potência para a elevação do petróleo: a bomba é instalada no interior do poço, a uma profundidade de 900 m.

2.3- Bombas

As turbobombas ou bombas dinâmicas são máquinas nas quais a movimentação do líquido é produzida por forças que se desenvolvem na massa líquida, em consequência da rotação de um impelidor com certo número de pás especiais. A distinção entre os diversos tipos de turbobombas é feita fundamentalmente em função da forma como o impelidor cede energia ao fluido bem como pela orientação do fluido ao sair do impelidor. As bombas centrífugas são aquelas em que a energia fornecida ao líquido é primordialmente do tipo cinética, sendo posteriormente convertida em grande parte em energia de pressão. A energia cinética pode ter origem puramente centrífuga ou de arrasto, ou mesmo uma combinação das duas, dependendo da forma do impelidor. A conversão de grande parte da energia cinética em energia de pressão é realizada fazendo com que o fluido que sai do impelidor passe em um conduto de área crescente. Nas bombas centrífugas radiais toda energia cinética é obtida através do desenvolvimento de forças puramente centrífugas na massa líquida devido à rotação de um impelidor de características especiais. De acordo com Mattos e Falco (1992), bombas desse tipo são empregadas quando se deseja fornecer uma carga elevada ao fluido e as vazões são relativamente baixas. A direção de saída do líquido é normal ao eixo e, por isso, essas bombas são chamadas também de centrífugas puras. Já nas bombas de fluxo axial toda a energia cinética é transmitida à massa líquida por forças puramente de arrasto. A direção de saída é paralela ao eixo. Bombas desse tipo são

empregadas quando se deseja vazão elevada e as cargas a serem fornecidas ao fluido são pequenas. A aplicação mais comum desse tipo de bomba é em serviços de irrigação. É importante notar que, embora classificadas como bomba centrífuga, no seu princípio de funcionamento não se constata o efeito de força centrífuga.

A bomba para a realização de seu trabalho requer o recebimento de potência proveniente de um acionador, na grande maioria dos casos esse acionador é um motor elétrico.

A energia associada a um escoamento de um fluido é dada pela equação (White, 1999):

$$e = u + p.v + \frac{C^2}{2} + g.z \quad (2.2)$$

Onde: u – energia interna;

$p.v$ – energia potencial de fluxo;

$C^2/2$ – energia cinética;

gZ - energia potencial gravitacional,

Todas referidas à unidade de massa do fluido.

Do ponto de vista termodinâmico, uma máquina de fluxo, ou cada uma de suas seções, pode ser associada a um volume de controle com uma entrada e uma saída de massa, capaz de trocar trabalho (w) e eventualmente, calor (q_r) com o meio externo. O princípio da Conservação da Energia aplicado a uma máquina de fluxo operando em regime permanente pode, então ser escrito, considerando a unidade de massa em escoamento, da seguinte forma:

$$w - q_r = e_2 - e_1 \quad (2.3)$$

Onde: “ W ” é trabalho, por unidade de massa, efetuado sobre o escoamento, “ q_r ” é o calor rejeitado por unidade de massa e “ e_1 ” e “ e_2 ” são energias associadas ao escoamento por unidade de massa.

Durante o escoamento do fluido sua energia mecânica é degradada através de sua conversão em energia interna devido a efeitos dissipativos. As moléculas do fluido movem-se desordenadamente no interior do elemento de massa, alheias ao movimento principal do fluido. Parte da energia é transferida do movimento principal para o movimento aleatório

molecular. Estes efeitos dissipativos estão presentes também no escoamento que se processa no interior das máquinas. No caso de bombas, à medida que a energia proveniente do acionador é transferida preferencialmente ao fluido na forma de energia mecânica, parte é degradada em energia interna, acarretando aumento na demanda energética para efetuar o serviço. Desta forma, o rendimento termodinâmico da máquina estabelece um recurso para quantificar o grau de não idealidade do processo que ocorre no interior da máquina. A relação entre o trabalho ideal, aquele exigido pelo sistema e o real, aquele necessário mais as perdas dissipativas, é dada pelo rendimento termodinâmico:

$$\eta_{TH} = \frac{W_{IDEAL}}{W_{REAL}} \quad (2.4)$$

A relação entre o trabalho real cedido ao fluido e o trabalho suprido pelo acionador é dada pelo rendimento mecânico:

$$\eta_{MEC} = \frac{W_{REAL}}{W_{ACIONADOR}} \quad (2.5)$$

Substituindo o termo W_{real} da equação (2.4) pelos termos da equação (2.5) e isolando o $W_{acionador}$, encontra-se a potência requerida pelo acionador:

$$W_{ACIONADOR} = \frac{M \cdot W_{IDEAL}}{\eta_{MEC} \cdot \eta_{TH}} \quad (2.6)$$

Para o cálculo do trabalho ideal “ W_{ideal} ”, aplica-se o princípio da conservação da quantidade de movimento no sistema externo à bomba, no caso de fluidos ideais pode-se aplicar a forma simplificada, ou equação de Bernoulli, de acordo com (White, 1999):

$$\frac{p}{\rho} + \frac{C^2}{2 \cdot g} + Z = cte \quad (2.7)$$

Em escoamentos reais, a energia mecânica por unidade de massa (ou peso) do fluido não se mantém constante devido à conversão de energia mecânica em energia interna do fluido e à dissipação de energia via transferência de calor. Assim entre duas seções do escoamento a equação (2.7) fica da seguinte forma:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{C_1^2}{2 \cdot g} + Z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{C_2^2}{2 \cdot g} + Z_2 + \lambda_f \quad (2.8)$$

O termo λ_f corresponde à perda de carga total do sistema entre dois pontos do sistema analisados. No caso do cálculo da perda de energia mecânica entre dois pontos de uma tubulação conduzindo líquido, as perdas principais são bem representadas pela equação de Darcy-Weisbach, Lobanoff (1992):

$$\lambda_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{C^2}{2 \cdot g} \quad (2.9)$$

Onde: f: fator de atrito das paredes da tubulação;

L: comprimento da tubulação em contato com o fluido em m;

D: diâmetro interno da tubulação em m;

C: velocidade média do escoamento em m/s;

g: aceleração da gravidade em m/s^2 .

Substituindo a velocidade “C” pela vazão sobre área da tubulação fica-se com a seguinte expressão:

$$\lambda_f = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot g} \quad (2.10)$$

O valor do fator de atrito “f” é geralmente obtido do ábaco de Moody, Lobanoff (1992), através de um método iterativo.

Em termos do projeto de uma instalação de bombeamento, é necessário poder estimar a altura manométrica do sistema resultante sobre a bomba a partir do conhecimento das condições de referência, ou seja, condições previstas para o funcionamento do sistema. Os parâmetros de referência a serem definidos são as pressões dos reservatórios, os respectivos níveis, a natureza do fluido bombeado e a vazão esperada. Assim, a energia que necessita ser cedida ao líquido pela bomba para promover seu escoamento entre dois reservatórios é chamada de Altura manométrica útil (H_u). Essa energia por unidade de peso de fluido, solicitada pelo sistema em função da vazão bombeada para que se processe o escoamento, é definida como a altura manométrica total do sistema e deve corresponder à Altura manométrica útil suprido ao líquido pela bomba:

$$H_u = \frac{(P_2 - P_1)}{\gamma} + \frac{(C_2^2 - C_1^2)}{2 \cdot g} + (Z_2 - Z_1) + \lambda_s + \lambda_D \quad (2.11)$$

(White, 1999) admitindo a incompressibilidade do líquido e a passagem do líquido pela bomba como um processo adiabático, conclui-se que a variação da energia interna corresponde exatamente à degradação da energia mecânica do escoamento através da bomba. Desta forma, o trabalho ideal de bombeamento pode ser calculado através de:

$$W_{ideal} = H_u \quad (2.12)$$

Assim a potência requerida do acionador pela bomba é dada:

$$W_{ACIONADOR} = \frac{0,001 \cdot \gamma \cdot Q \cdot H_u}{\eta_V \cdot \eta_{TH} \cdot \eta_{MEC}} \quad (2.13)$$

Onde: W = potência consumida em Kw;

γ = peso específico, N/m³;

Q = vazão, m³/s;

H_u = altura manométrica útil imposto pelo sistema, m;

η_V = rendimento volumétrico

η_{TH} = rendimento hidráulico (termodinâmico);

η_{MEC} = rendimento mecânico;

O rendimento volumétrico é usado devido ao fato da vazão da descarga na bomba nem sempre ser igual à vazão de entrada devido a vazamentos e recirculações internas na bomba. Com a definição de todos esses parâmetros e conhecendo-se a vazão de bombeio desejada, determina-se qual deve ser a potência necessária ao acionador da bomba a ser utilizada.

2.3.1- Bombas Centrífugas Submersas

Como já foi descrito antes, a bomba é o principal equipamento do sistema BCS. Neste sistema aplicam-se bombas centrífugas de múltiplos estágios. Cada estágio da bomba consiste de um impelidor e um difusor. O impelidor é uma peça móvel munido de pás e acionado pelo eixo da máquina que ao girar, transfere energia ao fluido sob a forma de energia cinética, aumentando sua velocidade. O difusor é um elemento fixo que permanece estacionário. Este redireciona o fluido do impelidor, que está localizado imediatamente abaixo, para o impelidor que se encontra imediatamente acima, reduzindo sua velocidade e

transformando a energia cinética em pressão. Cada estágio fornece um incremento de pressão ao fluido.

Numa bomba são colocados tantos estágios quantos forem necessários para que os fluidos cheguem ao vaso separador na superfície. A forma e o tamanho do impelidor e do difusor determinam a vazão a ser bombeada, enquanto que o número de estágios determina a capacidade de elevação, bem como a potência necessária do motor.

Segundo Rossi (2009), estão disponíveis bombas com diâmetro externo variando desde 3,38" (85,85mm) até 11,25" (285,75mm), cujas vazões se situam entre 15 e 15000 m³/dia, com capacidade de elevação de até 5000 m.

De acordo com Estevam (2002), em cada estágio da bomba, os impelidores, fig. 2.10, giram em rotação elevada, cuja magnitude é resultado do uso de um motor assíncrono de dois pares de pólos. Para uma frequência de acionamento de 60 Hz essa velocidade pode chegar a 3600 rpm, caso não haja deslizamento. Os motores das BCSs podem ser acionados por inversores de frequência, ajustando-se a rotação em valores adequados.

As dimensões geométricas de cada estágio, tais como diâmetro e altura do rotor, são fatores importantes que afetam a vazão e a altura de elevação do fluido bombeado. Parâmetros como pressão na sucção da bomba, as propriedades dos fluidos bombeados, a geometria do rotor, presença de gás no escoamento (escoamento bifásico) e a concentração de particulado sólido (areia) na mistura produzida influenciam o desempenho, isto é, a curva característica desenvolvida pela bomba. Para uma determinada vazão, as características do fluido bombeado, o número de estágios da bomba e a rotação, definem a altura de elevação total (energia específica) e, conseqüentemente, a potência requerida para o seu funcionamento.

De acordo com, Rossi, (2009) existem dois tipos de impelidores: os flutuantes e os fixos. Nas bombas com impelidores flutuantes, a força axial que move o impelidor ao longo do eixo, para cima ou para baixo, pode fazer com que as arruelas que ficam entre os impelidores e os difusores se desgastem devido ao excesso de atrito. Por essa razão, os fabricantes recomendam a utilização destas bombas dentro de um determinado "range" de vazão, de forma a manter o balanceamento entre a coluna de fluido que está acima do impelidor e a força do fluido que está abaixo.

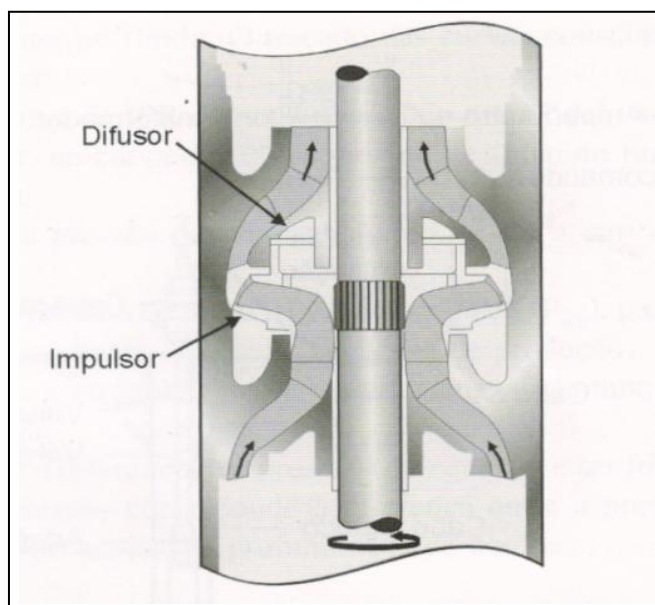


Figura 2.10 - Estágio de uma bomba de múltiplos estágios para BCS (Pasqualino, 2010).

Se a vazão de bombeio for acima da ótima haverá um desgaste prematuro da parte superior dos impelidores (“upthrust”), pois os impelidores serão empurrados para cima e este começará a atritar com o difusor, enquanto que se a vazão for abaixo da ótima, o desgaste ocorrerá na parte inferior (“downthrust”). Neste caso, a compressão se dará na parte inferior dos impelidores. A fig. 2.11 ilustra a posição dos impelidores flutuantes em função da vazão de bombeio. A vazão ótima é, normalmente, onde se tem a máxima eficiência da bomba (BEP).

Nas bombas com impelidores fixos (também chamadas de bombas de compressão), onde os impelidores são fixados ao eixo, a resultante dos esforços axiais é absorvida por um mancal existente no protetor. Neste caso os impelidores não possuem liberdade de movimentos verticais. Este tipo de impelidor é indicado para bombas de alta vazão. Quanto ao limite máximo de gás livre na entrada da bomba, para as do tipo radial fica na faixa de 10 a 15% em relação ao volume total de fluido admitido pela bomba (óleo + gás + água). Porcentagens de gás livre acima destes valores reduzem significativamente a eficiência de bombeio. Nas bombas do tipo misto, este limite sobe para 20 a 25%. Quando se verificar percentuais acima dos citados, deve-se fazer uso de separadores de gás, “gas handler” ou, alternativamente, aprofundar a bomba para aumento da pressão na sucção.

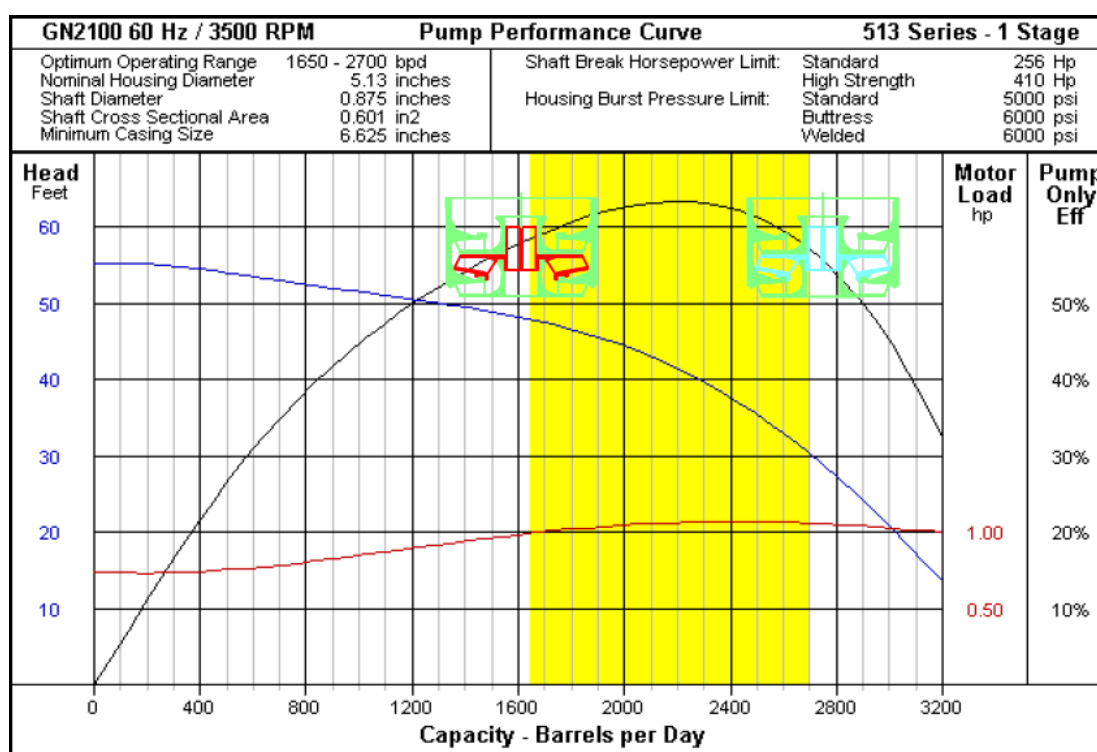


Figura 2.11 – Posição do impelidor flutuante contra a vazão, (Rossi, 2009).

Amaral (2007), as bombas centrífugas podem ser estudadas e calculadas de acordo com vários métodos. Para esta análise será utilizada uma representação idealizadora, ao considerar que no processo de transferência de energia do rotor ao fluido de trabalho, não há qualquer tipo de perda, sejam elas perdas hidráulicas, volumétricas ou mecânicas. Isto é, toda potência de eixo disponibilizada pelo rotor da bomba é potência útil, ou seja, é efetivamente transferida ao fluido de trabalho.

Para obtenção da equação do torque, em função das variáveis do escoamento e propriedades do fluido de trabalho, é necessário aplicar a equação da conservação do momento angular a um volume de controle (VC) que envolva o rotor da bomba. Outra hipótese necessária é considerar que o rotor é formado com um número infinito de aletas, que têm espessura desprezível. Isto implica dizer que as linhas de corrente seguem o mesmo perfil das aletas e o escoamento relativo do fluido de trabalho será unidimensional.

Amaral (2007) Na aplicação da equação de conservação do momento angular, é necessário conhecer a velocidade absoluta do escoamento em relação a um referencial inercial, ao longo do percurso através do rotor. A velocidade absoluta da partícula de fluido é igual à soma vetorial da sua velocidade relativa com a velocidade periférica do impelidor no ponto considerado. Estas componentes da velocidade podem ser visualizadas na fig. 2.12.

$$\vec{V}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1 \quad (2.14)$$

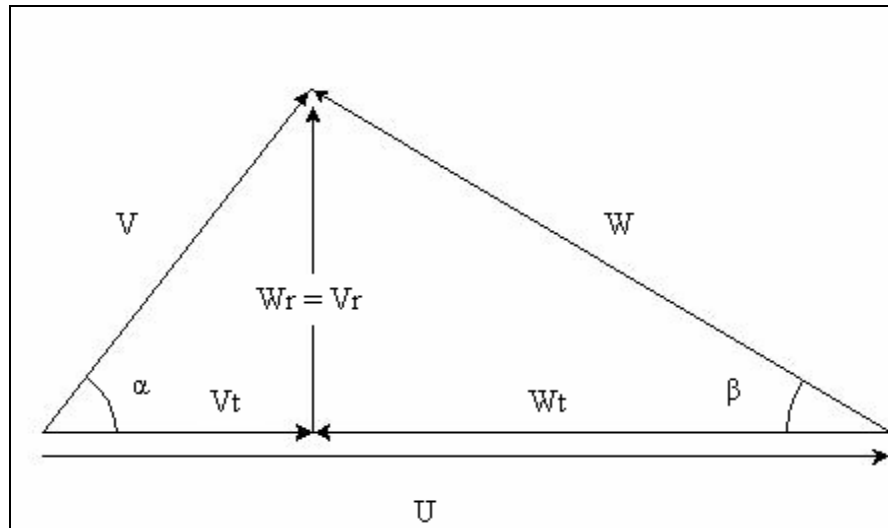


Figura 2.12 – Triângulo de velocidades para uma bomba centrífuga, (Amaral,2007)

Denomina-se β o ângulo entre a velocidade relativa e a direção tangencial, medido em sentido oposto ao giro do rotor, e α o ângulo entre a velocidade absoluta e a direção tangencial. O ângulo β , nesta idealização de escoamento, é fixado com a geometria da curvatura das aletas, da entrada até a saída do rotor. O ângulo α é função das características operacionais de vazão e rotação da bomba. As velocidades com subscrito r indicam componente radial e com subscrito t indicam componente tangencial.

Do triângulo de velocidades podem ser tiradas as seguintes relações:

$$U = \omega.r \quad (2.15)$$

$$W = \frac{Q}{2.\pi.b.\text{sen}\beta} \quad (2.16)$$

$$V = \sqrt{U^2 + W^2 - 2.U.W.\text{Cos}\beta} \quad (2.17)$$

$$W_t = \frac{\dot{Q}}{2.\pi.r.b} \quad (2.18)$$

$$V_t = U - W_t \quad (2.19)$$

Onde: r: raio da aleta;

b: é a largura do canal das aletas;

Considerando um escoamento permanente, o fluxo líquido de quantidade de movimento angular através de uma superfície de controle é igual ao torque aplicado pelo acionador. Obtendo-se a seguinte expressão:

$$T = \dot{m} \cdot (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (2.20)$$

Da definição de potência útil, tem-se que:

$$H = \frac{\omega \cdot T}{m \cdot g} \quad (2.21)$$

Substituindo T da equação 2.20 em 2.21, tem-se a equação de Euler que relaciona os triângulos de velocidade na entrada e saída do impelidor com a transferência de energia para o fluido:

$$H = \frac{U_2 \cdot V_2 \cdot \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \quad (2.22)$$

Admitindo-se que a entrada do fluido no impelidor é radial, o termo $U_1 V_1 \cdot \cos \alpha_1$ desaparece, evidenciando uma relação linear entre a altura manométrica e a vazão que pode ser escrita:

$$H = \frac{U_2 \cdot V_{t2}}{g} \quad (2.23)$$

Analisando novamente o triângulo de velocidades e fazendo-se outras manipulações algébricas chega-se na seguinte expressão para a altura manométrica:

$$H = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cdot Q \cdot \cot \beta_2}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot g} \quad (2.24)$$

Considerando todos os fatores envolvidos nesta expressão constantes, com exceção da altura manométrica e da vazão, obtém-se uma relação linear entre essas duas grandezas que constitui a base para o que se denomina curva característica de operação da máquina. Existem teoricamente três possibilidades para o aspecto dessa curva, em função do ângulo β_2 . Mas alguns motivos levaram os fabricantes a adotar as pás inclinadas para trás na quase totalidade das bombas centrífugas. Na prática, esse ângulo fica na faixa entre 20 e 25 graus, Amaral (2007).

Outros fatores que influenciam na altura manométrica obtida pela bomba são a rotação e o diâmetro externo do impelidor, ao aumentar um desses parâmetros cresce o valor de U_2 e também o incremento de pressão alcançado pelo estágio centrífugo. A influência da largura do impelidor manifesta-se através da Área A_2 no coeficiente angular da reta representativa da relação linear $H \times Q$. Quanto maior o valor de A_2 , para uma mesma vazão, maior a altura manométrica desenvolvida, ou então, mantendo-se a altura manométrica constante, maior a vazão descarregada.

Amaral (2007) afirma que a equação (2.24) obtida é idealizada e não representa os processos reais do escoamento do fluido e da transferência de energia através do rotor da bomba. Para que esta equação seja uma representação mais adequada de um processo real, correções devem ser implementadas, eliminando-se as idealizações assumidas no processo de formulação original. Estas idealizações correspondem à aproximação do número infinito de aletas, e às considerações a respeito do fluxo ser radial na entrada do impelidor, ou seja, $\alpha_1=90^\circ$. Mas estas idealizações não representam grandes desvios do processo real que se deseja estudar e neste caso, pode-se manter tais aproximações realizadas. A partir das curvas do sistema e das curvas da bomba é possível obter o ponto de operação da bomba, que define a vazão de operação, a altura manométrica, o rendimento de operação e a potência exigida do acionador, como pode ser observado na fig. 2.13.

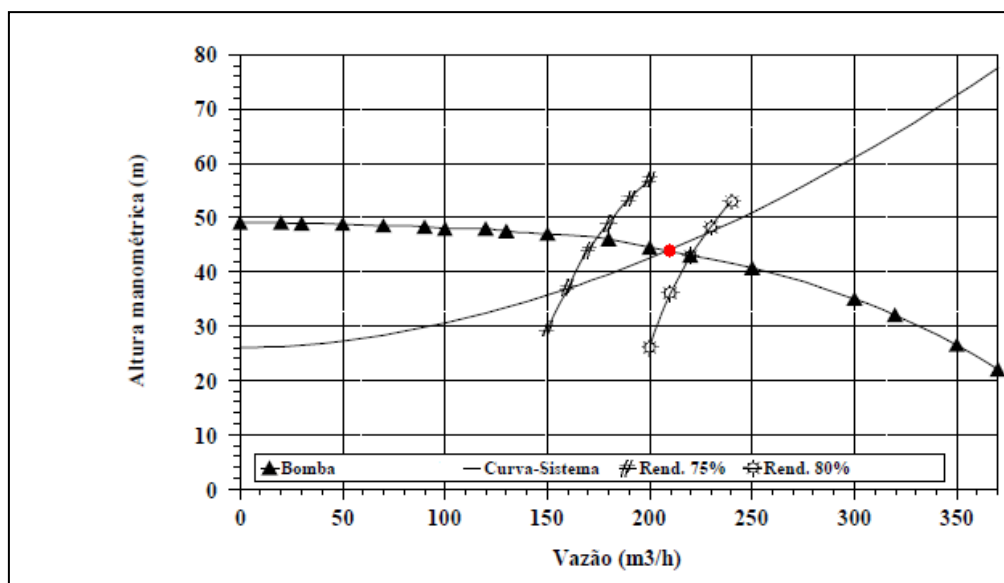


Figura 2.13 – Curva característica de uma bomba centrífuga em conjunto com curva de sistema e duas curvas de eficiência para 75% e 80%. (Bombas Hidráulicas Mark-Peerless, catálogo de produtos, 1996)

2.4 – Desgaste em BCS

2.4.1 – Mecanismos de Desgaste

Zum Gahr (1987), o desgaste é um fenômeno que ocorre em diferentes situações, tais como, em equipamentos em movimento, bombas que trabalham com fluido abrasivo, engrenagens e outros. Sendo assim, caracterizado como um processo de dano superficial devido ao contato mecânico de diferentes materiais, independente de um modo especial de desgaste, o tipo de contato mecânico é muito importante para todas as perdas por desgaste.

Em todos os casos práticos de desgaste, uma grande variedade de fatores são agentes causadores deste, alguns com pouca influência e outros dominantes sobre o processo. Desta forma, a solução para um problema específico de desgaste depende fundamentalmente da exata identificação da natureza do problema. A análise do sistema pode ser usada para identificar os seus parâmetros tribológicos, e, dependendo destes parâmetros, diferentes mecanismos de desgastes podem ser identificados.

Diferentes técnicas são aplicadas para a realização de testes de desgaste, em contraste com outros testes mecânicos. A razão para isso é a grande variedade de fenômenos ligados aos processos de desgaste em diferentes sistemas que ocorrem na prática.

Na literatura técnica que aborda desgaste são encontradas diversas classificações para os diferentes tipos de desgaste. De acordo com Zum Gahr (1987), os processos de desgaste podem ser classificados, baseados em seus respectivos mecanismos de desgaste, como: desgaste abrasivo, desgaste erosivo, desgaste por deslizamento, desgaste por fadiga de contato e desgaste por reação triboquímica.

De acordo com Zum Gahr (1987), desgaste abrasivo é o deslocamento de material causado pela presença de partículas duras entre duas superfícies que possuem movimento relativo. Estas partículas podem estar entre as superfícies ou incrustadas em uma delas. O desgaste abrasivo pode ainda ser ocasionado pela presença de protuberâncias duras em uma, ou nas duas superfícies móveis. A idéia principal é que o desgaste abrasivo ocorre entre superfícies que se movem estando em contato e sob a atuação de uma carga. A presença de protuberâncias duras em um ou ambos os corpos ou de partículas duras, no meio, promovem iterações físicas que deformam a superfície. O contato físico entre as superfícies pode levar a remoção de material de uma ou ambas as superfícies.

O desgaste abrasivo pode ser classificado como desgaste abrasivo por rolamento de partículas e desgaste abrasivo por deslizamento de partículas, fig. 2.14.

No desgaste abrasivo por deslizamento, partículas duras movem-se livremente sobre a superfície de um material como se a partícula estivesse fixada em uma das superfícies e deslizando sobre a outra, provocando profundos sulcos sob a superfície em deslizamento. No desgaste abrasivo por rolamento, as partículas abrasivas atuam como elementos interfaciais entre as superfícies do corpo e do contra-corpo. Neste caso, as partículas estão livres entre as duas superfícies, permitindo o rolamento destas entre as superfícies. Devido a este fato, o desgaste abrasivo por rolamento apresenta um dano duas ordens de grandeza menor do que o desgaste por deslizamento.

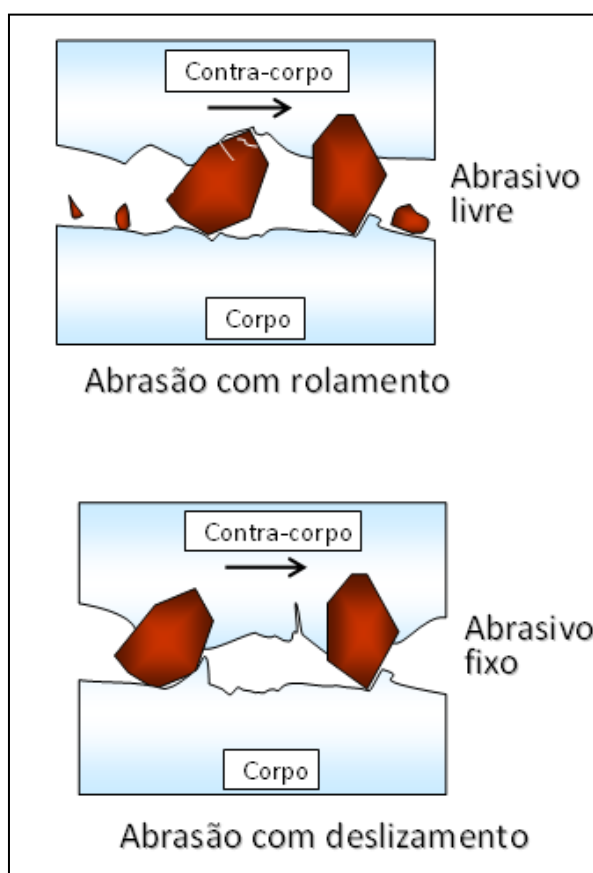


Figura 2.14 – Desgaste abrasivo por rolamento de partículas e desgaste abrasivo por deslizamento de partículas (Franco, S.D., 1989).

Na abrasão por rolamento apenas uma parcela das partículas promove desgaste, devido à variação no ângulo de ataque, promovida pela livre rolagem. Assim este mecanismo ocasiona pouca perda de material.

Em grande parte da literatura sobre mecanismos de desgaste, o desgaste erosivo não é encarado como um mecanismo de desgaste independente, como é visto em Zum Gahr

(1987). Neste, o desgaste erosivo é visto como uma modalidade do processo de fadiga superficial.

Alguns trabalhos consideram o desgaste erosivo, devido ao impacto de partículas sólidas ou líquidas, como um mecanismo de desgaste independente, como é definido por Burwell e Strang (1952). Segundo Zum Gahr (1987), este conceito parece um pouco arbitrário, na medida em que remoção de partículas causadas pelo desgaste pode ser explicada pela ação simultânea dos processos de adesão, abrasão e fadiga superficial. A principal diferença entre o desgaste erosivo para baixos ângulos de ataque e o desgaste abrasivo se reside na energia cinética transferida para a superfície atacada pelo desgaste.

Zum Gahr (1987) define que os tribossistemas que sofrem desgaste erosivo, na prática, podem ser caracterizados como sistemas abertos, onde o contra-corpo é continuamente renovado. Uma segunda característica é que o contra-corpo é na grande maioria de pouco interesse para o processo.

O desgaste erosivo é definido como um processo de desgaste, sob uma superfície sólida, causado pelo deslizamento ou impacto sólidos, líquidos ou gases ou pela combinação destes. E este pode ser dividido entre diferentes modos: erosão por jato abrasivo, por fluxo erosivo, chuva erosiva, erosão cavitacional, erosão/corrosão e erosão térmica, conforme pode ser visto na fig. 2.15. Cada um desses processos ocorre segundo determinadas características do tribossistema envolvido. Como é o caso da erosão por cavitação em rotores de bombas e a erosão/corrosão que ocorre em tubulações de transporte de fluidos corrosivos.

Zum Gahr (1987) coloca que a maior parte do conhecimento sobre o processo de desgaste erosivo está relacionado ao desgaste promovido por uma única partícula impingindo sobre uma superfície. Para várias partículas, o estudo envolve um fenômeno bastante complexo criado por características como, uma grande quantidade de ângulos de incidência simultâneos, interação entre partículas, partículas incrustadas na superfície, etc..

Devido à complexidade do fenômeno, vários mecanismos de erosão em metais têm sido propostos. Wellinger (1949) faz uma distinção entre as componentes normais e tangenciais dos esforços responsáveis pelo desgaste erosivo. Finnie (1960) por sua vez, faz uma distinção entre os mecanismos que atuam em diferentes materiais, propondo a ocorrência de corte em materiais dúcteis e propagação de trincas em materiais frágeis durante o processo de erosão dos mesmos.

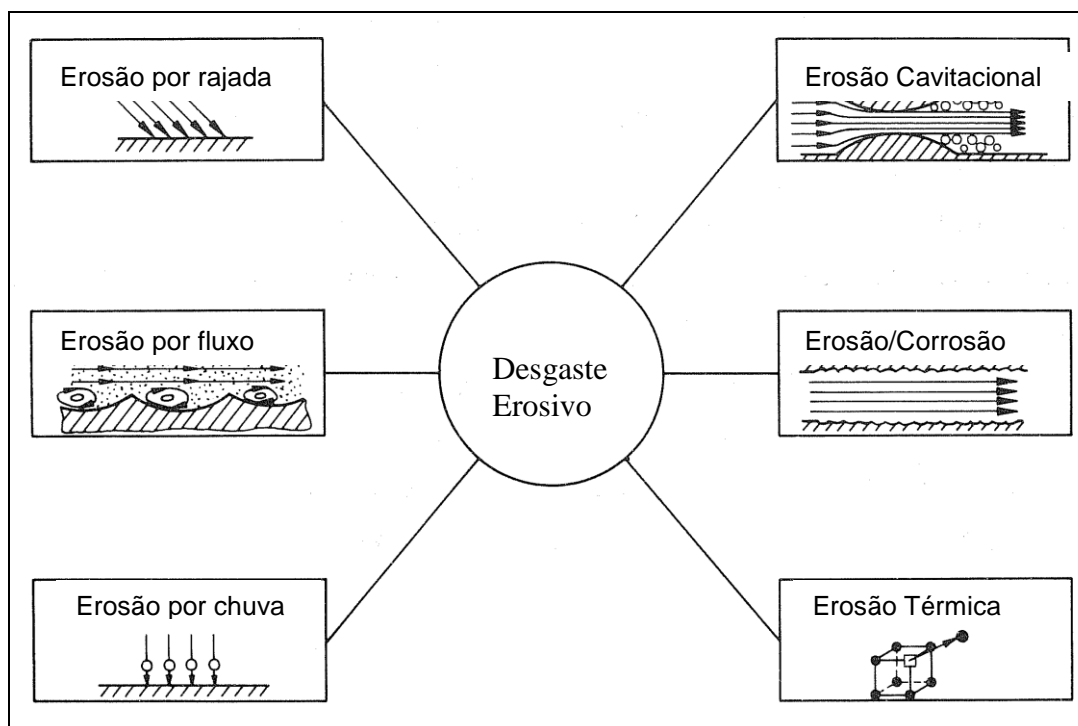


Figura 2.15 – Classificação dos modos de erosão (Zum Gahr, 1987).

Bitter (1963) analisa a erosão como um processo combinado e repetitivo de deformação e corte de material. O processo de corte foi atribuído a partículas que colidem com a superfície sólida a ângulos agudos e riscam a superfície arrancando material. Tilly (1973) em seu trabalho aponta para a formação de bordas nas quinas das crateras de impacto e para remoção destas bordas por outras partículas que atinge esta região. Diversos outros estudos em relação ao destacamento e remoção de material que sofre deformações sucessivas durante o processo de erosão foram realizados ao longo do tempo. De um modo geral, a fragmentação e o impacto das partículas contribuem para a remoção de bordas extrudadas durante o processo.

Segundo Zum Gahr (1987), alguns processos principais lideram o desgaste erosivo causado por um impacto simples ou múltiplo de partículas. E estes processos estão ilustrados na fig. 2.16.

Zum Gahr (1987) As partículas com arestas podem remover material por microsulcamento e/ou micro-corte, fig. 2.16-a, quando estas colidem em um ponto da superfície com pequenos ângulos geralmente menores que 40° . O efeito da temperatura pode se sobrepor, devido à elevada energia de impacto e as forças de atrito induzidas pela adesão entre as partículas e o ponto de colisão ou rugosidade superficial. Um outro parâmetro de importância é a razão entre a dureza da partícula e da superfície erodida.

O processo de trincamento superficial, fig. 2.16-b, ganha importância com o aumento do ângulo de ataque, tamanho das partículas, velocidade da partícula e/ou aumento da fragilidade do material que sofre o processo de desgaste. A taxa de erosão se mostra bem mais sensível em relação ao tamanho das partículas em materiais frágeis do que em materiais dúcteis.

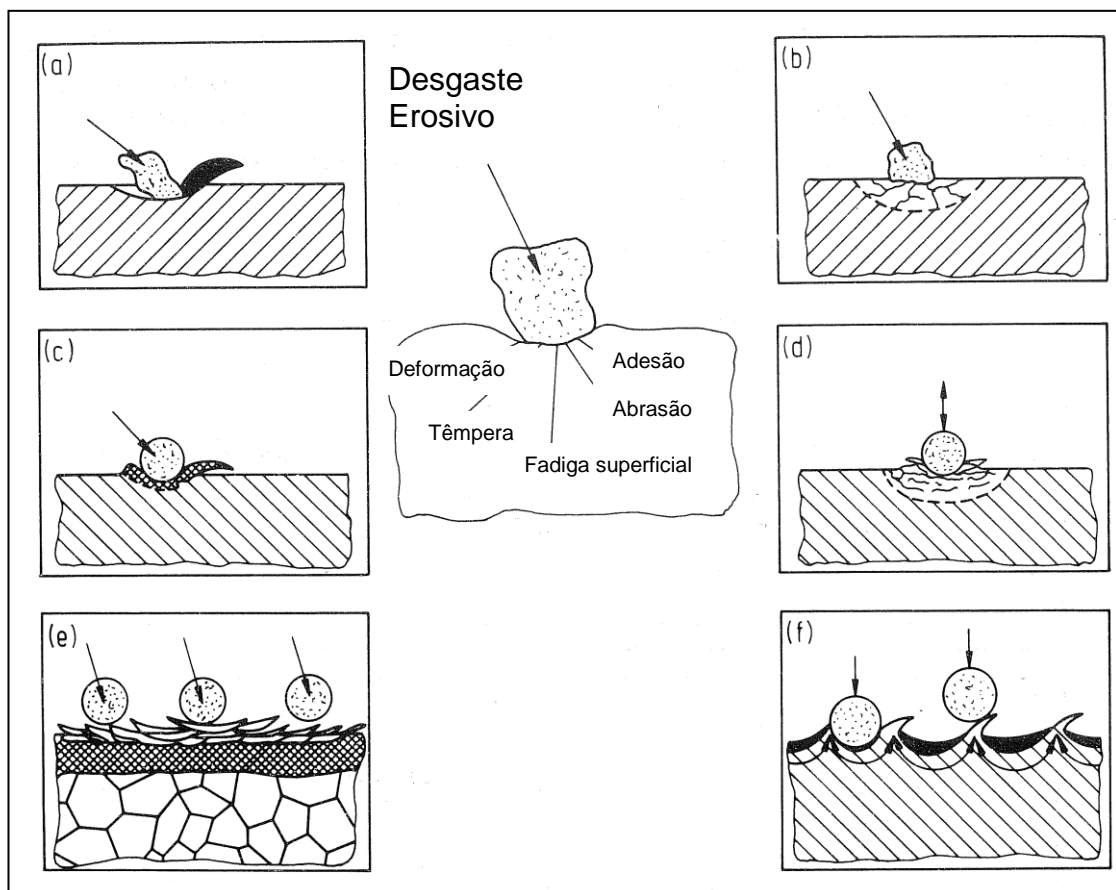


Figura 2.16 – Processos resultantes da perda por impacto simples ou múltiplo de partículas (Zum Gahr, 1987). a) deformação plástica, b) trincamento superficial, c) adesão, d) fadiga superficial, e) têmpera e f) abrasão.

A perda de massa devido à erosão foi verificada ser proporcional ao quadrado da velocidade das partículas para o caso de materiais dúcteis. Entretanto, para os materiais frágeis, bem como para os cerâmicos, a perda de massa é proporcional a velocidade para expoentes superiores a 6, Zum Gahr (1987). Pequenas protuberâncias de material podem surgir devido ao impacto oblíquo das partículas, fig. 2.16-c, e com o decorrer do processo estas são destacadas, ao longo da fronteira do corte.

A ação contínua e de múltiplas partículas de formato esférico promove a formação de trincas superficiais, as quais por fim causa uma espécie de descamação do material

fragilizado, fig. 2.16-d. A ação de múltiplas partículas esféricas agindo perpendicular à superfície, provoca a formação e destacamento de placas finas de material da superfície, como observado na fig. 2.16-e e f. Na prática, vários desses processos de desgaste podem ocorrer simultaneamente, dependendo das condições de operação e também do material testado.

Usualmente a taxa de erosão é definida como o volume ou massa de material perdido dividido pela massa das partículas erosivas ou pelo tempo de exposição do material ao desgaste. Existem quatro tipos principais de curvas de acompanhamento das taxas de desgaste, fig. 2.17.

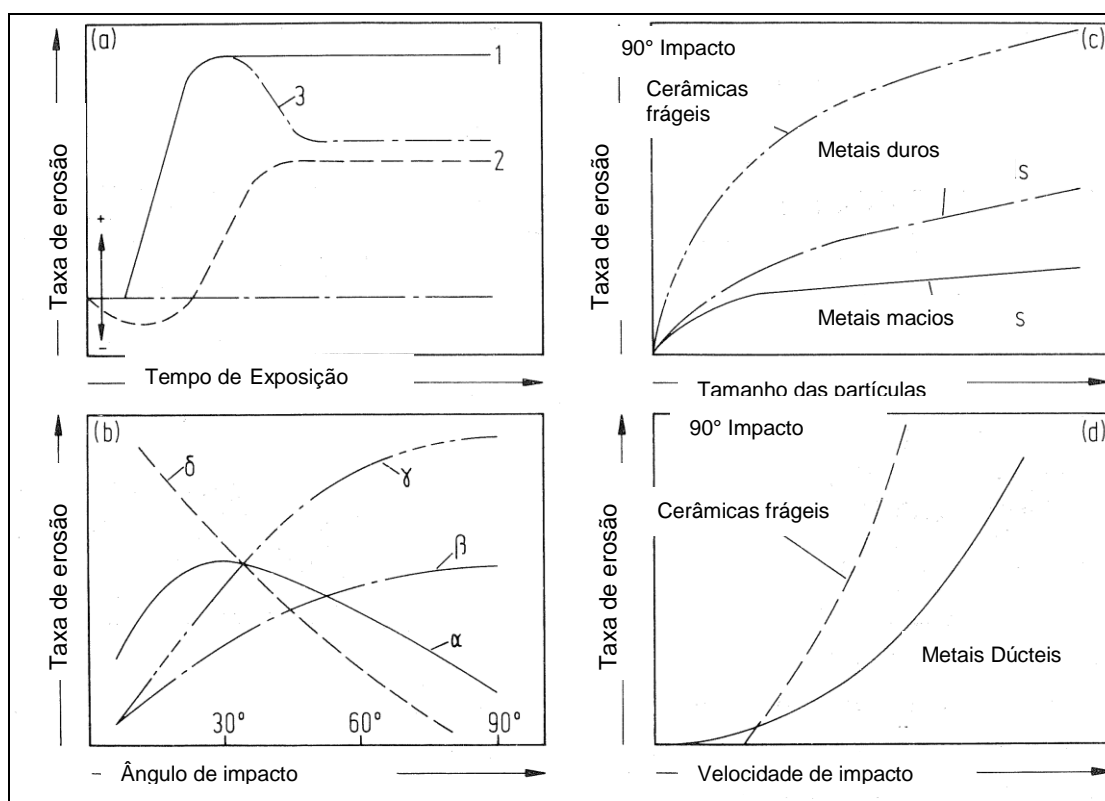


Figura 2.17 – Representação esquemática da taxa de erosão como função: tempo de exposição, b) ângulo de impacto, c) tamanho de partícula e d) velocidade de impacto (Zum Gahr, 1987).

Cada uma das curvas da fig. 2.17 mostra o comportamento da taxa de desgaste em relação a um dos principais parâmetros de influência no processo de desgaste erosivo. A curva "a" da fig. 2.17 apresenta um período de incubação no início de seu ciclo. Este período é encontrado principalmente em materiais com elevada tenacidade.

Sheldon, G.L. and Finnie, I. (1966) A dependência da taxa de erosão em relação ao ângulo de impacto é influenciada pelo tamanho das partículas, pela velocidade de impacto e pelo material testado.

Desta forma, observa-se que uma série de combinação destes parâmetros aliada ao tipo de abrasivo (dureza e geometria), e ainda às propriedades mecânicas e microestruturais do material que sofre o desgaste, gera uma elevada gama de taxas de desgaste erosivo. Isso faz com que cada processo seja estudado e avaliado através de critérios e padrões de execução, o que irá evitar que um parâmetro influencie na análise de outro. Essa forma de estudo permite-se compreender melhor a influência de cada parâmetro ou propriedade do material, sobre a taxa de erosão.

2.4.2 – Desgaste em Bombas

A grande presença de arenitos friáveis nos ambientes de atuação de bombas, principalmente daquelas utilizadas em ambientes offshore, tem sido encarada como um grave problema a ser enfrentado pela indústria de exploração e produção de petróleo. Existem alguns fatores que levam ao aumento da produção de areia, dentre estes se destacam:

- Elevadas velocidades de fluxo do fluido do poço;
- Presença de tensões cisalhantes na rocha, devido ao desbalanceamento das tensões durante a produção do petróleo;
- Aumento da infiltração da água produzida na rocha, que tende a dissolver os grãos de areia e ainda reduzir a permeabilidade do óleo na rocha aumento o atrito; e
- Ciclos de operação onde a porção deformada plasticamente não recupera e a elástica se recupera na ausência das tensões, enfraquecendo a estrutura.

Várias técnicas são aplicadas para controle da produção de areia. A principal é o “Gravel Pack”, que consiste no preenchimento dos canhoneados com uma areia (gravel) de granulometria bem selecionada, formando um pacote compacto, que impede a movimentação da areia da formação Costa (2000). Mas com o decorrer da produção de óleo, a produção de areia aumenta cada vez mais e essa, ao passar pela bomba, causa uma série de danos a diversos componentes da bomba.

À medida que a bomba sofre desgaste ela não consegue atingir mais sua máxima eficiência o que eleva os custos energéticos para operação desta bomba, além de reduzir a produção de óleo. Quando as bombas estão em operação o desgaste do rotor e dos canais

da bomba ocorrem devido ao efeito erosivo e abrasivo das partículas presentes no fluido bombeado, reduzindo sua eficiência e podendo até levar à completa falha do equipamento.

De acordo com Wilson (1990), a região dos canais internos, o rotor e a região de folga entre o rotor e a região de sucção são vistas como as regiões com maior presença de desgaste e que levam a maior perda de eficiência nas bombas, fig. 2.18. Os principais tipos de desgastes presentes no interior destas bombas são desgaste abrasivo e erosivo. A severidade do desgaste é função da velocidade das partículas, da viscosidade do fluido, do ângulo de impingimento e das características da superfície.

Wilson (1990) também classifica o desgaste que ocorre nos componentes da bomba em três formas principais:

Desgaste radial que ocorre nos rolamentos e buchas, levando o eixo a rodar excentricamente. Isso provoca vibração nas vedações, permitindo passagem de fluido para região do motor. Este vem sempre acompanhado de desgaste axial.

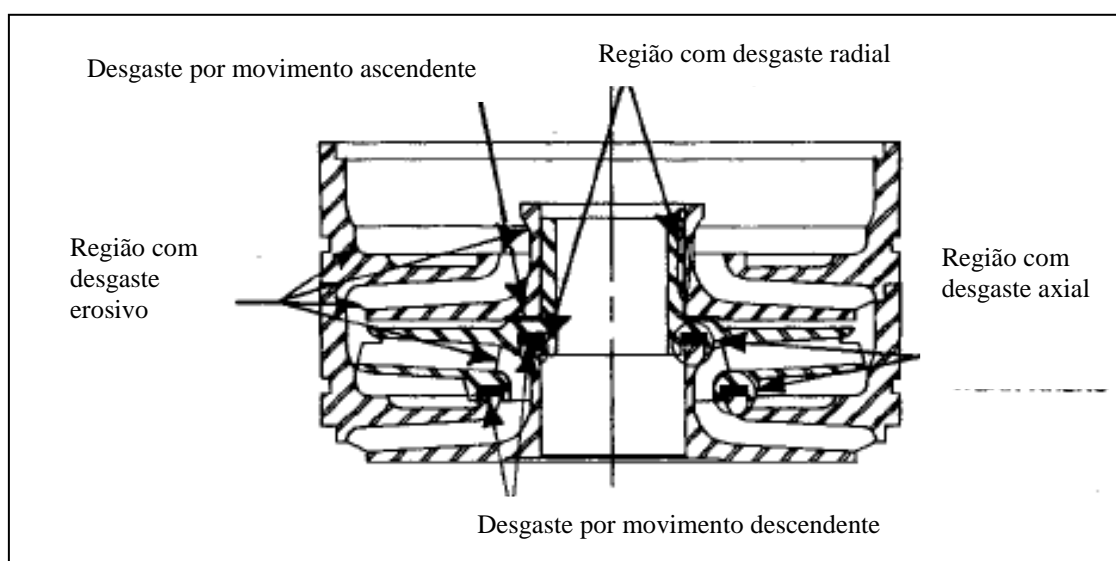


Figura 2.18 – Principais regiões de desgaste erosivo em um estágio da bomba, (Wilson, 1990).

Desgaste axial: ocorre em arruelas axiais e em suas superfícies de união dentro de um estágio da bomba. Essas arruelas são responsáveis por absorver as forças axiais em cada estágio evitando “upthrust” e “downthrust” na bomba.

Desgaste erosivo: ocorre em regiões onde o fluido muda de direção, como na entrada do rotor e do difusor em cada estágio. Segundo Wilson (1990), esse desgaste geralmente não é a causa da falha destes sistemas, que geralmente é causada pela instabilidade de operação.

Na Petrobras (2011), todavia as falhas de BCSs mostram que, na maioria dos casos a falha não é resultado do desgaste. E sim resultado da deposição de sólidos produzidos, após a parada de produção e posterior travamento da bomba, com quebra de eixo ou efeito spin que quebra o difusor e estágios se o mancal de escora se romper.

Wilson (1990) observou que a taxa de desgaste axial no mancal do rotor é diretamente proporcional à concentração de abrasivo do fluido. Um fluido com concentração igual ou superior a 0,5 %, em peso, promoveu um desgaste excêntrico severo no cubo do rotor gerando uma elevada instabilidade que causa a falha imediata da bomba em menos de duas horas. Reduzindo esta concentração de abrasivo para 0,25%, em peso, observou que para menores velocidades ocorre um desgaste mais intenso, devido às maiores pressões presentes (fig. 2.19 e 2.20).

Ao se estabilizar o rotor com o uso de um dispositivo para garantir a estabilidade radial eliminou-se o desgaste axial. Mas ao se reduzir o tamanho do abrasivo para 2,3 micrometro, o desgaste voltou a ocorrer devido à entrada do abrasivo através das folgas existentes, mas neste caso o desgaste ocorreu para velocidades mais elevadas, e não ocorreu desgaste radial mensurável, como pode ser observado na fig. 2.21.

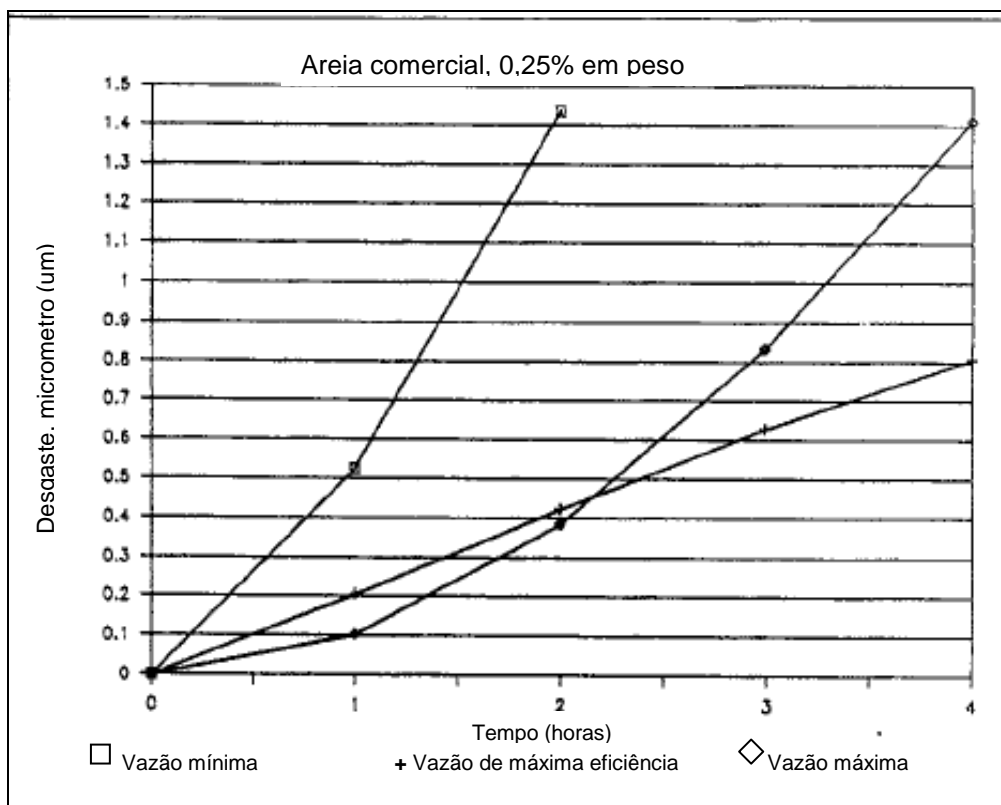


Figura 2.19 – Desgaste axial nos mancais, com o rotor não estabilizado, (Wilson, 1990).

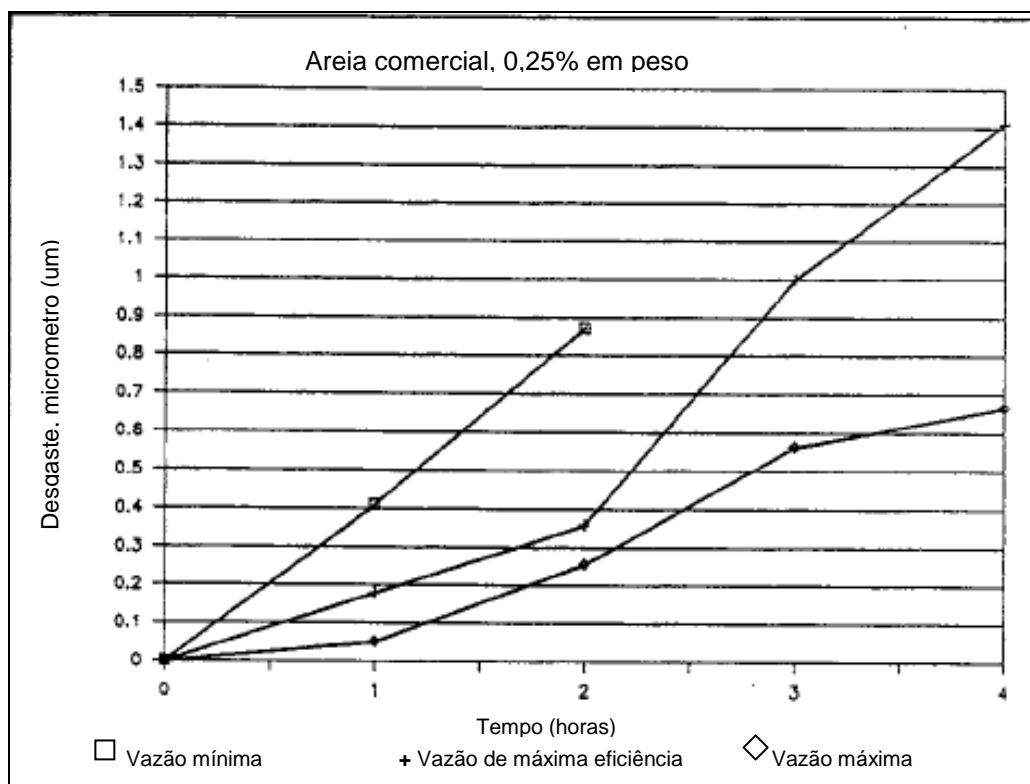


Figura 2.20 – Desgaste radial nos mancais, com eixo não estabilizado, (Wilson, 1990).

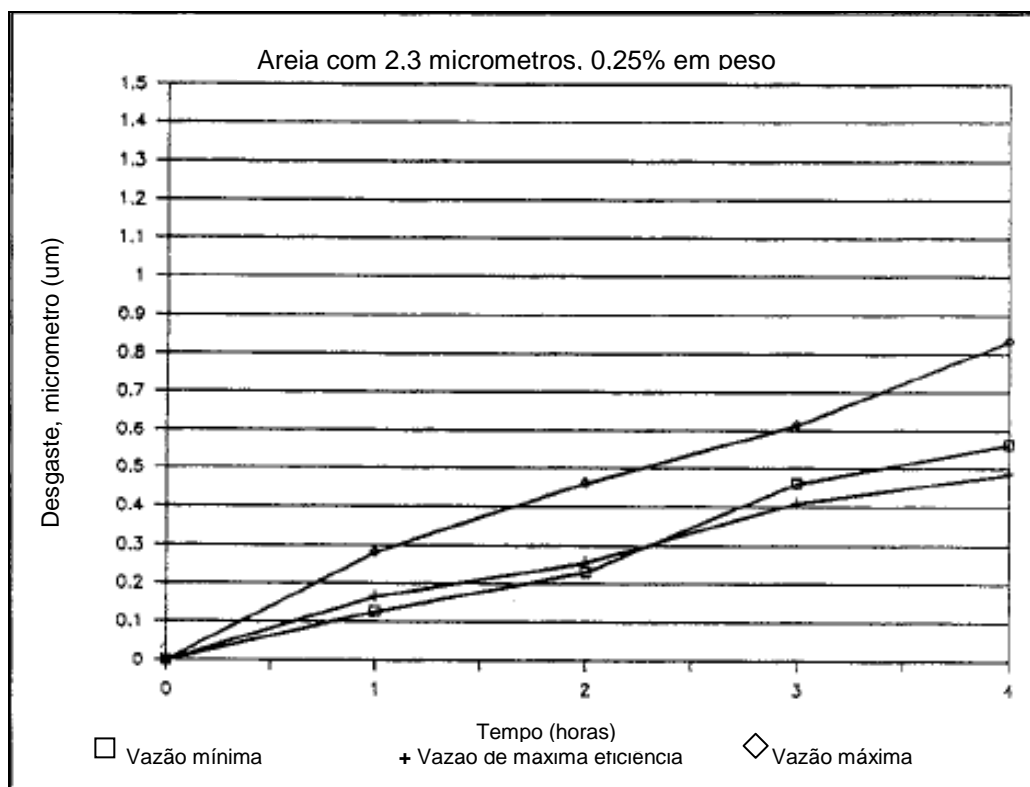


Figura 2.21 – Desgaste axial nos mancais, com o rotor estabilizado, (Wilson, 1990).

Wilson (1990), concluiu que quando uma bomba sofre desgaste radial, o eixo passa a se mover excentricamente, desta forma, as arruelas axiais deixam de mover concentricamente e passam a cruzar com marcas de desgaste na superfície do eixo. Este movimento pode levar à quebra de partículas maiores que a espessura de lubrificação nas bordas da arruela de lubrificação. Isso força a entrada de grandes partículas nessa região levando à destruição das arruelas e levando à falha do equipamento. Geralmente, o desgaste axial ocorre simultaneamente ao desgaste radial devido à instabilidade gerada pelo movimento excêntrico das partes móveis, que levam a carregamentos radiais e aumento das tolerâncias entre as partes móveis, permitindo a entrada de maior quantidade de partículas e partículas maiores.

A estabilização radial da bomba melhora o desempenho em um grande número de poços com abrasivo. Isso deve ser considerado especialmente quando a porcentagem de partículas finas é baixa. Uma elevada força axial sobre o rotor não deve ser encarada como causa da falha se é acompanhada de significativo desgaste radial, que causa grande instabilidade na bomba, Wilson (1990).

(Craig I. Walker, 2001) ao comparar duas geometrias de rotores, denominadas por ele um como “High Efficiency” (HE) e outro como Standart (STD), observou que a diferença encontrada entre o desgaste das tampas dos rotores é fortemente explicada pela diferença de geometria existente entre os rotores. A geometria do rotor HE (“High Efficiency”) não possui pás expelidoras na região frontal da tampa do rotor e tem uma maior tolerância frontal em todo o diâmetro que não sela tão bem como o rotor STD (“Standart”). Isto explica a grande quantidade de fluido retornando através da abertura entre a tampa e o rotor no HE.

A geometria de ambos os rotores estudados pode ser observada na fig. 2.22, onde se é possível observar as diferenças existentes entre a geometria destes.

Na geometria STD o campo centrífugo gerado pelas pás expelidoras assegura a exclusão das partículas grandes e apenas as pequenas são levadas até a região central da tampa do rotor, chegando à admissão do rotor.

Na geometria HE, devido ao pequeno campo centrífugo formado, tanto as partículas pequenas quanto as grandes são levadas ao interior da tampa do rotor devido ao fluido recirculante.

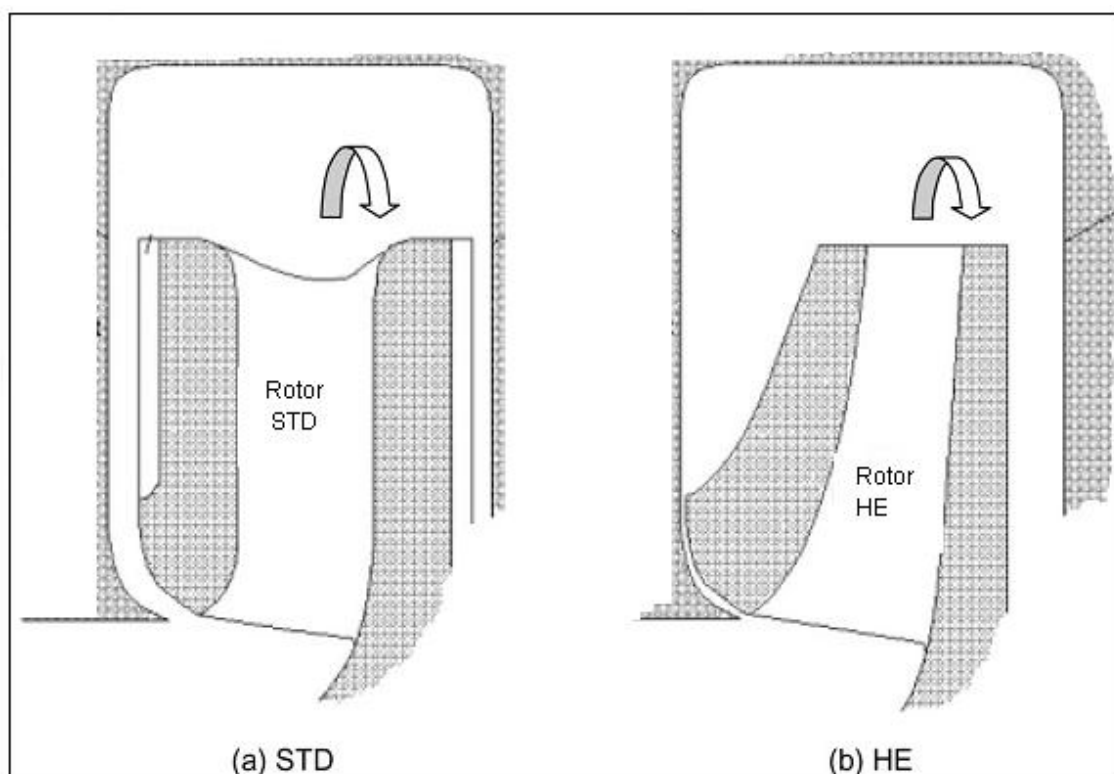


Figura 2.22 - Seção em corte das duas geometrias de rotor avaliadas, por (Walker, 2001).

Estes fatos explicam o pequeno desgaste sofrido pela tampa do STD para partículas maiores, enquanto que para o HE com partículas pequenas e com pouca turbulência, na ausência das pás expelidoras, menos desgaste ocorre devido à fácil movimentação destas partículas, como pode ser bem identificado nos resultados exibidos na fig. 2.23, onde se tem o resultado para os testes de desgaste para as duas geometrias de rotores.

Para a comparação das duas geometrias o autor utilizou-se o d85, que se trata de um tamanho de partícula equivalente. Este parâmetro simula que todas as partículas presentes no desgaste apresentou um único tamanho. E, desta forma, promoveram um desgaste com mesma intensidade que aquele provocado pelas partículas existentes no fluido, que apresentou uma grande variedade de tamanhos.

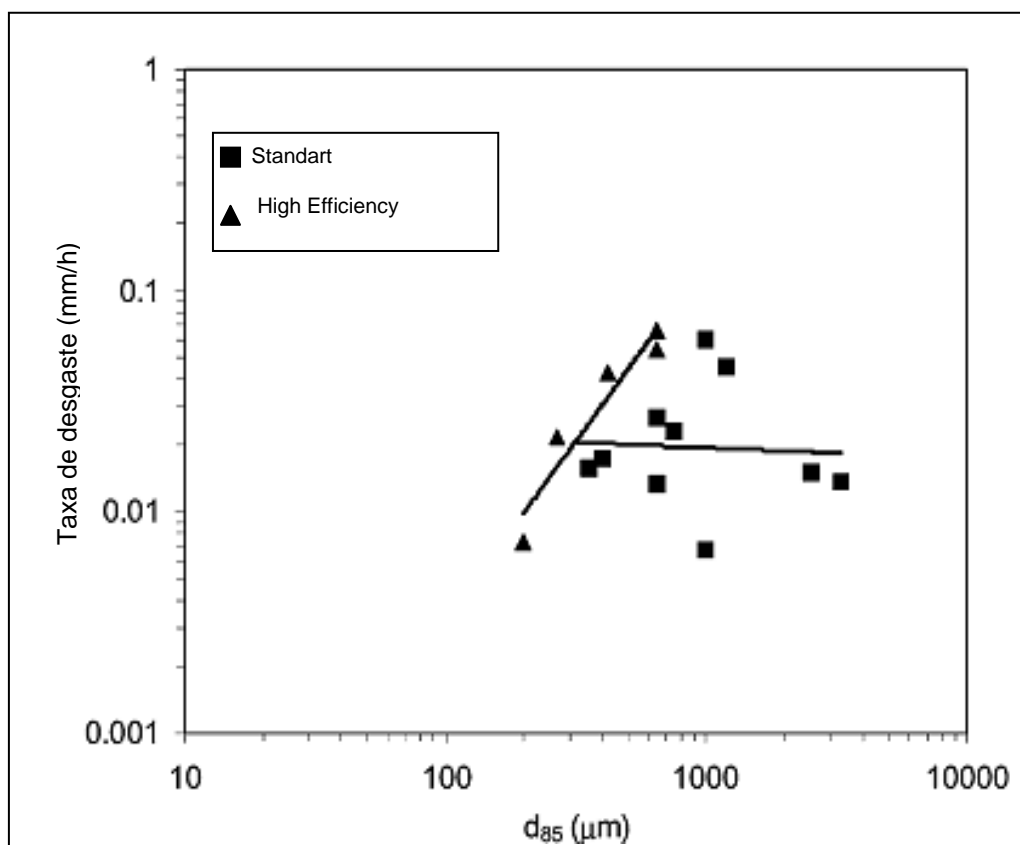


Figura 2.23 – Taxas de desgaste para duas geometrias de rotor para uma mesma condição de bombeamento (Walker, 2001).

Outro parâmetro avaliado pelo autor foi o material dos rotores, ao comparar rotores de ferro fundido branco com rotores de borracha, fig. 2.24. Observou-se que para tamanhos de partículas menores que 700 micrometro a borracha apresentou uma menor taxa de desgaste. Isso foi explicado pelo fato da superfície da borracha absorver pequenas partículas sem que ocorram danos como cortes ou destacamento de material.

Através destes trabalhos já desenvolvidos observa-se que são diversos fatores que influenciam na resistência ao desgaste dos componentes de bombas centrífugas: material, geometria, tipo de fluido e abrasivo. Todos esses parâmetros e outros, de igual influência, devem ser estudados para a melhor compreensão do fenômeno.

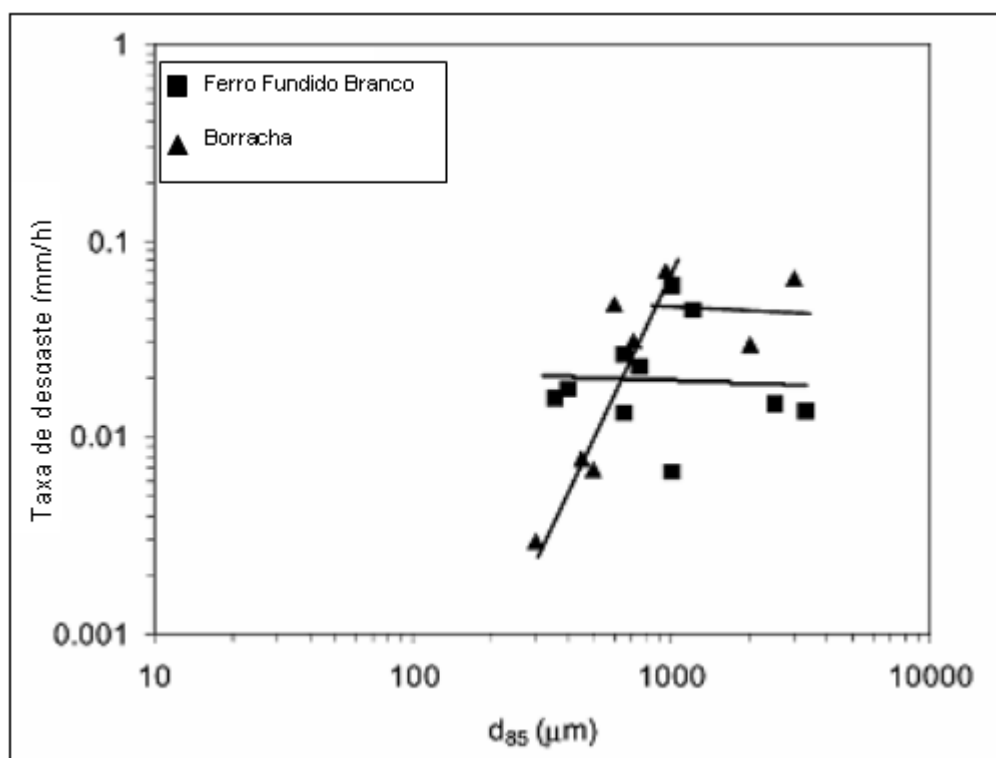


Figura 2.24- Comparação da Taxa de desgaste para rotor de borracha e de ferro fundido branco, utilizando a geometria STD, (Walker, 2001)

Ribeiro (2007) em seu relatório consolida informações de relatórios técnicos antes emitidos sobre teste realizado no último trimestre de 1988 de um conjunto de BCS operando com areia na Jaraguá-SP, com o objetivo de se verificar se era possível ou não bombear, com esses equipamentos, óleo contendo areia no Pólo Nordeste da Bacia de Campos.

O resultado, do estudo de viabilidade técnica e econômica conhecido como EVTE, apontou o método de bombeio centrífugo submerso como mais adequado para bombear óleo daqueles Campos. Esperava-se na época, uma quantidade menor do que 0,001 % em volume de areia no óleo e se desejava evitar a instalação de “gravel pack” para reduzir custos de completação dos poços daquele pólo.

O teste realizado na empresa Jaraguá envolveu uma operação de um conjunto de BCS bombeando óleo contendo cerca de 0,06% de areia em volume. Durante 1000 horas, com paradas para verificações depois de 200, 400, 520 e 800 horas de operação. O esquema do circuito de teste utilizado para a realização do teste é apresentado na fig. 2.25. A bomba utilizada foi a de modelo 8-SOF, com 90 estágios, fabricada pela Jaraguá. Como não era possível utilizar um medidor de fluxo com turbina devido à abrasão, as medidas de vazão foram avaliadas através de medidas de pressão na cabeça de poço e da curva de

pressão versus vazão da bomba. Seis estágios da bomba foram selecionados para acompanhamento do desgaste ao longo do teste.

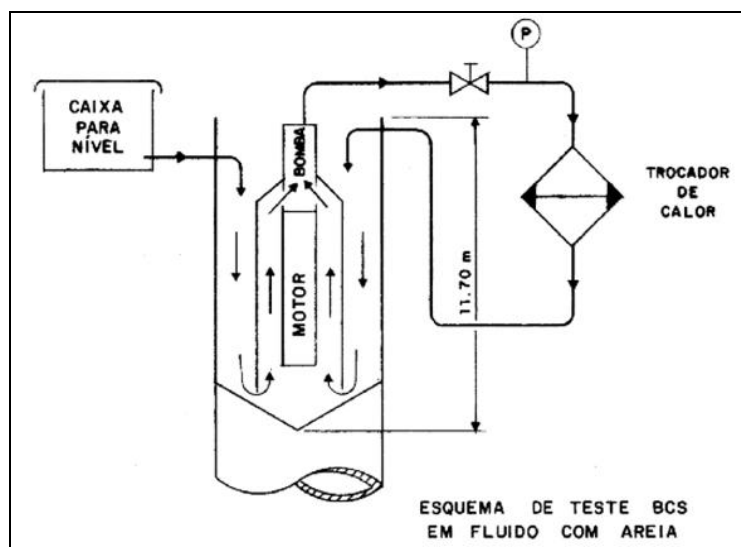


Figura 2.25 - Esquema simplificado do circuito de teste (Ribeiro, 2007).

A vazão e a altura manométrica de teste, selecionadas foram, respectivamente 0,15 m³/h e 0,61 m. Além disso, ao longo das 1000 horas de operação, as variações dos valores da altura e diâmetro interno do difusor, e diâmetros externo e interno do impulsor foram monitorados, fig. 2.26.

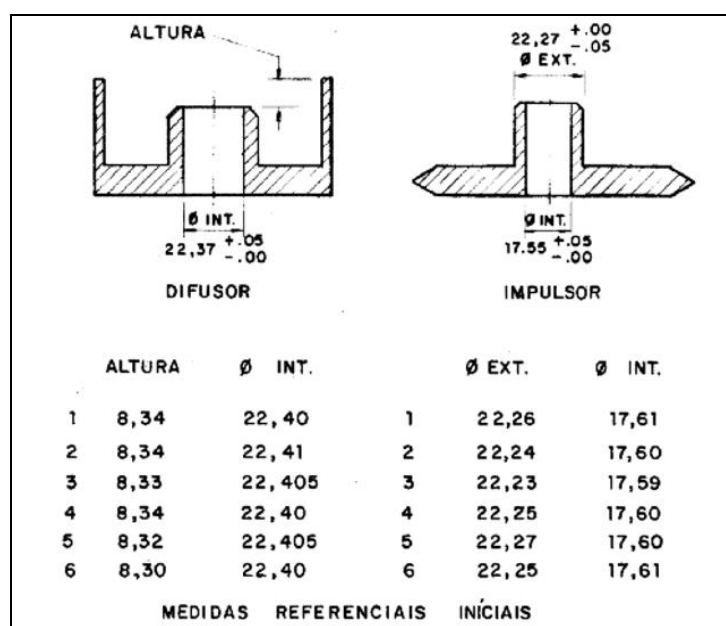


Figura 2.26 - Medidas de referência dos estágios de controle (Ribeiro, 2007).

Os resultados parecem indicar a ocorrência de um desgaste maior nos diâmetros internos do difusor e nos diâmetros externos do impelidores, cujas superfícies foram mais expostas à passagem de fluido com areia.

Quanto às variações de altura dos difusores e diâmetros internos dos impelidores, não se pôde atribuir as mesmas a um desgaste por abrasão ou a um desgaste por operação normal Ribeiro (2007). A tab. 2.1 mostra as variações desses valores médios medidos em seis estágios de controle. A variável de controle mais significativa do teste se refere às medidas de peso dos difusores e dos impulsos da bomba.

Horas de Operação	Difusor		Impulsor	
	Diâmetro Interno	Altura	Diâmetro Externo	Diâm. Interno
0	22,403	8,328	22,250	17,602
1000	22,507	8,357	2,103	17,617
Diferença	+0,104	+0,029	-0,147	+0,015

Tabela 2.1- Variação valores da altura e diâmetro interno do difusor, e diâmetros externo e interno do impulsor em milímetro (Ribeiro, 2007).

Os pesos dos rotores e difusores foram levantados por estágio de controle, antes do início dos testes, em balança com resolução de 0,1 g, e as variações desses pesos ao longo do teste. Os valores das variações de peso ao longo teste, foram utilizados para gerar uma exponencial aproximada da qual se pôde extrapolar o desgaste por abrasão após um ano e após dois anos de operação contínua. Ao se aplicar as fórmulas das exponenciais geradas, obteve-se os valores de desgaste em porcentagem mostrados na tab. 2.2.

Anos de Operação	Difusor	Impulsor
1	8%	18%
2	17%	34%

Tabela 2.2 - Expectativa de desgaste dos difusores e impelidores (Ribeiro, 2007).

Deste trabalho (Ribeiro, 2007), foram levantadas as seguintes conclusões: o teste do conjunto BCS, bombeando óleo com areia foi considerado válido, pois identificou os principais pontos fracos dos equipamentos fabricados em 1988. Mas não há como concluir o mesmo a respeito dos atuais equipamentos, onde várias modificações e substituições de material foram feitas desde aquela época.

Uma vez que um novo formato de impelidores e difusores foram gerados, pelo intenso desgaste provocado pela areia, observou-se queda na altura manométrica disponibilizada pela bomba, como mostrado na fig. 2.27. Além disso, houve uma queda de eficiência da bomba de 23 % após 1000 horas de teste, fig. 2.28.

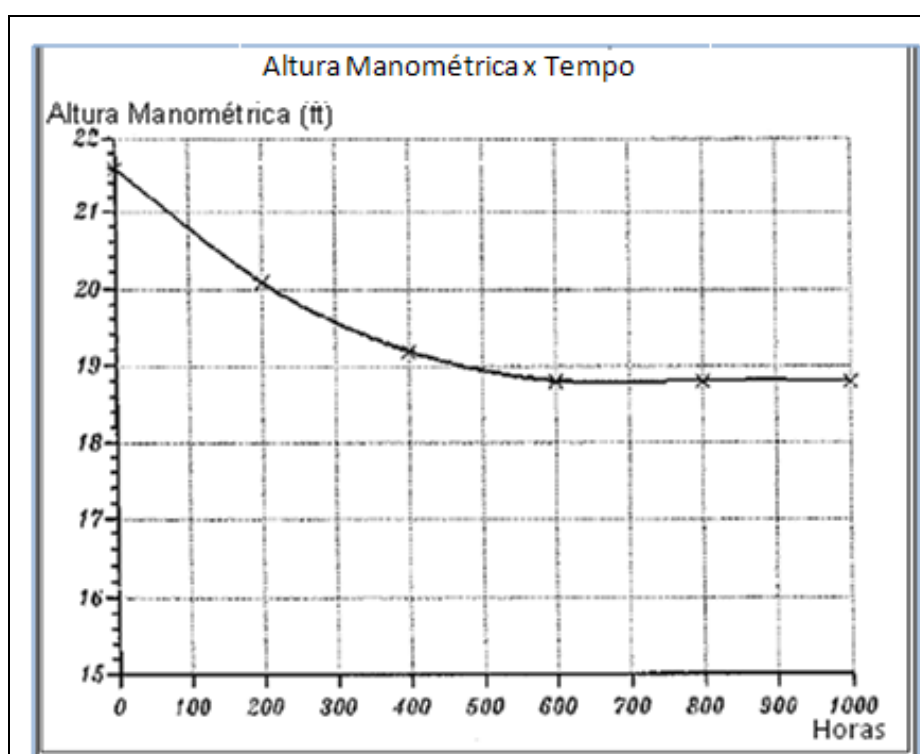


Figura 2.27 - Curva de altura manométrica x Tempo (Ribeiro, 2007).

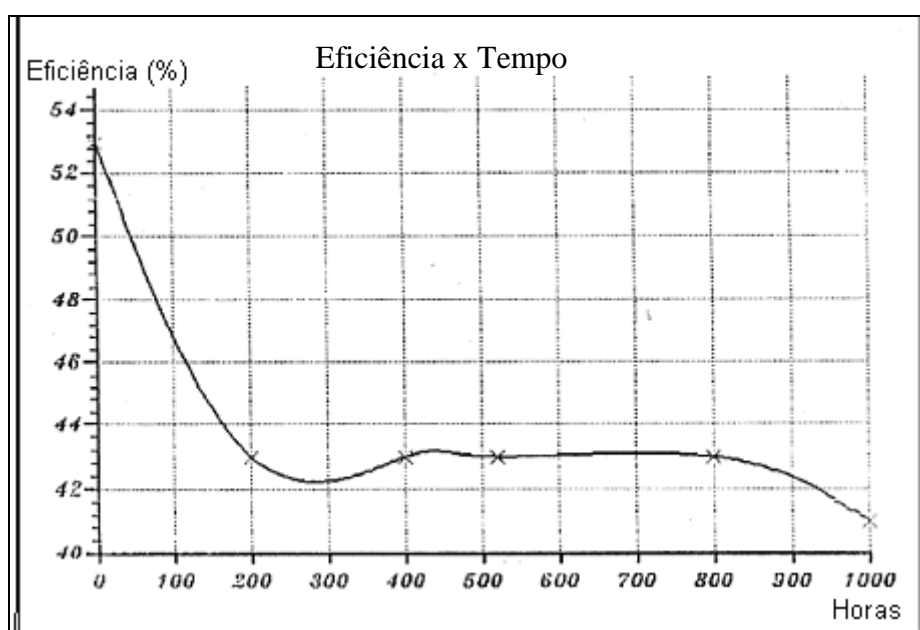


Figura 2.28 Variação da eficiência da bomba durante os testes (Ribeiro, 2007).

O tempo de teste do BCS operando com óleo e areia foi considerado muito pequeno, quando comparado ao tempo de operação mínimo de um conjunto de BCS desejável para o pólo Nordeste na época. Para uma avaliação mais precisa, seria necessário executar um teste com um número maior de horas visando extrapolações para casos reais. Os desgastes em porcentagem de peso extrapolados, mostrados na tab. 2.2, apesar da maior quantidade de areia presente no óleo, não permitem ter certeza de uma expectativa de longa duração para o conjunto de BCS operando em tais condições.

Os testes indicaram que há a possibilidade de um conjunto de BCS operar em poços sem “gravel pack” por um ano. Mas é importante ressaltar que ainda não há uma associação clara entre tipos de areia versus durabilidade de bombas de BCS.

Através destes trabalhos já desenvolvidos observa-se que são diversos fatores que influenciam na resistência ao desgaste dos componentes de bombas centrífugas: material, geometria, tipo de fluido e abrasivo. Todos esses parâmetros e outros, de igual influência, devem ser estudados para a melhor compreensão do fenômeno.

Capítulo III

Concepção, Projeto e Construção de um Circuito de Teste para Ensaios em BCSs

Este capítulo trata da concepção do sistema para estudo do desgaste em bombas centrífugas submersas, através da definição das diretrizes do projeto. Propõe quais serão os parâmetros dos testes e suas faixas de aplicação, que serão utilizadas para definir os limites de aplicação do equipamento. Realização dos cálculos estruturais e de cálculos para especificação dos principais componentes do sistema a ser desenvolvido. Após a realização dos cálculos aborda a seleção dos equipamentos, detalhes da montagem e construção do equipamento.

3-1 Desenvolvimento de um circuito de ensaios de corrosão/erosão para BCSs

A nova metodologia proposta para o estudo de desgaste em bombas centrífugas baseia-se na simulação do funcionamento da bomba sob condições de operação com intensa presença de abrasivo/erosivo e ainda aplicando um fluido com características compatíveis com o fluído encontrado na operação destas bombas. Assim podem-se aplicar nestas bombas condições mais severas de operação que acelerem o processo de desgaste e que permitam identificar os parâmetros de maior influência neste processo. Outra análise pode ser feita extrapolando os dados obtidos nos testes realizados, e através destes, fazer uma previsão do tempo de operação destas bombas antes de uma falha.

Os testes, realizados nas bombas, permitem comparar geometrias e materiais diferentes para os rotores e difusores, das bombas testadas.

O princípio básico do ensaio consiste em montar a bomba, a ser testada, em um circuito fechado, denominado aqui de Loop, como pode ser na fig. 3.1.

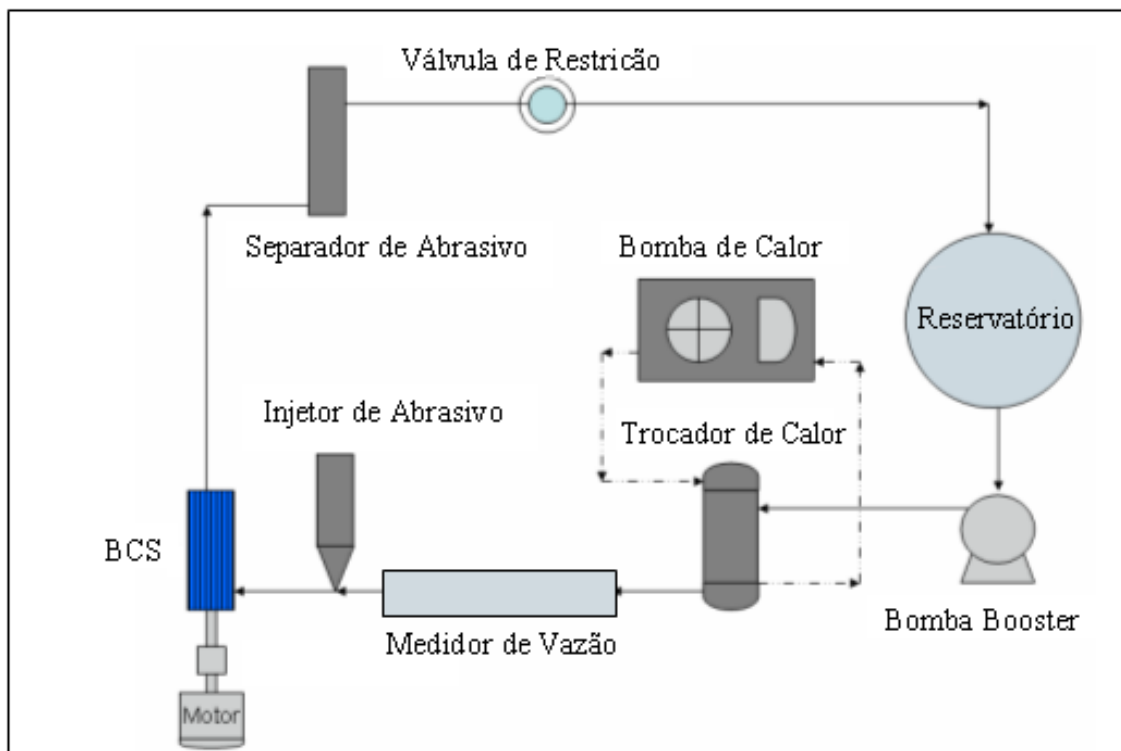


Figura 3.1 – Desenho esquemático do sistema que constitui o Loop.

Nesse circuito, fazer-se-á circular um fluido, que poderá ser, água doce, água do mar, óleo ou mesmo uma mistura de óleo com água e junto ao fluido uma certa quantidade de areia. O tipo de fluido, bem como, a porcentagem de areia no fluido serão parâmetros controlados nos testes. Outro parâmetro controlado será a temperatura do fluido, através de um sistema constituído de um trocador de calor e de um equipamento que apresenta a função de chiller e de bomba de calor, o que garantirá que a viscosidade do fluido permaneça constante durante os testes.

3.2 – Concepção

Para simular as condições de operação de bombas centrífugas submersas, foi desenvolvido um circuito hidráulico fechado, ou seja, em Loop. Este circuito hidráulico apresenta diversos parâmetros que irão caracterizar o fluxo no interior da tubulação e os gradientes de pressão devido à gravidade e o atrito, bem como a operação do motor e da bomba durante o bombeamento do fluido. Existem parâmetros que serão parâmetros fixos, que irão caracterizar o escoamento em condições reais de operação destas bombas em

campo. Estes parâmetros são: temperatura, concentração de abrasivo, frequência de alimentação do motor e viscosidade que é definida pelo tipo de fluido e pela temperatura. Os demais parâmetros são parâmetros variáveis que serão medidos e seus valores serão guardados para posterior análise. Estes parâmetros variáveis irão fornecer informações a respeito do escoamento, da eficiência e das condições de operação da bomba, permitindo acompanhar o comportamento do conjunto motor-bomba frente às modificações provocadas pelo desgaste. Estes parâmetros são: vazão, pressão na entrada da bomba, pressão na saída da bomba, corrente de alimentação do motor, torque no motor, capacidade útil da bomba, vibração no conjunto motor-bomba, potência útil e eficiência de bombeio.

A maioria dos parâmetros acompanhados durante os testes apresentam uma variação direta com alguns dos parâmetros fixados no teste. A vazão de bombeamento varia diretamente com variação da frequência, ou seja, se aumentarmos a frequência em 10%, a vazão bombeada pelo BCS também aumentará em 10%. A altura manométrica, que representa o diferencial de pressão fornecido pela bomba, varia com o quadrado da variação da frequência. O BHP (Break Horse Power), potência requerida pela bomba, varia com o cubo da variação da frequência, enquanto que a potência nominal do motor aumenta linearmente com a frequência. Destaca-se aqui, que a potência requerida pelo sistema não pode exceder a potência disponível do motor. O conhecimento e uso destas relações são importantes durante a fase de calibração dos sistemas de aquisição de dados e controle dos equipamentos do sistema.

A primeira etapa para a concepção do Loop de erosão em BCS foi determinar as faixas de operação para os diversos parâmetros de escoamento, tais como: pressão, vazão, velocidade e diâmetros nominais de tubos e componentes. Esses parâmetros estão diretamente ligados às bombas que serão testadas. As bombas de teste são descritas a seguir, sendo uma bomba modelo standard e uma adaptada para trabalhos em meios de maior abrasividade.

As fig.s 3.2 e 3.3 mostram as curvas características das bombas A (standard) e B (especial), respectivamente.

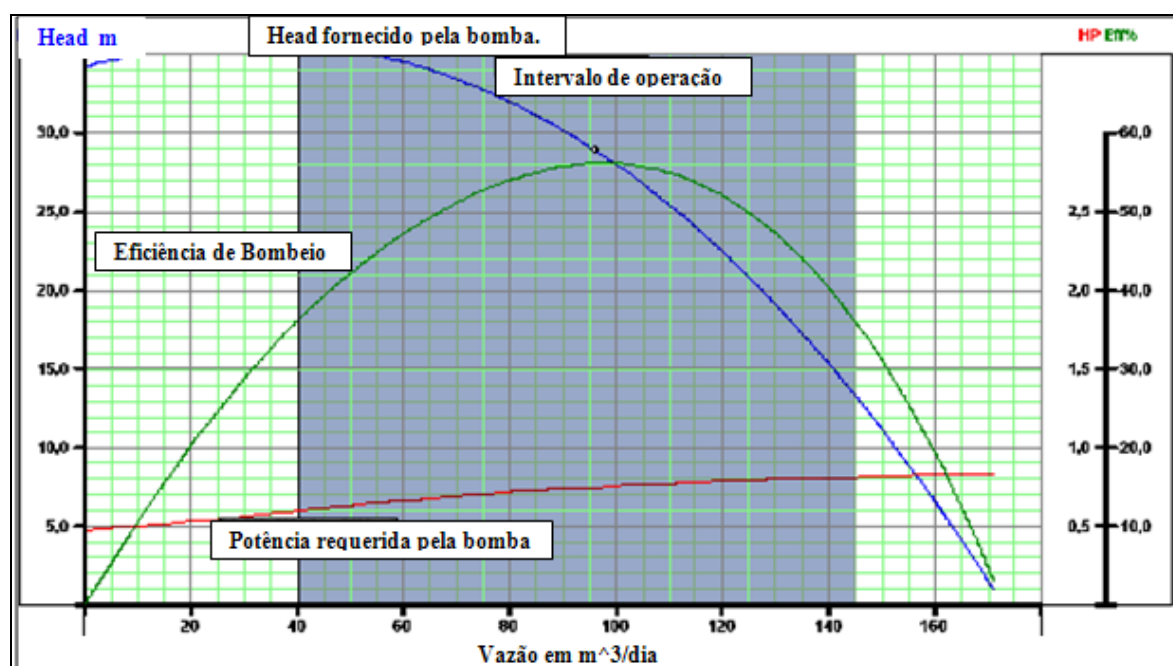


Figura 3.2 – Curva da bomba A com vazão de 2700 bpd, 3 estágios, standard 4 bar – 1HP (Fabricante REDA)

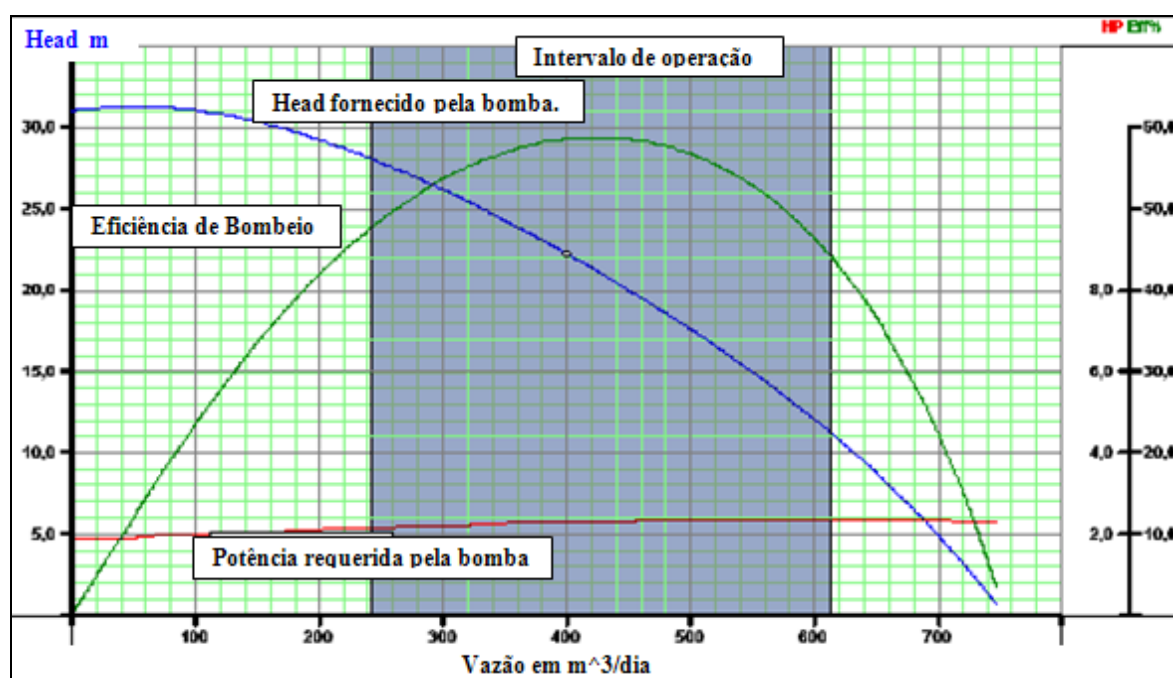


Figura 3.3 – Curva da bomba B com 3 estágios, especial, 3,2 bar – 2HP (Fabricante REDA)

Inicialmente foram estabelecidos os principais parâmetros e faixas de operação do equipamento, para que a partir destes fosse desenvolvido o sistema que garantisse tais faixas de operação. Estes parâmetros são:

Pressão de trabalho na linha, até 15 bar;

Comprimento aproximado do loop: 50 m;

Temperatura: temperatura de teste no loop de 25 °C (ambiente), sendo que seus componentes estão dimensionados para atender temperaturas até 70 °C;

Diâmetro nominal: 3 polegadas;

Configuração do teste: de início optou-se por montar a BCS na vertical, de forma que o escoamento fosse feito tal como ocorre em campo.

Os parâmetros relativos ao fluido de teste foram também definidos e são descritas a seguir:

Fluido de teste: Água do mar, água doce, óleo ou mistura destes;

Abrasivo: tipo sílica, granulometria na faixa de 0,15 a 0,30 mm;

Antes do início do desenvolvimento do projeto algumas exigências foram estabelecidas como guias. Dentre estas destacam-se:

- Evitar que o abrasivo escoe por longos trechos de tubo e em contato com dispositivos presentes na linha de teste como válvulas, sensores e outros, causando desgaste nestes componentes;
- Garantir escoamento completamente desenvolvido antes do medidor de vazão de forma a melhorar sua operação e obter valores medidos de vazão mais exatos;
- Garantir escoamento turbulento na região do dosador de abrasivo, o que irá ajudar na homogeneização da mistura fluido e abrasivo.

3.2.1 – Concepção e Desenvolvimento do Sistema Hidráulico

O material definido para a tubulação foi o aço inoxidável 316L, devido à resistência à corrosão apresentada por este material. As propriedades mecânicas deste material podem ser vistas na tab. 3.1.

Tipo de Aço ABNT	Estado	Resistência à tração N/mm ²	Limite de escoamento à 0,2% N/mm ²	Alongamento em 50,8 mm percentual	Dureza Rockwell	Limite de resistência à fadiga N/mm ²
316	recozido	567,0	294,0	50	B 79	273,0

Tabela 3.1 – Propriedades mecânicas do aço inoxidável 316L.

A partir das propriedades mecânicas do material escolhido foram realizados os cálculos de dimensionamento dos tubos e outros acessórios aplicados na tubulação. Para o dimensionamento da espessura da parede, ou Schedule, foram realizados os seguintes cálculos de resistência dos materiais:

1- Cálculo das tensões atuantes nos tubos:

A tensão circunferencial foi calculada utilizando a seguinte expressão:

$$\sigma_c = \frac{P \cdot r}{t} = (1,50 \text{ MPa}) \cdot (41,4 \text{ mm}) / (3,05 \text{ mm}) = 20,4 \text{ Mpa}$$

(3.1)

A tensão radial de acordo com a análise das tensões na parede da tubulação corresponde à pressão interna. E pode ser expressa da seguinte forma:

$$\sigma_r = -p = -1,5 \text{ MPa.}$$

(3.2)

2- Identificação das tensões principais atuantes nas paredes da tubulação:

Fazendo-se a análise das tensões, pelo método do círculo de Morh, definem-se as tensões principais, atuantes na parede da tubulação, como:

$$\sigma_1 = \sigma_c, \sigma_3 = \sigma_r \text{ e } \sigma_2 = 0.$$

(3.3)

3- Cálculo da máxima tensão cisalhante:

Utilizando os conceitos da teoria do círculo de Morh, conforme fig. 3.4, obtém-se o seguinte resultado:

$$\tau_{\text{MAX}} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} = [20,4 \text{ MPa} - (-1,50 \text{ MPa})] / 2 = 10,95 \text{ MPa.}$$

(3.4)

Para a verificação do dimensionamento dos tubos, utilizou-se o critério de falha de Von-misses, geralmente mais empregado para materiais dúcteis e menos conservativo e por apresentar resultados que melhor caracterizam o escoamento do material.

$$\sigma_{MSES} = \sqrt{\frac{\sigma_1^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + \sigma_3^2}{2}} = \sqrt{\frac{20,4^2 + (20,4 + 1,5)^2 + 1,5^2}{2}} = 21,2 \text{ Mpa} \quad (3.5)$$

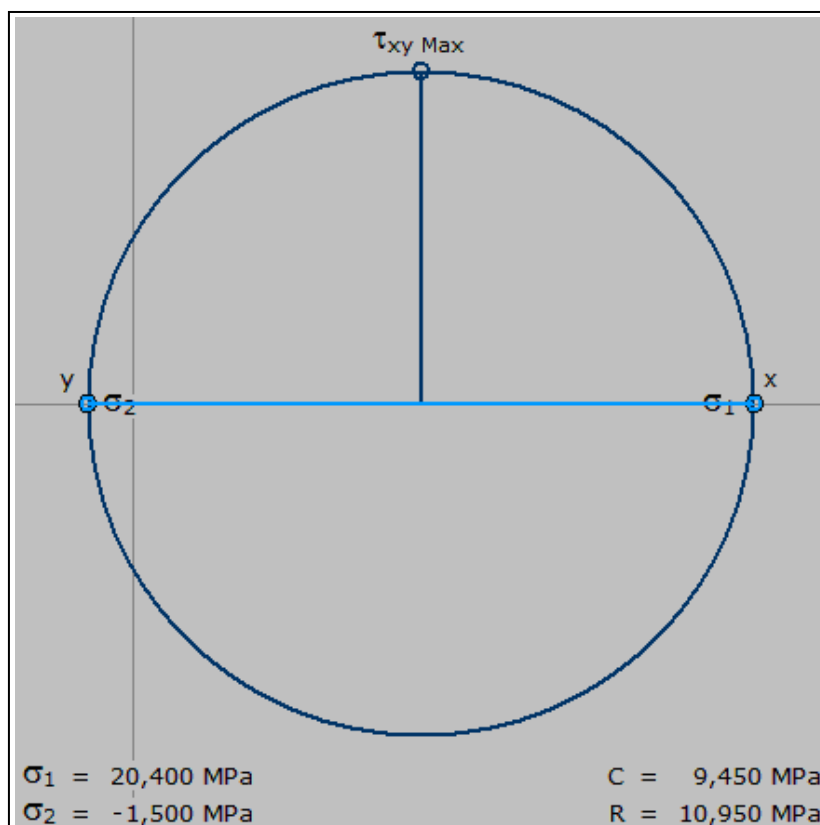


Figura 3.4 – Círculo de Morh com os esforços principais em um elemento da parede do tubo (Software MDSolid®).

De acordo com a tab. 3.1, a tensão de escoamento do material é 294 MPa. Desta forma, tem-se para este tubo trabalhando a 15 bar de pressão ou 1,5MPa, um coeficiente de segurança de $FS = 294/21,2 = 13,9$. Através deste valor, de tensão admissível, é possível definir a pressão limite a ser aplicada no equipamento durante os testes realizados. Para isso realiza-se o seguinte cálculo:

$$S_y = \frac{P}{t} \cdot \sqrt{r^2 + r \cdot t + t^2} \Rightarrow P = \frac{S_y \cdot t}{\sqrt{r^2 + r \cdot t + t^2}} \quad (3.6)$$

$$P_{LIM} = \frac{294 \cdot 3,05}{\sqrt{41,4^2 + 41,4 \cdot 3,05 + 3,05^2}} = 20,85 \text{ MPa} \quad (3.7)$$

onde:

r : é o raio da tubulação;

t : é a espessura da parede da tubulação;

S_y : é a tensão de escoamento do material da tubulação.

O valor encontrado é a máxima pressão que pode ser aplicada na tubulação sem que ocorra deformação plástica. Como o sistema foi projetado para atuar no máximo com 15 bar de pressão ou 1,5 MPa, a tubulação encontra-se dimensionada com segurança.

O fato de a tubulação apresentar um elevado coeficiente de segurança é devido à espessura elevada do tubo usada como sobre espessura para corrosão e outro tipo de desgaste que venha a ocorrer devido à presença de abrasivo na água.

A tubulação é composta por tubos, flanges, pestanas, curvas 90°, tês e parafusos, todos fabricados em aço inoxidável 316L. A montagem dos componentes do circuito hidráulico é feita com a utilização de pestanas e flanges soltos, que facilitam a montagem desses componentes e reduzem o custo. Para a vedação nas uniões dos elementos (segmentos de tubos, válvulas, etc.) foram selecionadas juntas de papelão hidráulico. Essas juntas foram selecionadas a partir da classe de pressão e dos fluidos a serem escoados.

3.2.2 – Tanque

O tanque foi selecionado para suportar a capacidade de armazenamento de 3000 litros e resistência à água do mar. Para isso o material selecionado para o tanque foi poliuretano, que não é degradado pelo contato com água do mar. Um desenho esquemático do tanque é apresentado na fig. 3.5. Este tanque será conectado ao circuito de teste e será o componente por onde o fluido utilizado no teste será alimentado.

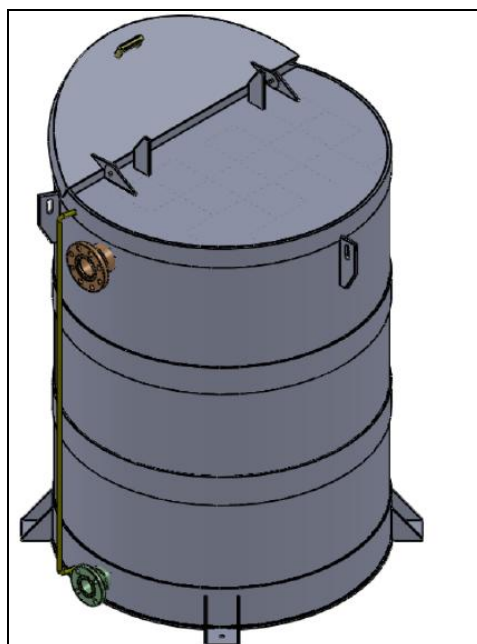


Figura 3.5 – Tanque para armazenamento do fluido de trabalho em Poliuretano.

3.2.3 – Sistema de Controle de Temperatura

A viscosidade do fluido apresenta grande influência sobre a eficiência de bombeio de sistemas BCS, conforme foi abordado no capítulo 2. Desta forma, o circuito de teste deverá conter um sistema que mantenha essa propriedade constante durante os testes. Uma maneira de garantir que a viscosidade permaneça constante é através do controle da temperatura do fluido durante a realização dos testes.

Esse sistema para o controle de temperatura é formado basicamente por uma bomba de calor (chiller) e um trocador de calor.

O trocador de calor selecionado foi do tipo casco/tubo com 4 passes do fluido do lado dos tubos e simples passagem do lado do casco. A máxima pressão permitida no interior deste é de 8 bar e a máxima temperatura é de 130°C. Este possui uma área de troca de 4,55 m² e capacidade de troca térmica de 67100 Kcal/h. Este equipamento foi adquirido da empresa EVACON equipamentos industriais modelo SC-185.

O chiller selecionado foi um modelo a ar com compressores, da empresa Carrier, modelo Scroll 30RA, com capacidade nominal para 20 Toneladas de refrigeração, utilizando o R407C como fluido refrigerante.

O sistema de controle de temperatura ficará posicionado na parte externa do bloco do LTAD, com o objetivo de melhorar a eficiência de troca térmica deste sistema. Outra vantagem desta configuração será a facilidade para manutenção e limpeza dos componentes. Este sistema apresenta em sua montagem válvulas de controle

de fluxo e “tês” na entrada e na saída, o que possibilita o fluido passar ou não pelo trocador garantindo melhor controle da temperatura.

3.2.4 – Concepção do Circuito de Teste

Foi concebido um circuito de teste, com o fluxo do sistema entrando pela parte inferior da bomba (BCS) e saindo pela parte superior da mesma, como ocorre na operação em campo. A fig. 3.6 apresenta o arranjo do sistema com seus principais componentes.

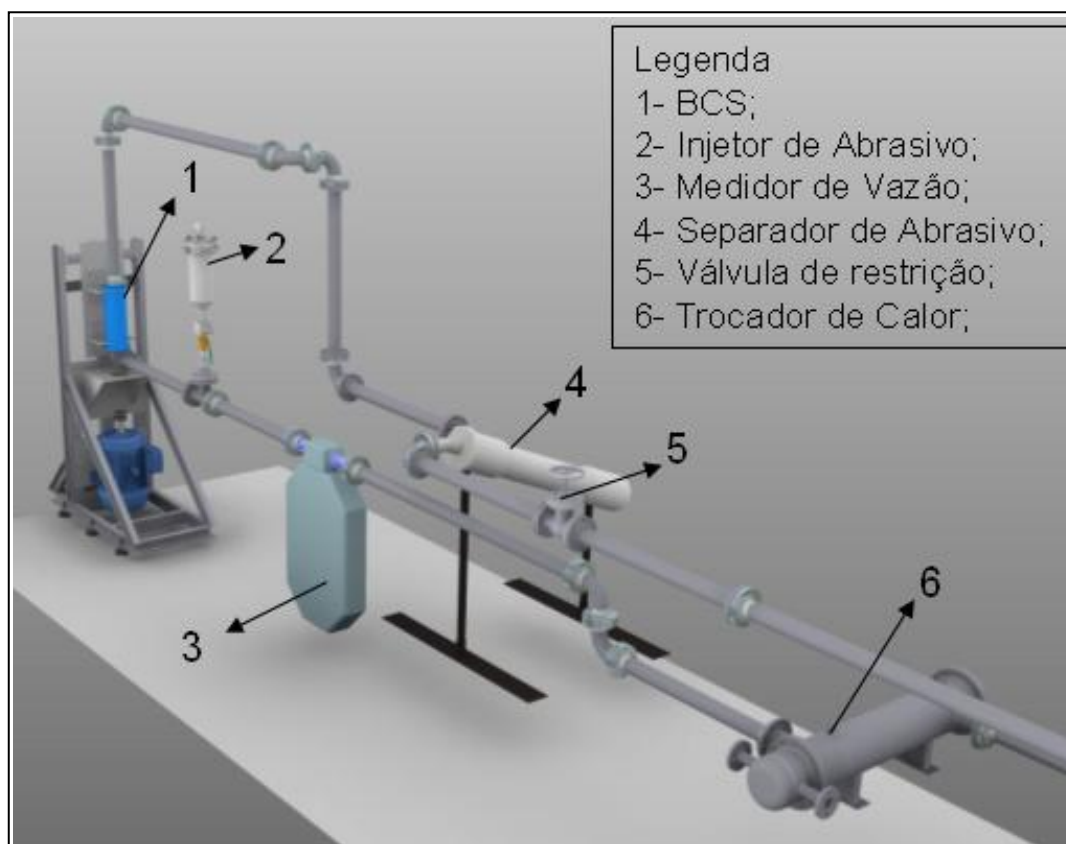


Figura 3.6 – Arranjo do equipamento Loop com seus principais componentes.

Os comprimentos da tubulação e o posicionamento dos componentes principais como sensores, medidores de vazão e entrada e saída de abrasivo, foram definidos, com o objetivo de garantir perfis de escoamentos específicos, para cada região do circuito. Além de não causar variações durante os testes e interferências nos processos de desgaste, de forma a não se tornarem uma variável a ser controlada.

Após a definição do diâmetro da tubulação, da vazão de fluido e porcentagem de abrasivo aplicado nos testes, optou-se pela modificação da configuração de posicionamento da BCS.

Na versão apresentada na fig. 3.6, o fluido, por apresentar velocidades relativamente baixas, ao sair pela parte superior da bomba acabaria por não conseguir arrastar completamente a areia presente. Isso provocaria um excesso de areia nas regiões de sucção e descarga da bomba promovendo o seu entupimento.

Esse sistema foi alterado visando uma maior eficiência no transporte do abrasivo através da bomba. Para tanto, o sistema foi modificado para que a bomba fosse montada ainda na vertical, mas de forma invertida conforme pode ser observado na fig. 3.7.

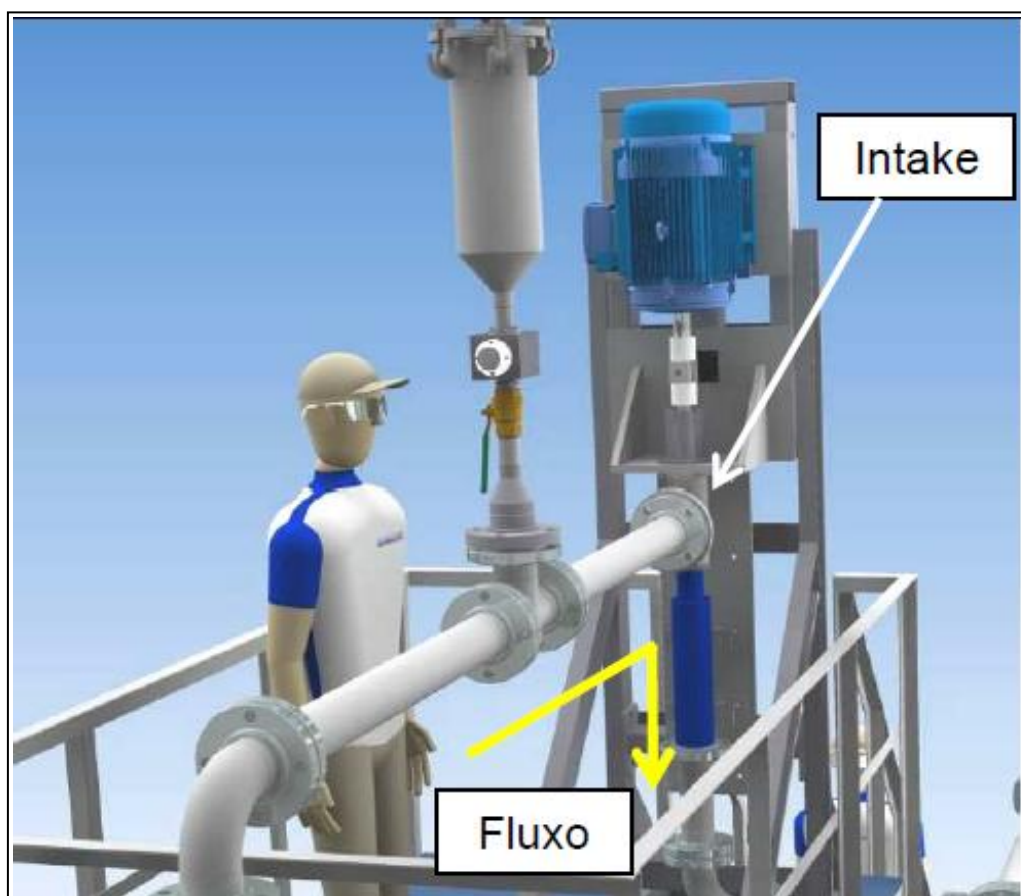


Figura 3.7 – Desenho esquemático da nova configuração de montagem da BCS.

Com esta nova configuração, o escoamento do abrasivo no fluido é facilitado pelo efeito da gravidade, evitando maiores problemas durante os testes. Após testes preliminares, ao se levantar a curva de eficiência da bomba nesta nova configuração e ao comparar esta curva com uma curva de eficiência levantada na UNICAMP observou-se o deslocamento da curva, indicando um mau funcionamento da bomba nesta posição.

Novamente a configuração de montagem da bomba foi modificada e a bomba passou a ser montada na horizontal. Essa configuração garantiu o funcionamento adequado da

bomba, a curva da bomba normalizou-se. E o problema de acúmulo de areia tanto na admissão quanto na descarga da bomba foi solucionado garantindo um escoamento uniforme do abrasivo nestas regiões e garantindo um fluxo de fluido com abrasivo mais homogêneo ao passar pelo interior da bomba. Na fig. 3.8 observa-se a bomba BCS em sua montagem final e seu posicionamento no circuito de teste.



Figura 3.8 – Imagem da bomba BCS montada na horizontal, no circuito de teste.

3.2.5- Concepção da Estrutura de Fixação das Bombas de Teste

De acordo com a configuração de montagem das BCS que passou a ser na horizontal e da necessidade de acesso e retirada das mesmas foi desenvolvido um skid de montagem para garantir o melhor posicionamento da BCS no circuito de testes. Nessa estrutura são montados: o motor, o torquímetro, o mancal, o intake e a BCS, como pode ser observado na fig. 3.9.

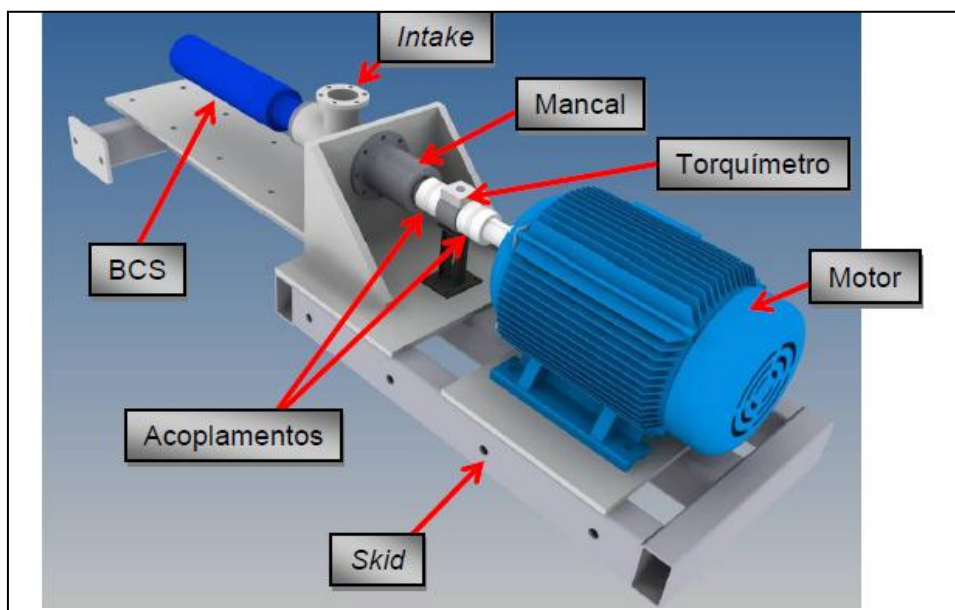


Figura 3.9 – Esquema de montagem do skid com os principais componentes.

3.2.6 – Concepção dos Sistemas de Injeção e Separação de Abrasivo

Para evitar o desgaste de outros componentes no circuito de teste, foi definido que a entrada do abrasivo seja realizada um pouco antes da entrada da bomba e sua retirada logo após a saída da bomba, conforme fig. 3.10, evitando que a areia entre em contato com longos trechos da tubulação e outros componentes do circuito de teste, promovendo o desgaste nestes trechos e partes do circuito de teste, como válvulas, curvas, instrumentos de medição e outros.

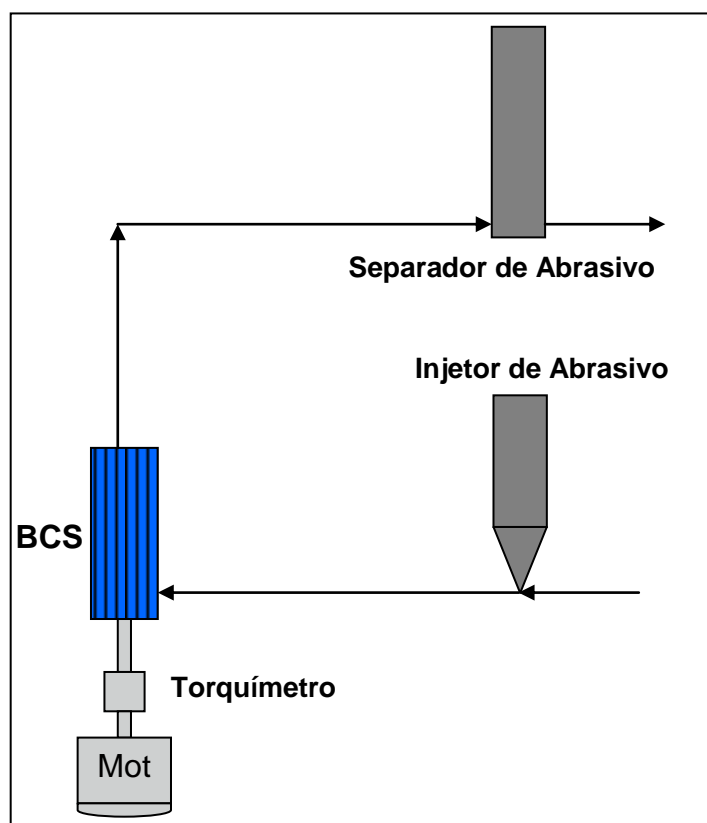


Figura 3.10 – Desenho esquemático das regiões de entrada e retirada do abrasivo no circuito de teste

Um fato importante é que o abrasivo passe apenas uma vez pela bomba. Isso garante uma característica mais uniforme do abrasivo que atua sobre a bomba, visto que, o abrasivo ao passar pela bomba e colidir com as paredes do rotor e do difusor, acaba por perder suas arestas cortantes. Desta forma, esse abrasivo possui uma menor capacidade de desgaste, invalidando os testes.

A entrada de abrasivo é feita através de um sistema injetor de abrasivo que garante a entrada de uma vazão constante de abrasivo no circuito, isso resultará em uma concentração volumétrica constante, sendo este um importante parâmetro de entrada do teste. Um outro ponto importante deste sistema é a existência de dois pontos de dosagem de abrasivo, isso foi feito para que não falte abrasivo no sistema durante a realização de um teste. Assim enquanto um injetor está sendo alimentado com abrasivo o outro está em funcionamento, alimentando abrasivo no sistema. Ao se aproximar o fim do abrasivo no injetor em funcionamento, este é desligado e o segundo é ligado, tornando a alimentação de abrasivo no sistema constante.

Cada um dos injetores de abrasivo é composto de um reservatório para o abrasivo, um mecanismo de dosagem localizado abaixo do reservatório de abrasivo e três válvulas para o

controle da pressão no interior do reservatório, como pode ser observado na fig. 3.11. A definição da localização, dos pontos de injeção e separação do abrasivo, também levou em conta o fato da existência de desníveis no circuito que promovem a formação de depósitos de areia, dificultando a recirculação do abrasivo e a passagem efetiva do abrasivo pela bomba.

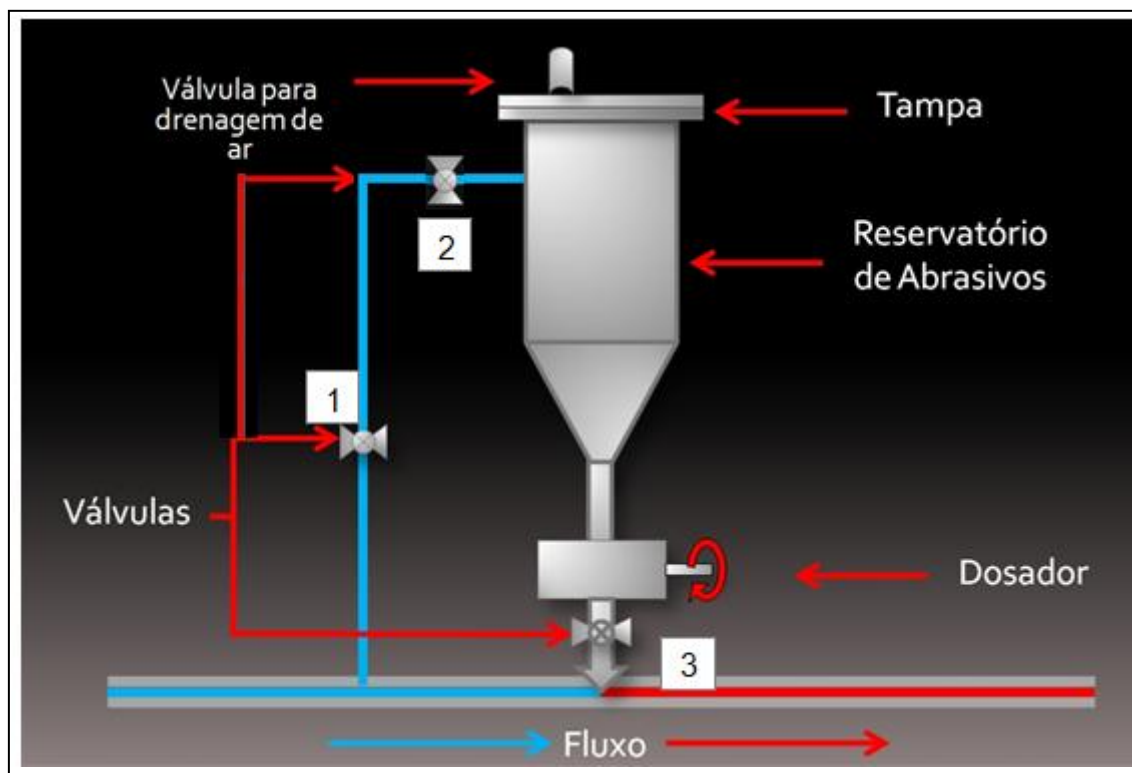


Figura 3.11 – Desenho esquemático do sistema de injeção de abrasivo.

A retirada do abrasivo é feita antes da válvula de controle de pressão da linha através de um separador do tipo hidrociclone. O equipamento foi dimensionado para a faixa granulométrica da areia de 62 a 420 micra e para uma vazão máxima de 20m³/h.

As principais características do separador de abrasivo são:

Volume: 2 x 15 litros;

Pressão de projeto: 10bar;

Conexão de entrada/ saída: 2" Flange #150 ANSI B16.5;

Conexão de respiro: 1/4" NPT (fêmea);

Material de construção: aço inoxidável 316L;

A fig. 3.12 mostra o equipamento montado no circuito de teste, onde observa-se em sua parte inferior dois reservatórios para o acumulo da areia separada. A entrada da água é feita pela lateral e a sua saída pela parte superior do equipamento.



Figura 3.12 – Separador de abrasivo montado no circuito de teste.

3.2.7 – Bomba Booster

A bomba booster possui a função de garantir certo nível de pressão na entrada da BCS a ser testada. Ela será responsável por bombear o fluido do tanque, vencendo as perdas de carga do circuito provocadas pela tubulação e pelos componentes presentes nesta tubulação, bem como desníveis encontrados da saída da bomba booster até a entrada da BCS. Para o seu dimensionamento foram estimadas as perdas de carga encontradas na região do circuito entre a bomba booster e a BCS, conforme na fig. 3.13, a seguir.

A altura manométrica requerida para o trecho bomba booster – bomba BCS, pode ser calculada conforme as equações apresentadas a seguir. Para estes cálculos foram utilizados os seguintes dados para o fluido, neste caso água, para a geometria dos componentes e para a configuração do circuito de teste, tab. 3.2:

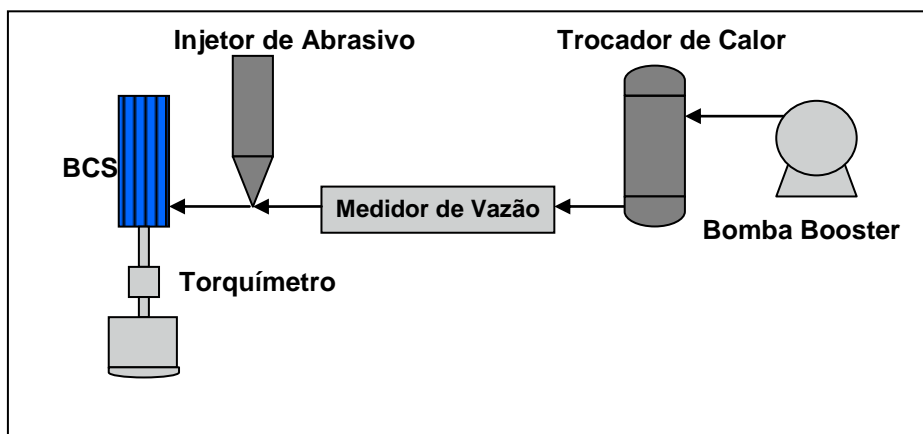


Figura 3.13 – Circuito hidráulico entre bomba booster e BCS.

Parâmetro	Valor	Unidade
Densidade (ρ)	998	Kg/m ³
Temperatura do Fluido	25	°C
Velocidade do Fluido (U_m)	1,05	m/s
Diâmetro tubulação (D_i)	0,0828	m
Viscosidade do fluido (μ)	0,001003	Pa.s
Comprimento (L_{total})	27,01	m
Aceleração da Gravidade (g)	9,81	m/s ²

Tabela 3.2 – Dados para realização do cálculo de altura manométrica para o trecho entre a bomba booster e a bomba BCS.

Inicialmente realizou-se o cálculo do número de Reynolds para definir o tipo de escoamento, as equações empregadas foram retiradas de White (1999).

$$Re = \frac{\rho \cdot U_m \cdot D_i}{\mu} = \frac{998 \cdot 1,05 \cdot 0,0828}{0,001003} = 86506,60; \quad (3.8)$$

Este valor de número de Reynolds caracteriza um escoamento turbulento para este trecho. Baseado nesta característica do escoamento, pode-se calcular o fator de atrito para este trecho utilizando o número de Reynolds, White (1999).

$$f = \frac{1}{(0,79 \cdot \ln(Re) - 1,64)^2} = \frac{1}{(0,79 \cdot \ln(86506,60) - 1,64)^2} = 0,01856;$$

(3.9)

A partir do valor do fator de atrito foi determinada a perda de pressão devido ao atrito:

$$\Delta P_{at} = \frac{f \cdot U_m^2 \cdot L_{TOTALI}}{2 \cdot g \cdot D_i} = \frac{0,01856 \cdot 1,05^2 \cdot 27,01}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,0828} = 0,34;$$

(3.10)

Além da perda de pressão devido ao atrito existem ainda as perdas devido à passagem do fluido pelo trocador de calor e pelo ponto de entrada de abrasivo no circuito. Estes dados foram obtidos experimentalmente através de testes realizados no próprio laboratório.

$$\Delta P_{TROCADOR} + \Delta P_{DOSADOR} = 19854 + 2000 = 21854 \text{ Pa} = 2,23 \text{ m};$$

(3.11)

No circuito existe um desnível até a chegada da entrada da BCS, tomando como referência a saída da bomba booster.

$$Z_{ent_bcs} = 2,5 \text{ m};$$

Aplicando a equação de Bernoulli tem-se:

$$\frac{P_{S_BOOSTER}}{\gamma} + \frac{V_{S.B.}^2}{2 \cdot g} + Z_{S.B.} - \Delta P_{ATRITO} - \Delta P_{(TROC.+DOS.)} = \frac{P_{E_BCS}}{\gamma} + \frac{V_{E_BCS}^2}{2 \cdot g} + Z_{E_BCS};$$

(3.12)

Como não há variação no diâmetro na tubulação as parcelas da velocidade se cancelam.

$$\Delta P_{REQ.} = \frac{P_{S_BOOSTER}}{\gamma} - \frac{P_{E_BCS}}{\gamma} = Z_{E_BCS} - Z_{S.B.} + \Delta P_{ATRITO} + \Delta P_{(TROC.+DOS.)};$$

(3.13)

Considerando o nível da saída da bomba booster como referência, ou seja, $Z_{S.B.} = 0 \text{ m}$, tem-se o seguinte resultado:

$$\Delta P_{REQ.} = (2,5 + 0,34 + 2,23) \cdot 9,8 \cdot 998 = 49586,63 \text{ Pa} = 0,5 \text{ bar};$$

(3.14)

A pressão requerida pelo sistema em relação à bomba booster é de 0,5 bar. De acordo com a especificação da bomba booster esta irá fornecer 2 bar de pressão somada a 0,98 bar de pressão atmosférica na entrada desta. Logo a pressão na entrada da BCS será de 2,48 bar, o que garantirá com folga a pressão na entrada da BCS. A bomba booster especificada foi uma bomba de eixo horizontal, monoestágio, sucção horizontal e recalque vertical, da fabricante Imbil modelo INI 50-315 com rotação de 1750 rpm, vazão máxima de 20m³/h e capacidade de fornecer até 4 bar de pressão na descarga. O rotor é fechado, radial de fluxo único, possui equilíbrio de empuxe axial que é garantido através de furos de alívio.

3.2.8- Especificação do Conjunto Motobomba

O conjunto motobomba a ser utilizado na realização dos testes é constituído de uma bomba centrífuga, de eixo horizontal, fabricada em aço inoxidável 316 de acordo com a norma ASTM. Este conjunto como já mostrado na seção 3.2.5 é montado em uma estrutura de apoio de aço e utiliza um protetor de acoplamento.

Este conjunto foi especificado para atender um uma altura manométrica de 40 metros de coluna de água e fornecer uma vazão máxima de 20m³/h.

O material da carcaça, da tampa de pressão, do rotor e do anel de descarga é o aço inoxidável ASTM A 351. O eixo foi fabricado em aço SAE 1045. A bucha protetora do eixo foi fabricada em aço inoxidável 316. E o cavalete/mancal em ferro fundido A 48 CL 30.

As bombas, a serem testadas, devem apresentar sucção vertical e recalque horizontal, sua construção deve permitir a desmontagem para eventual manutenção e reparo pela parte traseira, sem afetar o alinhamento e a fixação das tubulações. A vedação entre o rotor e a carcaça é feita por anel de desgaste substituível, facilitando a manutenção da bomba. A Vedação do eixo é assegurada por gaxeta na execução padrão ou opcionalmente por selo mecânico.

3.2.9 – Válvula de Controle de Pressão

No retorno do fluido após passar pela BCS, será colocada no circuito uma válvula de controle de pressão, que irá atuar controlando a pressão na linha, causando uma restrição ao escoamento, além de ser utilizada para simular a altura manométrica a ser vencida pela BCS durante o seu funcionamento.

Para o dimensionamento da válvula será calculada a altura manométrica requerida do trecho entre a BCS e a válvula de restrição. Esse cálculo será realizado para que se possa verificar se ao fechar a válvula completamente a pressão na entrada desta se mantém dentro de valores aceitáveis, no caso até 15 bar, de acordo com o dimensionamento da tubulação.

3.2.9.1 - Cálculo da altura manométrica requerida

O número de Reynolds e o fator de atrito apresentam mesmo valor que o da seção entre a bomba booster e a BCS, utilizando água como fluido de teste:

$$Re = 86385,76;$$

$$f = 0,01856;$$

A partir destes valores foi calculada a perda de pressão devido ao atrito, White (1999):

$$\Delta P_{at} = \frac{f \cdot U_m^2 \cdot L_{TOTAL}}{2 \cdot g \cdot D_i} = \frac{0,01856 \cdot 1,05^2 \cdot 26,40}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,0828} = 0,33;$$

(3.15)

A pressão antes da BCS, como calculado no item anterior, é de 2,48 bar. A BCS irá fornecer 4 bar de pressão. Desta forma, na saída da BCS, a pressão será de:

$$P_{s_BCS} = 2,48 + 4 = 6,48 \text{ bar.} \quad (3.16)$$

Isto equivale a 648000 Pa, de acordo com a especificação do fabricante, a perda de carga no separador de abrasivo será de: $\Delta P_{SEPARADOR} = 12000 \text{ Pa} = 12,3 \text{ m};$

Para o cálculo do desnível entre a saída da BCS e a entrada da válvula de restrição, tomou-se a entrada da válvula como referência, ou seja, $Z_{e_válvula} = 0,0 \text{ m}$. A cota da saída da BCS em relação à referência é: $Z_{s_bcs} = 1,2 \text{ m}$. Desta forma, o desnível encontrado neste trecho é positivo e igual a 1,2m.

Aplicando Bernoulli e isolando o termo da pressão na entrada da válvula:

$$P_{ENT._VALV.} = Z_{S_BCS} - Z_{E_VALVULA} - \Delta P_{ATRITO} - \Delta P_{SEPARADOR} \cdot \gamma + P_{S.BCS};$$

(3.17)

$$P_{\text{ENT_VALV.}} = (1,2 - 0,33 - 12,3) \cdot 9,8.998 + 648000 = 536210,03 \text{ Pa} = 5,36 \text{ Bar}; \quad (3.18)$$

Esse é o valor de pressão na chegada da válvula de restrição. Verifica-se que a pressão está adequada ao projeto da tubulação e que ainda resta uma folga grande, pois a máxima pressão de trabalho para a tubulação estimada é de 15 bar. Assim a válvula de controle irá atuar apenas gerando uma perda de carga adicional. Ela permitirá que se possa utilizar outras bombas com maior eficiência e que entreguem níveis de pressão mais elevados. Outra razão para a utilização desta válvula é para que a pressão na entrada do tanque não apresente níveis muito elevados, evitando agitação excessiva no reservatório que possa promover vazamentos, ou que a pressão do reservatório venha a subir a níveis não adequados ao seu projeto, além de simular perdas de cargas variadas no sistema.

Outro ponto a ser observado é que a saída da BCS representa o ponto de maior pressão do sistema, pois mesmo com a presença dos desníveis que tendem a aumentar essa pressão, a presença do separador de abrasivo ainda representa uma perda de pressão bem superior aos ganhos pelo desnível. Assim observa-se que para esse ponto a máxima pressão observada foi de 6,48 bar, estando adequada ao projeto da tubulação.

3.2.10- Sistema de Controle e Aquisição de Dados

Para monitoramento do ensaio foi prevista a instrumentação do “loop” a partir de sensores com saídas para aquisição de dados. Isso permite que haja não só um acompanhamento dos parâmetros significativos do processo, bem como a armazenagem dessas medidas para posterior análise.

Os principais sensores selecionados estão listados a seguir:

1- Torquímetro: o torquímetro, fig. 3.14, é utilizado para a medição da potência real fornecida à bomba, foi especificado e será implementado entre o eixo do motor e da bomba. A velocidade da bomba pode ser lida através do inversor de frequência, facilitando o cálculo da potência.

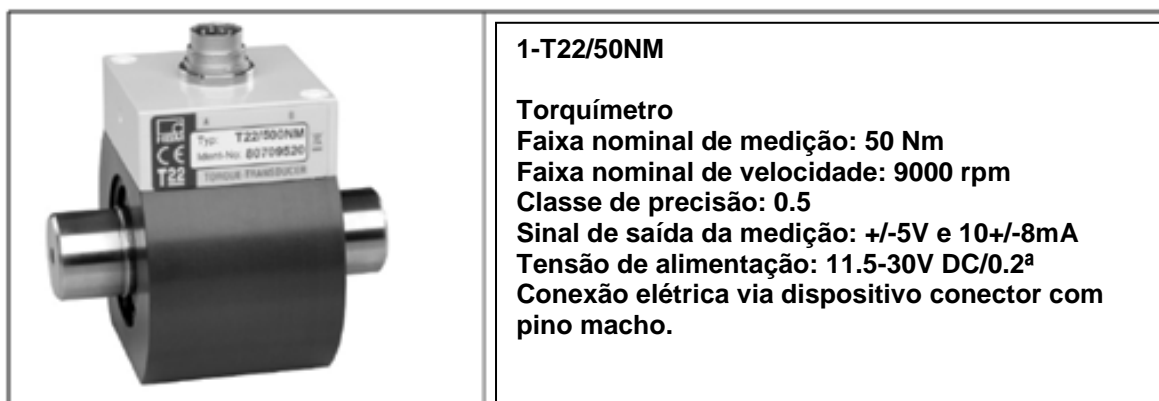


Figura 3.14 – Torquímetro utilizado, com suas principais características. (Catálogo HBM).

2- Sistema de monitoramento de vibração na bomba: A literatura relata que grande parte das falhas nas BCS acontece pelo desgaste dos mancais, como mencionado por Wilson (1990). Esse fenômeno é geralmente acompanhado de instabilidade no funcionamento e conseqüentemente vibração. Espera-se, através do monitoramento com acelerômetros, obter uma correlação entre falhas tribológicas e variação dos níveis de vibração.

Para tanto, foram selecionados acelerômetros da PIEZOTRONICSINC, modelo 352C67 e desenvolvido um programa para o monitoramento de vibrações. Esses acelerômetros possuem alta sensibilidade cobrindo uma faixa de 0,5 a 10 kHz. A plataforma de aquisição foi desenvolvida e testada em um loop de corrosão-erosão existente no LTAD.

3- Sistema de controle de velocidade da bomba: a leitura e o controle da frequência do motor é um parâmetro importante, pois é através deste parâmetro que se irão controlar certas propriedades do teste como: rotação, a vazão e a potência requerida pela bomba dentre outras. A bomba a ser testada é acionada através de um inversor de frequência com frequência de chaveamento de 10 kHz. Pré-testes foram realizados em todo o range de velocidade do conjunto moto-bomba, variando de 10% até 100% da rotação.

Durante os testes foi observado um pico significativo na frequência de chaveamento do inversor (10 kHz) indicando a necessidade de filtros contra possíveis ruídos. Também se observou que existem frequências inerentes do processo que se apresentam com maior intensidade nos sensores posicionados próximo à bomba. Porém essas frequências são da ordem de 100 Hz.

Para a implementação deste sistema no loop de ensaio das BCS's serão analisadas as faixas de interesse bem como pontos onde se acredita que fornecerão informações de vibração referentes ao desgaste da bomba.

4- Sensores de temperatura e pressão: o monitoramento da temperatura do fluido no circuito será feito através de sensores do tipo PT100. Os sensores de pressão são do tipo de pressão absoluta e serão responsáveis pela medição da pressão na entrada e saída da BCS. Para isso serão montados imediatamente antes e logo após a bomba.

Esse sistema de medição será feito através de uma rede *fieldbus*. Na fig. 3.15. observam-se os sensores de pressão montados no circuito de teste e os seus respectivos pontos de medição. O protocolo de comunicação *fieldbus* foi escolhido por mostrar maior confiabilidade e robustez quando submetidos a ambientes com ruídos.

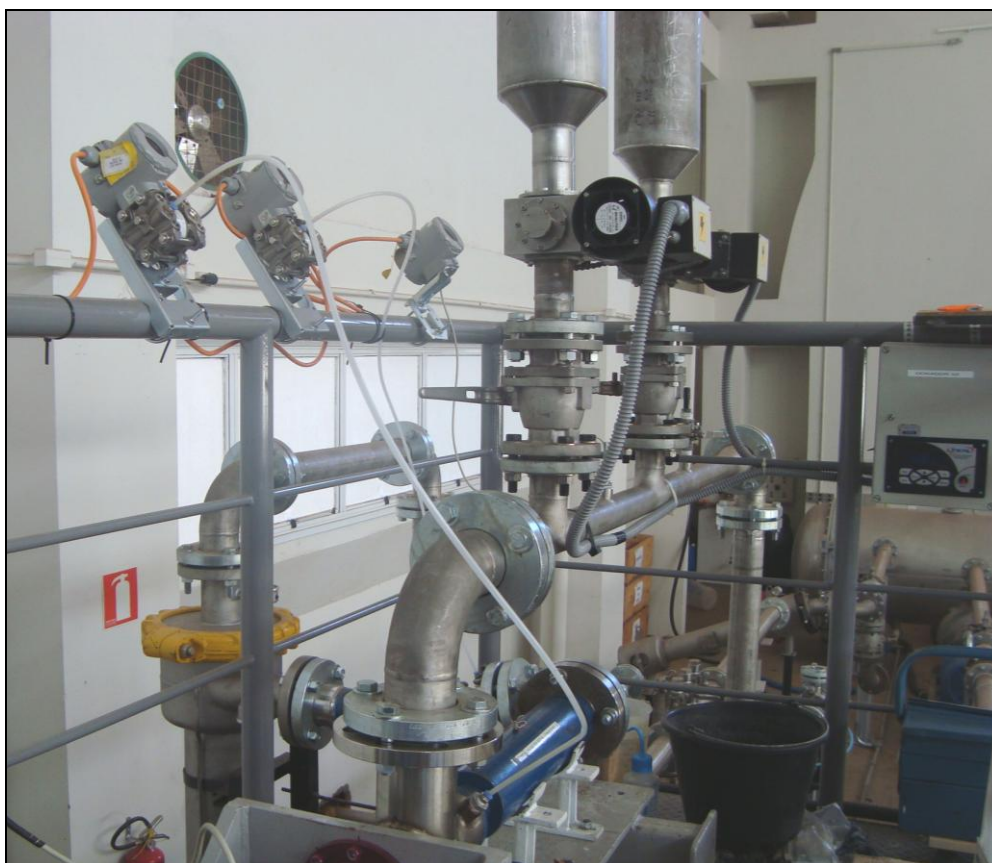


Figura 3.15 – Sensores de pressão absoluta montados na região de teste e conectados à sucção e descarga da BCS.

5- Medidor de vazão: o medidor de vazão adquirido é do tipo coriolis feito em aço inoxidável 316L. O medidor adquirido foi da empresa Metroval e consiste basicamente de 2 Loops ou par de tubos, convenientemente dobrados montados em paralelo e conectados à linha percorrida pelo fluido a ser medido através de um Bloco de Conexão, como observado na fig. 3.16.

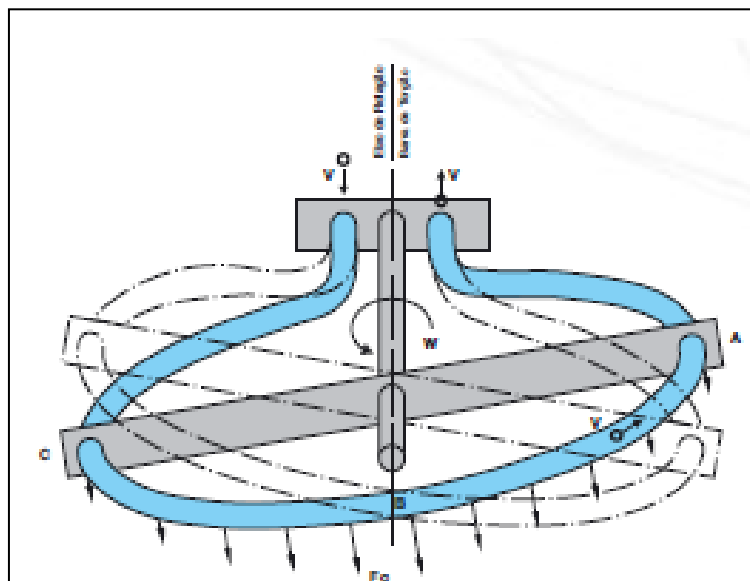


Figura 3.16 – Esquema de funcionamento do medidor de vazão do tipo coriolis (Catálogo Metroval)

Este equipamento é aplicado na medição de líquidos, lamas, suspensões e gases. Sua faixa de operação é de 58,8Kg/min até 588 Kg/min. Este suporta até 45,25 bar de pressão, a 80°C, e sua faixa de temperaturas de aplicação varia de -20°C a 120°C. Este equipamento não sofre influência de variação de viscosidade, densidade e pulsos de pressão.

A grande vantagem deste tipo de medidor é o seu funcionamento que se baseia no princípio de Coriolis medindo diretamente em massa o fluxo de líquidos e gases sem a necessidade da compensação de pressão, densidade, temperatura e viscosidade. Na fig. 3.17 observa-se o equipamento adquirido. Estes equipamentos ainda apresentam como características: sensor com caixa de ligação para conexão remota, permitindo o conversor estar a 1m ou 300m de distância, alimentação elétrica automática para corrente alternada, configuração através de protocolo Hart (SensCom), sensor RHM com segurança intrínseca, conversor CMM-01 com caixa à prova de explosão e segurança intrínseca.



Figura 3.17- Imagem do medidor de vazão do tipo coriolis aplicado no sistema.

6- Acionamento da BCS e controle da aquisição de dados dos sensores

O acionamento da bomba BCS, o controle de sua rotação e o acompanhamento e gerenciamento dos dados do ensaio são realizados através de um programa supervisor. Este programa foi desenvolvido, pela equipe do LTAD, utilizando o software de desenvolvimento Labview®. Um esquema de todos os sensores presentes no sistema e suas interfaces de comunicação pode ser observado na fig. 3.18. Este programa permite ao usuário fazer o acionamento da BCS, remotamente e estabelecer a sua rotação. E ainda programar um intervalo de ensaio previamente. Durante o ensaio o programa permite visualizar as principais variáveis do ensaio e acompanhar possíveis variações das condições operacionais das bombas testadas.

O acionamento do sistema de dosagem de abrasivo, de acionamento da bomba booster e do sistema de controle de temperatura são realizados independentes desta plataforma de controle. Cada um destes equipamentos apresenta seu próprio sistema de controle, geralmente são acionados antes da entrada em funcionamento da bomba BCS. Antes de iniciar os teste e a aquisição dos dados, o sistema é colocado em funcionamento até que se atinja o equilíbrio na temperatura e que a porcentagem de abrasivo esteja corretamente ajustado, após esse período é dado o início à aquisição de dados do teste.

No final do teste os dados são gravados para posterior análise junto à análise e pesagem dos rotores das bombas. Isso é realizado para que sejam feitas correlações e estudos entre as variações do parâmetros operacionais da bomba e da perda de massa e variações dimensionais dos rotores.

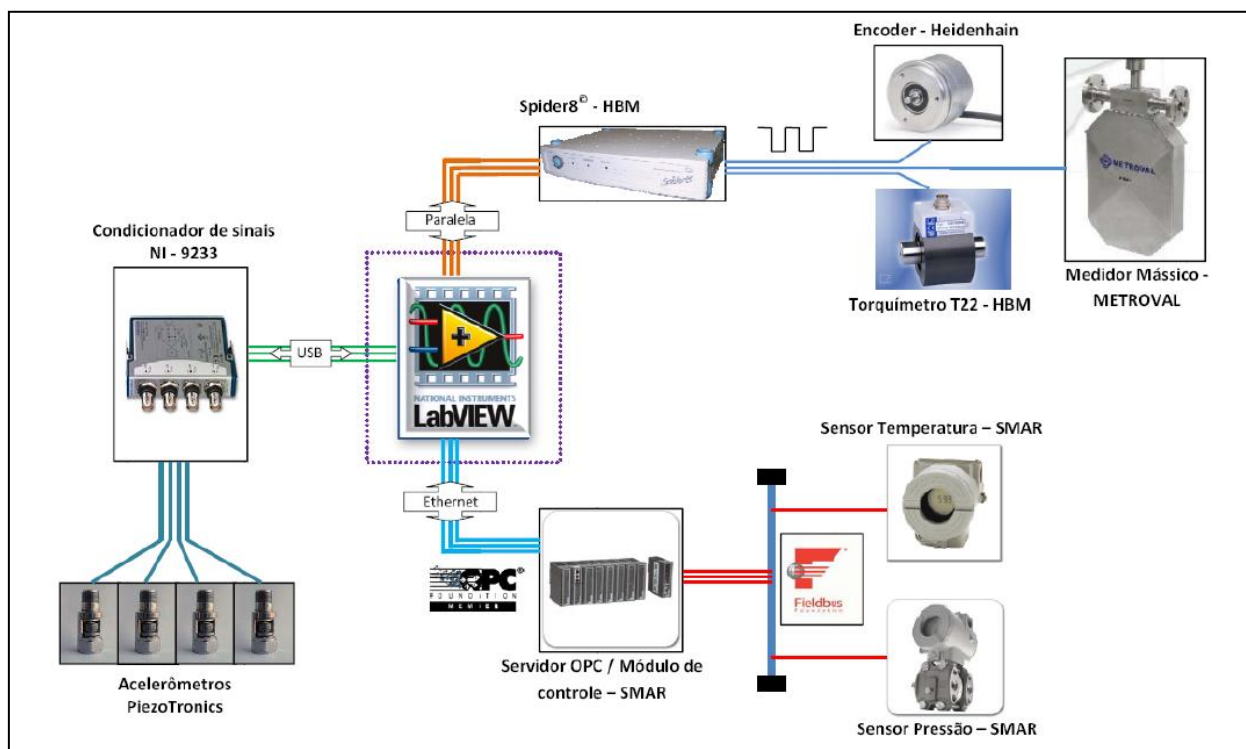


Figura 3.18 – Sistema de aquisição de dados e controle do Loop II em Labview.

A tela do software de controle e aquisição de dados dos testes, desenvolvido em Labview pode ser observada na fig. 3.19.

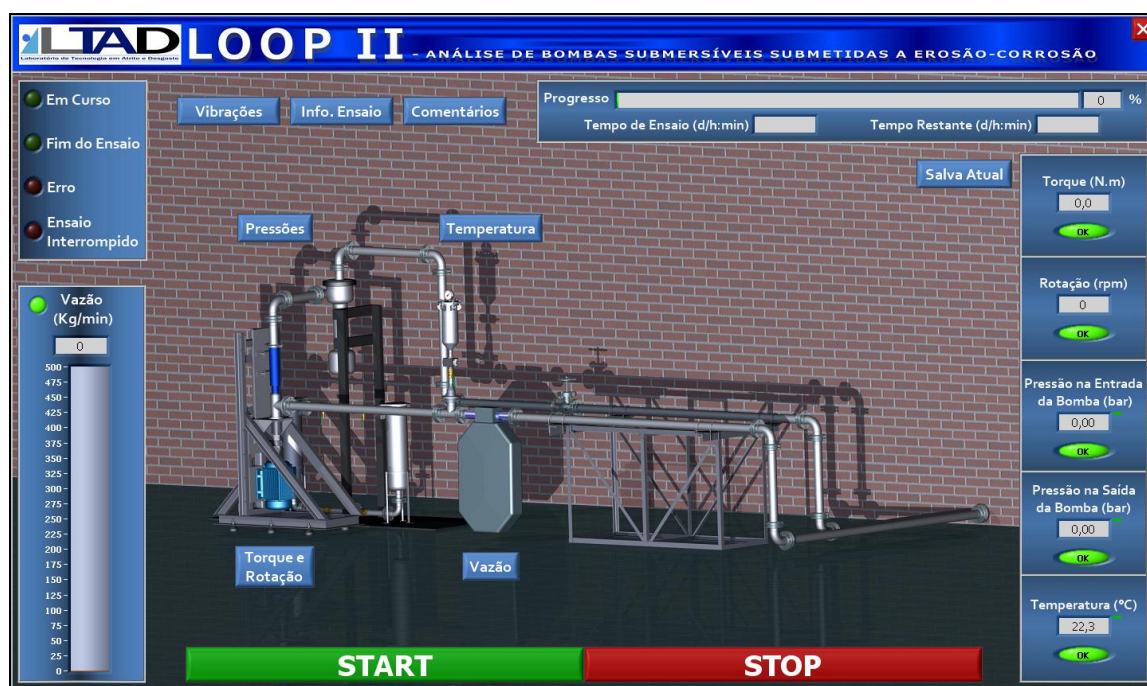


Figura 3.19 – Tela do software de controle e aquisição de dados do Loop II.

Na tela do software observam-se vários parâmetros que são acompanhados durante os testes realizados, como: torque, rotação, pressão na entrada da bomba, pressão na saída da bomba, temperatura, vazão e o tempo de duração do teste realizado.

3.3 – Principais características e faixas de operação do equipamento

Após a definição dos principais parâmetros do teste e da especificação dos equipamentos e sensores que irão controlar e medir tais parâmetros. Levantou-se a faixa de aplicação do equipamento Loop para os diversos parâmetros envolvidos nos testes realizados. A faixa de aplicação do equipamento pode ser visualizada na tab. 3.3.

Parâmetro (Unidade)	Valor mínimo	Valor máximo
Temperatura (°C)	10	70
Pressão (Mpa)	0	1,5
Vazão(m ³ /dia)	84,8	848,4
Freq. Vibração (kHz)	0,5	10
Torque (N.m)	0	50
Granulometria Abrasivo (µm)	62	420

Tabela 3.3 – Parâmetros do teste e suas faixas de aplicação.

Capítulo IV

Curva de Desempenho de Bombas Centrífugas Submersas Testadas

4.1 – Levantamento da Curva de Desempenho da BCS

Antes de se iniciarem os testes de desgaste na BCS, Bomba A com 3 estágios, foi levantada a curva de desempenho desta bomba, curva de altura manométrica *versus* vazão. Esta etapa foi realizada para a posterior comparação entre o desempenho da BCS antes e depois de um período de funcionamento no circuito de teste, com areia.

4.2 – Principais Parâmetros Utilizados no Teste

Para o levantamento da curva de desempenho da BCS, fez-se a aquisição dos valores de pressão na sucção e na descarga da BCS, além, da vazão no circuito. A aquisição da pressão foi feita por dois sensores de pressão absoluta localizados na sucção e descarga da bomba respectivamente. O esquema de montagem destes pode ser observado na fig. 4.1.

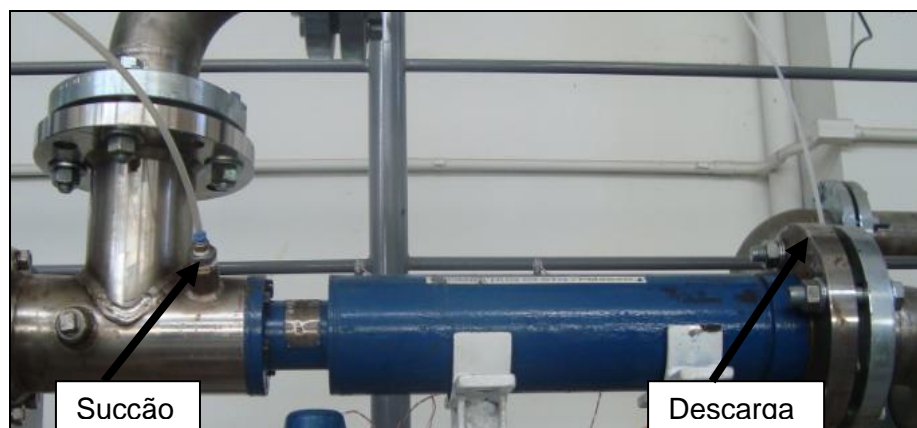


Figura 4.1 – Foto mostrando os pontos de tomada de pressão na BCS.

A vazão foi medida através do sensor de vazão do tipo coriolis, conforme discutido no tópico 5 do item 3.2.10. O esquema de montagem deste sensor em funcionamento é observado na fig. 4.2.



Figura 4.2 – Sensor medidor de vazão do tipo coriolis, montado no circuito de teste.

Além destes três, outro parâmetro acompanhado foi a temperatura do fluido, que neste caso era água. O acompanhamento da temperatura é importante, pois a sua variação implica na variação da viscosidade do fluido. E sabe-se que esta variação, na viscosidade, afeta diretamente a eficiência da bomba, conforme discutido no item 2.2.3.

4.3- Procedimento Experimental

Para o levantamento da curva de desempenho da bomba BCS, a ser testada, seguiu-se o seguinte procedimento experimental:

- 1º- Abre-se a válvula de restrição completamente.
- 2º- Energiza-se o inversor da bomba booster, com frequência acima de 10Hz da frequência da BCS.
- 3º- O sistema de controle de temperatura é energizado e o fluxo de fluido é feito passar por este entre a bomba *booster* e a BCS.
- 4º- Em seguida liga-se a BCS. Espera-se então, o fluido preencher o circuito completamente. Em seguida, reduz-se a frequência da bomba booster até que a pressão na entrada da BCS atinja 0,11 Bar.

5º- A válvula de restrição é estrangulada completamente. Os dados de pressão são coletados tanto na entrada como na saída da BCS, além dos dados de vazão no circuito e da temperatura do fluido. Esses dados são coletados e salvos utilizando uma rotina desenvolvida pela equipe do LTAD, através do software LabView®.

6º- Em seguida a válvula de restrição vai sendo aberta aos poucos, enquanto os dados de pressão na entrada e na saída e os dados de vazão e temperatura vão sendo adquiridos.

Esse procedimento de abertura da válvula é seguido até que a válvula esteja completamente aberta. Nesta condição o diferencial de pressão fornecido pela BCS é mínimo e a vazão máxima.

7º- Por fim as bombas são desenergizadas e o procedimento é finalizado.

4.4- Resultados Obtidos

Do teste realizado foram obtidos os seguintes resultados como mostrado na tab. 4.1.

Pressão Entrada da Bomba (Bar)	Pressão Saída da Bomba (Bar)	Temperatura (°C)	Vazão (kg/min)
0,06	0,23	18,96	39,55
0,06	0,29	19,02	38,87
0,06	0,40	19,05	37,08
0,06	0,55	19,07	36,68
0,06	0,64	19,08	34,22
0,06	1,12	19,09	29,35
0,06	1,34	19,16	26,83
0,06	1,68	19,22	21,18
0,06	2,09	19,25	11,00
0,06	1,80	19,29	18,77
0,06	2,37	19,31	0,00
0,06	2,36	19,32	0,00
0,06	1,92	19,36	14,00
0,06	1,71	19,39	19,03
0,06	1,26	19,46	27,82
0,06	0,92	19,53	31,72
0,06	0,62	19,65	36,03
0,06	0,41	19,73	37,97
0,06	0,26	19,77	39,18

Tabela 4.1 – Dados obtidos do teste preliminar de desempenho da BCS.

Utilizando os dados de pressão na sucção e descarga da bomba calcula-se a altura de elevação fornecida pela bomba através da seguinte relação:

$$H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} \quad (4.1)$$

Onde: H é a altura manométrica fornecida pela bomba em metros;

ΔP : é a diferença de pressão entre a sucção e a descarga da bomba em Pascal;

ρ : é a massa específica do fluido em kg/m³;

g: aceleração da gravidade em m/s²;

Como o medidor de vazão dará a vazão em kg/h, para o levantamento da curva de Altura manométrica versus vazão utiliza-se a seguinte equação de conversão para a vazão:

$$Q = \frac{\dot{M}}{(24 \cdot \rho)}$$

(4.2)

Onde: Q é a vazão volumétrica (m³/dia), M a vazão mássica (kg/h) e ρ a densidade do líquido (m³/kg)

Com os valores da altura manométrica fornecida pela bomba para os vários pontos de vazão medidos traça-se a curva de desempenho da BCS, conforme mostrado na fig. 4.3.

Utilizando-se de uma regressão polinomial, encontrou-se o polinômio, cuja curva mais se aproxima dos pontos medidos. A curva com o polinômio pode ser observada na fig. 4.3.

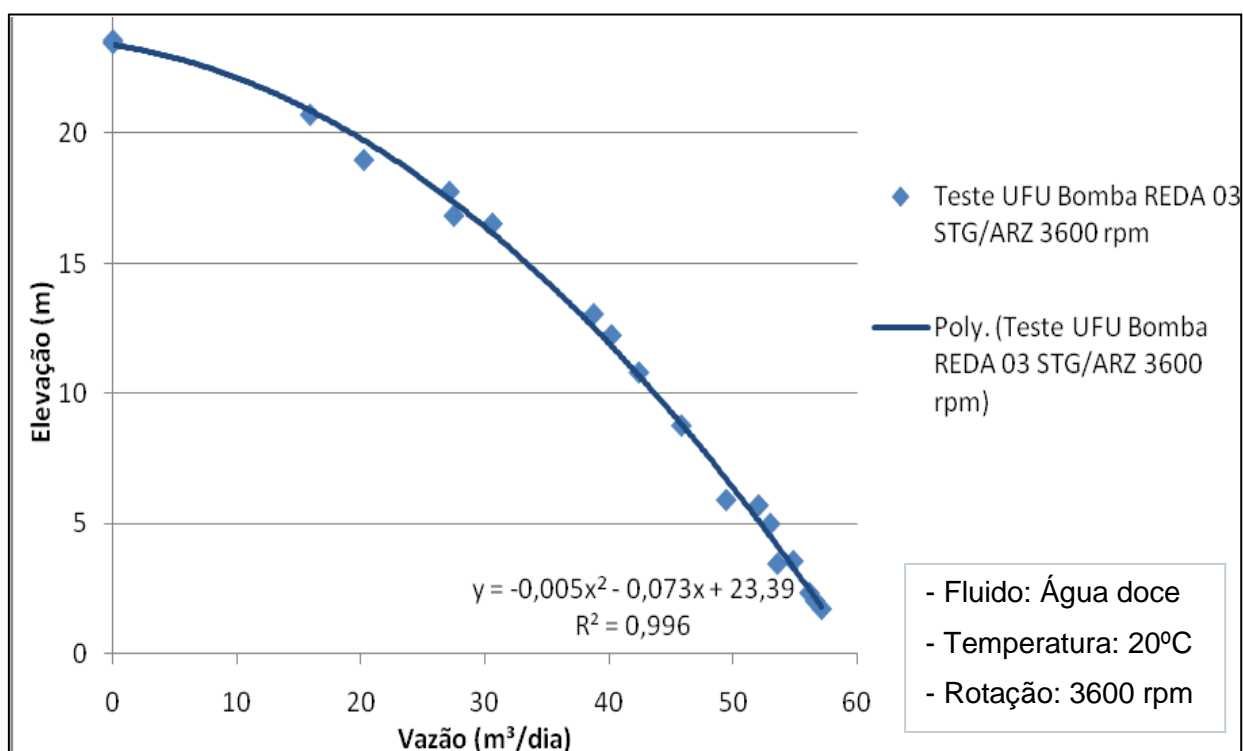


Figura 4.3- Curva de desempenho da Bomba A com 03 estágios.

Utilizando a equação 4.1 e os dados da máxima pressão que a bomba é capaz de fornecer, pode-se calcular a máxima altura de elevação alcançada pela bomba A. O valor calculado, para máxima altura de elevação, apresentado pela bomba foi de:

$$H = (2,37 - 0,06) \cdot 100000 / (9,81 \cdot 1000) = 23,55 \text{ metros.} \quad (4.3)$$

Um fato importante a ser notado é que durante o levantamento da curva de desempenho, não houve grandes variações na temperatura da água bombeada. Isso garante que, as mudanças na viscosidade da água foram muito pequenas e de pouca influência na determinação da curva de desempenho da bomba. Isso comprova que o sistema de controle de temperatura do equipamento foi efetivo, durante o levantamento dos dados da curva.

Está em desenvolvimento uma modificação para o acoplamento do torquímetro entre o eixo do motor e a bomba, devido às dimensões das BCSs disponibilizadas, estarem fora das dimensões inicialmente atribuídas às mesmas. Essa implementação permitirá medir o torque fornecido pelo motor à BCS e, a partir deste valor, calcular a eficiência da bomba, através da seguinte relação:

$$\eta = \frac{\dot{W}_H}{\dot{W}_{\text{eixo}}} = \frac{\Delta P \times Q}{\omega \times T} \quad (4.4)$$

Onde: \dot{W}_H : Trabalho hidráulico fornecido pela bomba ao fluido;

\dot{W}_{EIXO} : Trabalho mecânico fornecido pelo eixo do motor ao eixo da bomba;

ΔP : Diferencial de pressão fornecido pela bomba ao fluido;

Q : Vazão de fluido bombeada pela bomba;

ω : Velocidade angular do rotor da bomba;

T : Torque fornecido pelo motor ao eixo da bomba;

4.5- Conclusão

A partir dos dados de Altura manométrica x vazão obtidos, apresentados na fig. 4.3, conclui-se que o circuito para testes de desgaste e medidas de eficiência de bombas centrífugas submersas, atende ao que se propõe. Permitindo obter curvas de desempenho de BCSs e a partir do bombeio de misturas abrasivas observarem alterações nas

geometrias e perdas de massa, de rotores, difusores e de outros componentes, das bombas testadas. E também verificar a perda de eficiência destas bombas ao se submeterem a este tipo de serviço. Comparando os novos dados de eficiência obtidos para os testes utilizando abrasivo com os dados obtidos para bomba sem abrasivo.

Capítulo V

Calibração e Controle dos Dosadores de Abrasivo do Circuito de Teste

Um parâmetro de extrema importância, na realização dos testes de desgaste nas BCSs, é a concentração de abrasivo presente no fluido de teste. Seja o fluido, água, óleo ou uma mistura em qualquer proporção destes. O tipo de fluido e a porcentagem de abrasivo presente irão representar a condição real enfrentada pela bomba testada, durante seu funcionamento em campo. Para a realização do controle deste parâmetro do teste existe um mecanismo dosador, que foi apresentado na seção 3.2.6.

5.1 – Sistema Dosador de Abrasivo

O sistema dosador de abrasivo é constituído de dois pontos de dosagem, estando ambos próximos um do outro. Isso é feito para que quando a areia do reservatório de um dos pontos de dosagem termine o outro seja acionado não deixando que falte areia no sistema. E também permite que a areia do primeiro reservatório seja reposta e que este volte a atuar quando do término da areia do segundo reservatório. Essa configuração dá maior autonomia ao teste permitindo a realização deste, por um longo período de tempo, sem a necessidade de interrupção.

Outra característica deste sistema é que a dosagem do abrasivo é realizada por meio de uma engrenagem que está conectada a um motor com velocidade controlável. Desta forma inicialmente foi necessário calibrar a rotação deste motor com a quantidade de areia desejada para o ensaio.

A primeira questão foi decidir se a concentração seria feita por porcentagem volumétrica, ou seja, um volume de abrasivo por volume de fluido bombeado, ou se seria por tempo, com certa massa de abrasivo passando pela bomba por hora. Foi visto junto à Petrobras que nos poços a porcentagem de abrasivo é dada em porcentagem por volume. E

a partir desta informação decidiu-se por seguir os testes utilizando a concentração volumétrica, para atender às condições de campo.

5.2 – Procedimento para Calibração do Sistema de Dosagem de Abrasivo

Para a calibração do dosador existe um procedimento a ser seguido descrito a seguir.

1º- Inicialmente antes de abrir o compartimento de dosagem deve-se observar se todas as vias, que comunicam o reservatório com a linha pressurizada, estão fechadas. Para que se evitem acidentes.

2º- Abre-se a válvula superior de drenagem para despressurização do reservatório de abrasivo.

3º- Coloca-se o abrasivo no reservatório, faz-se a medida do nível do abrasivo existente em seu interior. Essa medida servirá de referência para a calibração da dosagem.

4º- O compartimento é fechado, inclusive a válvula superior de drenagem, conforme indicada na fig. 5.1.

5º- Ajusta-se os parâmetros de controle do motor do dosador para um valor inicial arbitrário. Abrem-se as duas válvulas de alimentação de água do reservatório dosador, válvulas 1 e 2 mostradas na fig. 5.1, e em seguida a válvula de alimentação de abrasivo na linha principal, válvula 3 mostrada na fig. 5.1.

6º- Após abrir a válvula 3, de alimentação, fecha-se as válvulas 1 e 2.

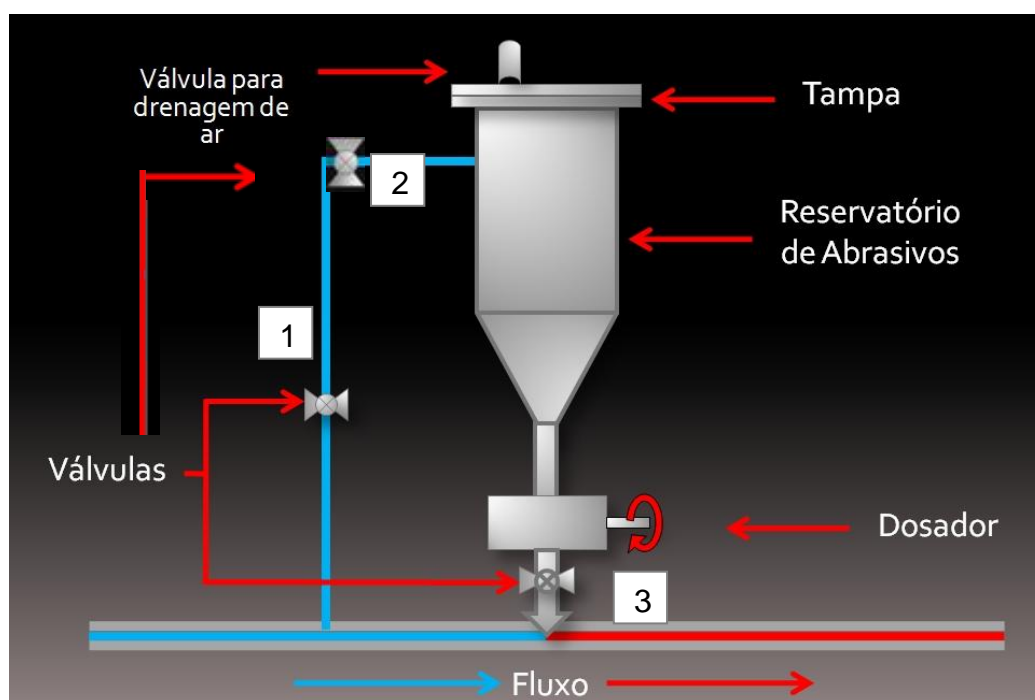


Figura 5.1 - Desenho esquemático do sistema de injeção de abrasivo.

7º- A partir desse instante, liga-se o motor do mecanismo dosador, e aciona-se um cronômetro, como discutido anteriormente, a concentração será medida em porcentagem volumétrica. O tempo neste caso é utilizado para o cálculo do volume de água bombeada durante este intervalo de tempo, pois se conhece apenas a vazão, dada pelo medidor de vazão.

8º- Os separadores de abrasivo são colocados a atuar na linha, evitando que o abrasivo danifique outros componentes, como por exemplo, a válvula de controle de pressão do circuito.

9º- Após um intervalo de tempo definido o motor do mecanismo é desligado. A válvula 3 é fechada.

10º- A válvula de drenagem superior é aberta aos poucos para despressurização do reservatório. Após verificar que a pressão em seu interior já não representa riscos ao operador o reservatório então é aberto.

11º- Mede-se o nível de areia no interior do reservatório.

12º- Conhecendo-se a vazão dada pela bomba durante este período, o tempo e ainda conhecendo-se o nível inicial e final de abrasivo no reservatório calcula-se a concentração em porcentagem volumétrica.

13º- Para a medida de um novo ponto varia-se a rotação do mecanismo dosador e repete-se o procedimento acima, para a obtenção de um novo ponto.

14º- Por último traça-se o gráfico e faz-se o cálculo de regressão para obter a relação mais adequada entre a rotação do mecanismo dosador e a concentração em % volumétrica.

Para o cálculo utiliza-se a seguinte equação:

$$Cv = \frac{A * Lf - Li}{Q * \Delta t} * 100 \quad (5.1)$$

Onde Cv: Concentração em porcentagem volumétrica;

Q: Vazão volumétrica do fluido bombeado, por exemplo água;

Δt : Intervalo de tempo entre duas medições de nível de areia;

A: área da seção transversal do reservatório de areia;

Lf: nível final de areia;

Li: nível inicial de areia;

Esse procedimento deve ser repetido para o segundo dosador, de forma a se ter, ambos dosadores atuando com a mesma porcentagem de dosagem. Lembrando que um dosador não substitui o outro. Este irá atuar enquanto o outro é alimentado com abrasivo,

para evitar que os testes sejam interrompidos, durante sua execução, para troca de abrasivo.

5.3 – Problemas Encontrados Durante a Calibração do Dosador

Inicialmente ao se fazer, a calibração, alguns problemas foram encontrados. O primeiro foi a dosagem muito baixa de areia realizada pelo mecanismo dosador. Mesmo com o aumento da velocidade de rotação do motor, a dosagem não estava sendo realizada de modo adequado, em alguns momentos o sistema realizava a dosagem e em outros não. Ao analisar os componentes do sistema de dosagem acreditou-se que a areia por estar embebida em água poderia estar se aglomerando em um dos orifícios de passagem do abrasivo e impedindo o seu fluxo.

A alternativa adotada foi aumentar o diâmetro deste orifício para facilitar o escoamento, reduzindo o atrito e evitando que o abrasivo úmido se aglomerasse nesta região, prejudicando o fluxo. Após a mudança novas medidas de porcentagem de abrasivo foram feitas e o problema não foi solucionado o mecanismo continuou a apresentar o mesmo comportamento.

Ao se analisar um dos condutos de água que conecta a linha de fluido ao reservatório, verificou-se uma grande variação no nível de água, com um fluxo caracterizado por pulsos. Fazendo uma análise mais criteriosa do mecanismo dosador verifica-se que este permite que o fluxo de água no ponto de injeção de abrasivo entre para o interior do reservatório provocando um desequilíbrio na pressão no interior do reservatório, devido à comunicação com a linha de fluido realizada por dois pontos simultaneamente. Para a solução do problema, foi adotado o fechamento da linha utilizada para equalização da pressão, pois o próprio mecanismo dosador já atua de forma a igualar a pressão no interior do reservatório com a pressão na linha ao executar a dosagem. Ao adotar esse procedimento o problema da variação na dosagem foi solucionado, este fato foi observado através da medição de um valor constante de vazão de abrasivo para mesmos intervalos de tempo.

Outro parâmetro importante também acompanhado é a vazão de abrasivo e o intervalo de tempo necessário entre paradas dos dosadores para reposição do abrasivo, que será discutido a seguir.

5.4– Procedimento de Alimentação de Abrasivo Durante a Execução dos Testes.

Após a calibração de ambos os dosadores de abrasivo, se conhece a concentração de abrasivo presente no fluido bombeado e também a vazão de fluido bombeado, esta medida é retirada do medidor de vazão. De posse destes dois dados é possível estimar o intervalo de tempo de duração do abrasivo colocado no reservatório do dosador, utilizando-se a seguinte relação:

$$T = \frac{V_a}{q \cdot C_v} \quad (5.2)$$

Onde: T: tempo para troca do abrasivo;

V_a : Volume de areia inicial no reservatório;

q: Vazão volumétrica de líquido, exemplo água;

C_v : Concentração volumétrica;

Com este intervalo de tempo estabelece-se de quanto em quanto tempo o abrasivo deve ser repostado no dosador, de modo que, o teste seja executado de modo ininterrupto e que não falte abrasivo no sistema.

O procedimento para a reposição do abrasivo é bastante simples, e é descrito a seguir:

1º- Inicialmente separa-se o volume de abrasivo que se deseja alimentar o reservatório. É importante que esse volume seja conhecido para que se possa estimar o intervalo de tempo de sua duração, ou intervalo de tempo até a próxima reposição de abrasivo.

2º- Em seguida abre-se o reservatório de abrasivo, tomando sempre o cuidado de despressurizá-lo antes de abri-lo, para que se evite acidentes.

3º- Coloca-se a quantidade de abrasivo adequada e fecha-se o reservatório de modo adequado. Sem esquecer-se de fechar o dreno da tampa superior, para que não ocorram vazamentos, quando o reservatório for pressurizado.

4º- Em seguida abrem-se as válvulas de alimentação de líquido que são as válvulas 1 e 2 da fig. 5.1. Após a abertura destas abre-se a válvula de saída de abrasivo para a linha de teste, válvula 3 da fig. 5.1 e fecha-se as válvulas 1 e 2.

5º- A seguinte etapa consiste em desligar o motor do dosador ativo e ligar o motor do dosador inativo e zerar o cronômetro de acompanhamento da dosagem de abrasivo.

6º- Após essa etapa fecha-se a válvula de alimentação de abrasivo do dosador que agora se encontra inativo, válvula três. A partir desse momento o abrasivo do reservatório

que agora está vazio pode ser realimentado, ou isso pode ser feito na próxima mudança de dosadores.

Um fato importante é sempre acompanhar o tempo de funcionamento dos dosadores com atenção, para evitar que falte abrasivo no circuito, isso faria com que parte dos resultados do teste, ou mesmo todos os resultados, fossem anulados e o teste perdido, por inconsistência dos parâmetros do teste.

Outro modo de alimentação consiste em alimentar ambos os dosadores no início do teste e quando o primeiro dosador estivesse com seu conteúdo pelo fim, bastaria desligar o motor do dosador ativo e ligar o motor do inativo. Então o abrasivo do dosador inativo poderia ser repostado, ficando este aguardando a próxima troca. Esta forma é mais segura e garante que imprevistos não atrapalhem os ciclos de reposição de abrasivo nos dosadores. Lembrando sempre que os parâmetros de alimentação não devem ser alterados durante as trocas, pois isto anularia o teste, devido à inconsistência dos parâmetros de teste.

5.5 – Resultados de Calibração para o dosador de Abrasivo

Após a realização do procedimento de calibração descrito e discutido na seção 5.2, foram obtidas as curvas de calibração para os dois dosadores de abrasivo. A variável de entrada nas equações de calibração, definidas pelas curvas de calibração encontradas, é a rotação do motor do dosador dado em porcentagem. E o valor de saída obtido na equação é a vazão de areia, em [kg/h], que será alimentado no sistema. Para se encontrar a concentração em porcentagem volumétrica aplica-se a equação 5.3.

$$\%v = \frac{Ma * \rho_L}{ML * \rho_a} \quad (5.3)$$

Onde:

%v = Porcentagem volumétrica;

Ma= Vazão mássica de areia [kg/h];

ML= Vazão mássica de líquido [kg/h];

ρ_L = Densidade do líquido [kg/m³];

ρ_a = Densidade da areia [kg/m³];

As curvas de calibração bem como suas respectivas equações estão representadas na fig. 5.2. Observa-se que cada dosador apresenta uma equação característica de dosagem diferente. Deste modo, durante o ajuste da concentração nos dosadores cada um terá seu próprio valor de entrada.

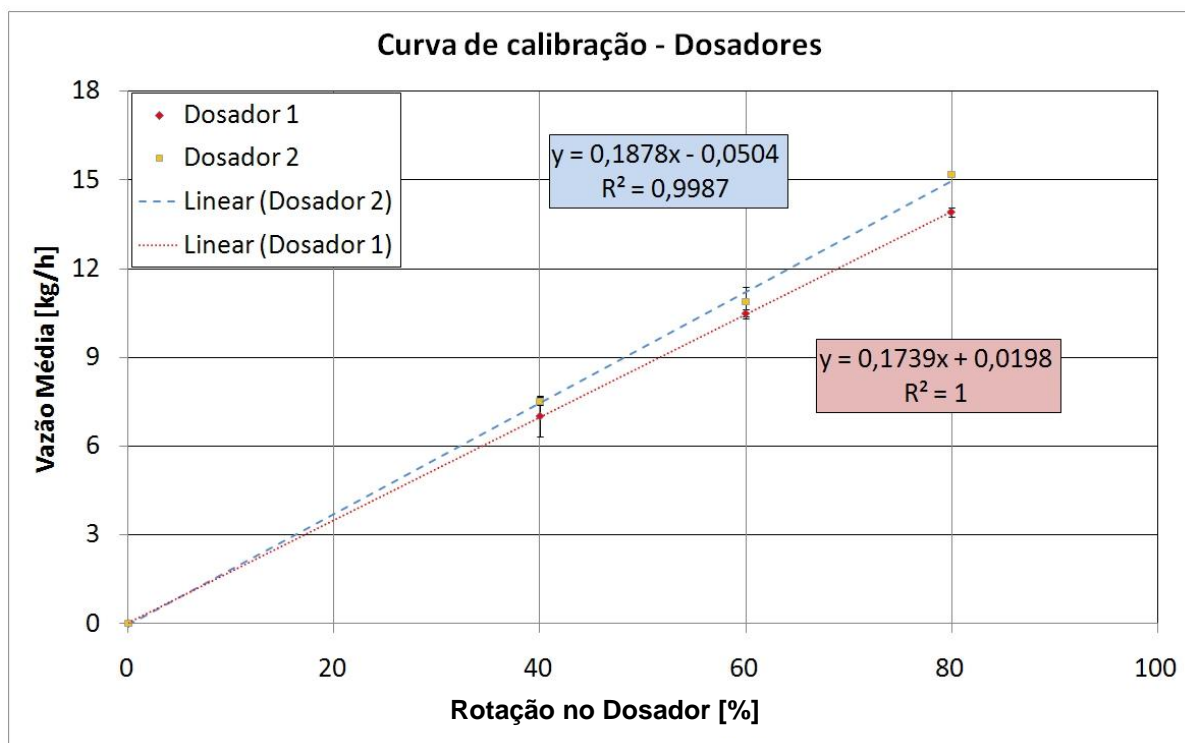


Figura 5.2- Curvas de calibração para os dosadores de Abrasivo, em vermelho dosador 1 e em azul dosador 2.

5.6 – Métodos de avaliação do desgaste nas bombas

O desgaste nas bombas será avaliado de três formas diferentes, pela medida de perda de massa nos rotores, pela alteração das medidas de espessura dos rotores e também pela modificação nas curvas de desempenho e eficiência das bombas testadas. Com a perda de massa pode-se calcular a taxa de desgaste e fazer comparações mediante a variações de parâmetros do teste.

A perda de espessura pode ser utilizada para se fazer correlações com a perda de eficiência de bombeio e para se observar em que regiões o desgaste ocorre com maior e menor intensidade o que ajuda a caracterizar que tipo de desgaste, erosivo, abrasivo, que ocorre em cada região. E ainda pode ser utilizado como dado para se realizar um estudo na modificação da geometria dos rotores de modo a reduzir o desgaste em tais regiões preferenciais.

A alteração nas curvas de desempenho e eficiência podem ser utilizadas para se prever o tempo de vida destas bombas, sob certas condições de operação encontradas em campo. Isso pode ser feito extrapolando-se os resultados do teste.

Para a medida da perda de massa será seguido o seguinte procedimento:

1º- Antes do ensaio limpar e secar o rotor;

- 2º- Fazer a medida de massa do rotor utilizando uma balança com 4 casas decimais;
- 3º- Montar o rotor e executar o teste;
- 4º- Após o teste limpar e secar o rotor;
- 5º- Fazer nova medida de massa do rotor;
- 6º- Comparar os resultados de medida de massa do rotor para antes de depois do teste;

Da mesma forma que para a medida de perda de massa, para a medida de perda de espessura serão feitas medidas de espessura das paredes do rotor, antes e após o teste na bomba, e por fim serão comparados os resultados;

Para as curvas de desempenho e eficiência basta seguir o procedimento descrito na seção 4.3 e utilizar as equações 4.1, 4.2 e 4.4 encontradas no capítulo IV deste trabalho.

Capítulo VI

Conclusão

6.1 - Conclusão

De acordo com o que foi proposto, ao final de todas as etapas de projeto, construção, montagem e operacionalização do equipamento Loop II, este apresentou-se capaz de simular as condições de campo encontradas pelas BCSs e de medir o desempenho operacional destas BCSs sob tais condições.

Chegou-se a esta conclusão após a realização de testes preliminares de levantamento de curvas de desempenho em uma bomba centrífuga empregada no método de elevação artificial BCS. Neste teste foi empregada apenas água como fluido de teste e não foi inserido abrasivo no circuito. Pois o objetivo do teste era apenas a aquisição de dados de pressão na sucção e descarga da bomba testada e da vazão circulada. Enquanto a vazão foi variada através de uma válvula de restrição, localizada na linha, após a bomba testada, os dados de pressão e vazão foram obtidos.

Além das pressões na sucção e na descarga e da vazão, outros parâmetros também foram medidos como a temperatura do líquido, que representa grande influência sobre a eficiência de bombeio, à medida que está diretamente relacionada à viscosidade do fluido. Sendo a viscosidade um parâmetro de grande influência sobre a eficiência de funcionamento de bombas em geral e também apresenta certa influência sobre os processos de desgaste.

A temperatura por ser um parâmetro de grande influência na eficiência de bombeio, além de ter sensores no circuito para aquisição de seus valores, existe ainda um subsistema para o controle desta temperatura. Este subsistema está localizado na parte externa do prédio do laboratório para o aumento da eficiência de seu funcionamento. Este é composto de uma bomba de calor e de um trocador de calor que irá garantir que a temperatura do fluido não apresente grandes variações. Foi verificado durante os testes que este

subsistema também funcionou corretamente mantendo a temperatura do fluido dentro de certos limites pré-estabelecidos para os testes realizados. Assim a temperatura deixa de ser mais uma variável de análise durante os testes realizados. E também poderá ser utilizada como um parâmetro de teste, à medida que pode ser controlada e variada de acordo com os interesses do usuário.

Outro ponto também verificado foi a capacidade de controle de dosagem de abrasivo no circuito de teste. Ao final de uma bateria de testes foi verificada a capacidade do sistema desenvolvido de dosar uma determinada capacidade de abrasivo. Assim a quantidade de abrasivo no fluido passa a ser um parâmetro controlável, durante os testes realizados. Lembrando que o abrasivo será controlado em porcentagem volumétrica. E para o seu controle serão levantadas curvas de calibração que relacionam a porcentagem volumétrica dosada com a rotação do motor do mecanismo dosador. Lembrando que cada dosador apresentará sua própria curva de calibração.

A partir desta curva a porcentagem volumétrica desejada será facilmente obtida apenas configurando um determinado valor de rotação para o mecanismo dosador.

Com todas essas características o equipamento desenvolvido permite que sejam realizados testes em BCSs, com facilidade. Permitindo simular o funcionamento dessas bombas sob condições de campo, com pressões na sucção e porcentagem de abrasivo que caracterizem a operação destas em campos de petróleo. E ainda permitirá avaliar a queda da eficiência destas bombas mediante o desgaste sofrido, durante o funcionamento nestas condições.

Outro sistema importante é a medição de vibração na bomba. Sabe-se pela literatura que grande parte das falhas nas BCSs acontece por desgaste dos mancais. Esse fenômeno é geralmente acompanhado de instabilidade no funcionamento que acaba por gerar vibração. O emprego de acelerômetros para o monitoramento da vibração nestas bombas irá permitir ter-se uma correlação entre as falhas ocorridas e a variação dos níveis de vibração observados.

O sistema de aquisição de dados foi desenvolvido e testado no Loop de corrosão-erosão existente no laboratório LTAD. Os testes foram realizados em todo o range de velocidade do conjunto moto-bomba, variando de 10% até 100% da rotação. Foram verificados pontos de ruídos que exigem a necessidade de filtros. Para a implementação deste sistema no Loop para ensaio das BCSs serão analisadas as faixas de interesse bem como os pontos onde se acredita que fornecerão informações de vibração que tenha alguma co-relação com os processos de desgastes observados durante os testes.

Os parâmetros utilizados para comparação e medida de intensidade do desgaste sofrido pelas bombas serão medidas da massa e espessura de rotores. Além da

comparação entre as curvas de desempenho antes e depois de cada série de testes. Outros componentes das bombas também poderão ser analisados, caso observe que a falha da bomba está vinculada à falha destes outros componentes, como é o caso dos mancais. Caso o nível de vibração na bomba durante o seu funcionamento se eleve muito, os mancais deverão ser avaliados para verificar se o aumento da vibração tem alguma relação com desgastes que por ventura venham a ocorrer nos mancais.

6.2- Sugestões para Trabalhos Futuros

Com o desenvolvimento do sistema em Loop para teste de desgaste erosivo e corrosão em bombas centrífugas aplicadas na elevação artificial do petróleo, uma série de estudos a respeito destes equipamentos, atuando em uma série de situações, poderá ser realizada.

Por questões de segurança, inicialmente poderão ser realizados utilizando apenas água doce. Para que se estabeleça uma co-relação entre concentração de abrasivo e tempo de teste com o desgaste observado e a queda de eficiência provocada por este desgaste observado. A temperatura do fluido deverá ser controlada para que não influencie no levantamento das curvas de desempenho. A medida do desgaste poderá ser feita por perda de massa e espessura dos rotores das bombas.

A medida de vibração em pontos de interesse também poderá ser utilizada para avaliar a estabilidade do funcionamento das bombas. E em alguns casos, caso ocorra, evidenciar desgaste nos mancais das bombas que normalmente levam à instabilidade e aumento da vibração nos pontos de medição.

Caso o desgaste observado ou as alterações nas curvas de desempenho não sejam mensuráveis, ou muito pequenos, a porcentagem de abrasivo poderá ser aumentada para que se tenham resultados mensuráveis em intervalos de tempo menores. Caso contrário os testes exigirão grandes intervalos de tempo de ensaio para que se tenham resultados mensuráveis.

Outro tipo de teste a ser realizado é a aplicação de revestimentos protetores nas superfícies dos rotores e difusores das bombas. Para o acompanhamento da atuação destes revestimentos na proteção destas superfícies e na garantia do funcionamento das bombas com mesmo desempenho. Da mesma forma, após aplicar os revestimentos na superfície, colocar-se-á a bomba para funcionar com água e abrasivo e observará a perda de massa e de espessura deste revestimento e a alteração da curva de eficiência desta bomba, devido ao desgaste ocorrido. Estes resultados poderão ser comparados aos

resultados dos rotores sem a proteção do revestimento e ainda poderá ser feita uma comparação entre diferentes materiais empregados como revestimento.

Destes resultados poderão ser eleitos quais os melhores materiais a serem empregados na proteção destas superfícies. Além destes materiais utilizados como revestimentos poderão ser utilizados rotores com diferentes materiais para a comparação, de resistência ao desgaste.

Um último estudo realizado do ponto de vista do projeto da bomba a ser realizado poderá ser a comparação de diferentes geometrias de rotores, tanto rotores axiais como rotores mistos e difusores empregados nas bombas de forma a reduzir o desgaste observado. Este procedimento será realizado utilizando diferentes rotores com diferentes geometrias e mantendo os mesmos parâmetros para o teste como: vazão, concentração de abrasivo, tipo e temperatura do fluido e mesma rotação para a bomba. Através deste estudo será possível conhecer qual geometria de rotor que apresenta um funcionamento mais adequado frente às condições impostas.

Em uma segunda fase de estudos alguns parâmetros do teste deverão ser modificados. Isso deverá ser feito para que as condições aplicadas nas bombas no laboratório se aproximem mais das condições de operação destas em campo.

Um dos principais parâmetros a ser modificado é o tipo de fluido empregado, antes água doce e nesta nova fase óleo puro. Essa modificação garantirá que a bomba atue em um fluido com uma viscosidade próxima dos valores encontrados em campo e desta forma apresente curvas de desempenho mais próximas das condições de campo. Assim prever com mais exatidão o comportamento das bombas testadas quando aplicadas em campo.

Da mesma forma que realizado com água pura, os estudos com óleo, serão realizados inicialmente para estabelecer correlações entre os seus principais parâmetros como: concentração de abrasivo e tempo de teste com perda de massa e espessura dos rotores e consequente perda de eficiência das bombas testadas.

Em seguida poderão ser realizados testes para comparação da resistência ao desgaste de diferentes revestimentos aplicados nos rotores e de diferentes materiais para fabricação dos rotores, da mesma forma que realizados com água pura. E por último do ponto de vista de projeto das bombas, poderão ser comparadas diferentes geometrias de rotores, quanto à resistência ao desgaste. Para diferentes porcentagens de abrasivo e condições de testes aplicados.

Devido à inúmera quantidade de parâmetros de controle existentes como: tipo de fluido, temperatura do fluido, porcentagem de abrasivo, geometria do rotor, material do rotor, aplicação ou não de revestimento no rotor e nas paredes do difusor, tipo de material

aplicado como revestimento, tipo de abrasivo dentre outros, a quantidade de tipos de testes que podem ser realizados neste equipamento é bastante extensa.

Desta forma nesta seção tentou-se levantar alguns tipos de estudos que poderão ser realizados no equipamento desenvolvido. Lembrando que ainda há a possibilidade de se realizar ensaios de corrosão e estabelecer correlações entre o desgaste observado e os processos de corrosão, presentes durante tais estudos.

Capítulo VII

Referências Bibliográficas

- Rossi, N.C.M., Elevação Natural e Artificial de Petróleo – Curso de Formação de Engenheiros de Equipamentos Junior, 2009.
- Amaral, G.D.L., Modelagem do Escoamento Monofásico em Bomba Centrífuga Submersa Operando com Fluidos Viscosos, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, 2007.
- CT-Petro, (Programa de Desenvolvimento de Tecnologias para Produção de Óleos Pesados em Campos do Mar, CT-Petro, relatório FUNCATE/UNICAMP/INT, 2006).
- Costa, A., Apostila do Curso de Completação de poços – UFRJ, Departamento de Engenharia Industrial, 2000.
- Castro, M. P., Escalonamento de compressores em campos de petróleo operados por Gas-Lift: Formulação Linear por partes, 4º PDPetro, Campinas – SP, 2007.
- Nascimento, J. M. A., Simulador computacional para poços de petróleo com método de elevação artificial por bombeio mecânico, 3º Congresso Nacional de P&D em petróleo e gás, Salvador - BA, 2005.

- Silva, J. A. G., Oliveira, P. S., Curso sobre Bombeio Centrífugo Submerso, RH-UP – Petrobras, Rio de Janeiro - RJ, 2002.
- Pasqualino, I. P., Curso de Elevação de Petróleo, Departamento de Engenharia Industrial – Escola Politécnica – UFRJ, Rio de Janeiro – RJ, 2010.
- Vidal, F. J. T., Desenvolvimento de um Simulador de Bombeio por Cavidades Progressivas, Francisco José Targino, Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da UFRN, Natal – RN, 2005.
- Silva, J. E. M. S., Primeira Instalação de Uma Bomba Centrífuga Submersa em Águas Profundas, José Eduardo Mendonsa, Centro de Pesquisa (Cenpes), Rio de Janeiro – RJ, 2000.
- Estevam, V., Uma Análise Fenomenológica da Operação de Bomba Centrífuga com Escoamento Bifásico, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, 2002.
- American National Standart – Hydraulic Institute, Effects of Liquid Viscosity on Rotodynamic (Centrífugal and Vertical) Pump Performance, ANSI/HI, 2004.
- Lobanoff, V. S., Ross, R. R., Centrifugal Pumps Design and Aplication, 2nd edition, 1992.
- Mattos E. E., e Falco R., Bombas Industriais, 2ª edição, 1992, editora McKlausen.
- Zum Gahr, K. H., Microstructure and Wear of Materials, Karl-Heinz, Institute of Materials Technology, University of Siegen – Germany, 1987.
- Franco, S.D., “Contribuição ao Estudo do Desgaste Abrasivo de Materiais Polifásicos”, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, 1989.

- Internet – Petrobras – <http://portalpetrobras.petrobras.com.br>, Março de 2011.
- Burwell, J. T. and Strang, C. D., On the empirical law of adhesive wear. J. Appl.Phys., 23 ,18-28, 1952.
- Wellinger, K., Sandstrahlverschleiß an Metallen.Z.Metallkde., 40 (1949) 130-133.
- Finnie, I., Erosion of surfaces by solid particles. Wear, 3 (1960) 87-103.
- Bitter, J.G.A., A study of erosion phenomena I + II. Wear, 6 (1963) 5-21, 169-190.
- Tilly, G.P., A two stage mechanism of ductile erosion. Wear, 23 (1973) 87-96.
- Tilly, G.P., Erosion caused by impact of solid particles, in Treatise Mater, Sci. Technol., vol.13. Scott,D., ed, Academic Press, New York 1979, pp.287-319.
- Sheldon, G.L. and Finnie, I., On the ductile behaviour of nominally brittle materials during erosive cutting. J. Eng. Ind., Trans. ASME, 88B (1966) 387-392.
- Wilson, B. L., The effects of abrasives on Eletrical Submersible Pumps, 1990.
- Walker, C. I., Slurry pump side-liner wear: comparison of some laboratory and field results, 2001.
- Ribeiro, M. P., Teste de conjunto de bombeio centrífugo submerso operando com areia, CENPES/ Tecnologia em elevação e escoamento da área de E&P, 2007.
- White, Frank M., Mecânica dos Fluidos, 4ª edição, Rio de Janeiro: McGraw Hill, c1999.

ANEXO

1 – Métodos de Elevação Artificial

1.1 – Elevação por *Gas-Lift*

Castro (2007) destaca que dentre as técnicas de elevação artificial mais comuns encontra-se o *Gas-Lift*. O processo envolve basicamente a injeção de gás comprimido de alta pressão diretamente na base da coluna líquida do tubo de produção, de forma a reduzir sua densidade, forçando dessa forma o fluxo do fluido até as instalações da superfície, onde este será separado do petróleo podendo ser novamente comprimido e reinjetado. Cada poço possui taxas ótimas de injeção, requerendo assim níveis de compressão distintos.

Basicamente existem dois tipos de *Gas-Lift*: o contínuo e o intermitente. O contínuo consiste na injeção contínua de gás a alta pressão. O Intermitente consiste no deslocamento de golfadas de fluido para a superfície através da injeção cíclica de gás a alta pressão na base da golfada, sendo feita em intervalos de tempo bem definidos. Na fig. 1 pode-se observar um sistema de *Gas-Lift*.

1.2 – Elevação por Bombeio Mecânico

Conforme afirma Rossi (2009), outro método de elevação é o Bombeio mecânico. Este método é utilizado para elevar vazões médias de poços rasos. Neste método de elevação artificial, o movimento relativo de um motor elétrico ou um motor de combustão interna é transformado em movimento alternado por uma unidade de bombeio localizada próxima à cabeça do poço. O movimento alternado é transmitido para o fundo do poço por uma coluna de hastes, estas hastes por sua vez acionam uma bomba que eleva os fluidos

produzidos do reservatório para a superfície. Na fig. 2 observam-se os principais componentes de um sistema de bombeio mecânico, estes são: Bomba de subsuperfície, coluna de hastes, unidade de bombeio e motor.

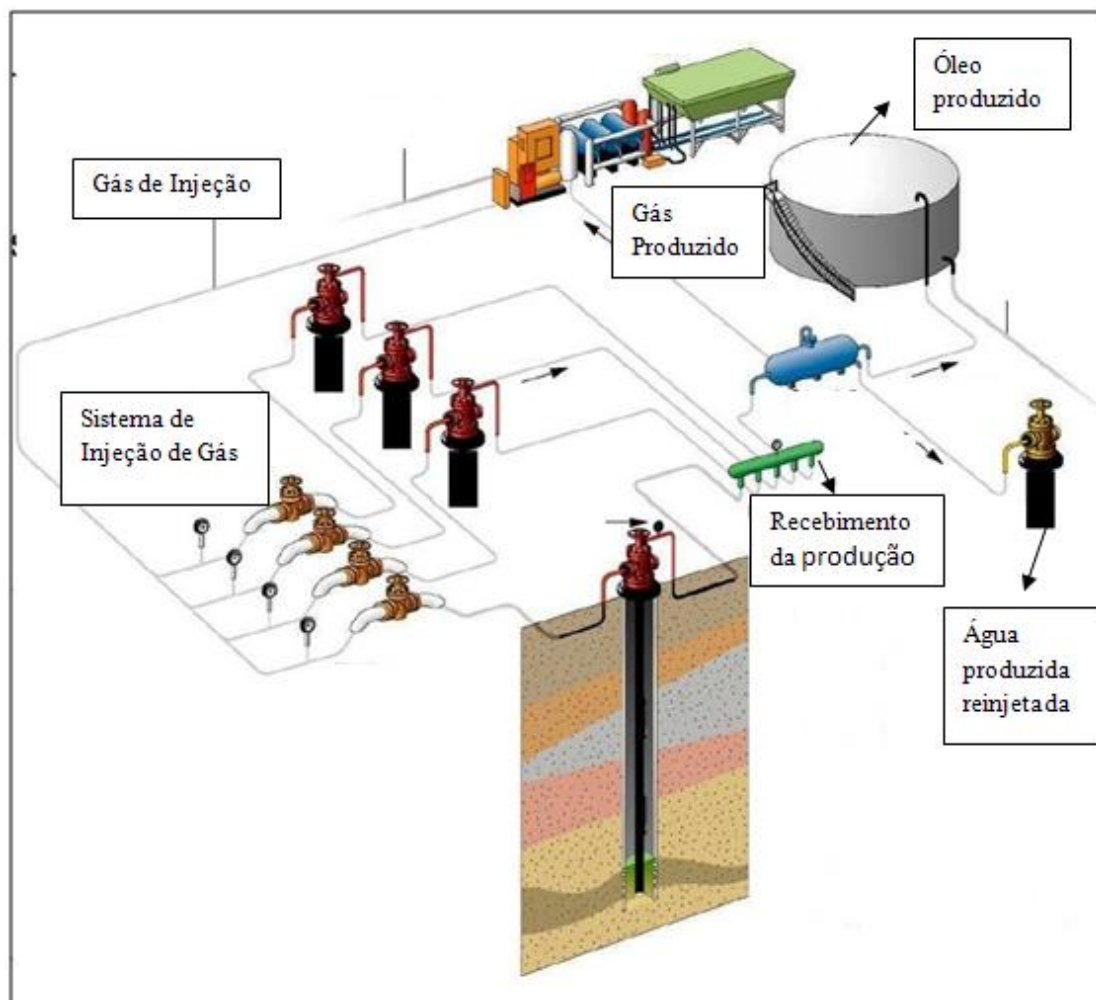


Figura 1 – Sistema para elevação artificial de petróleo, Gas-Lift, que utiliza a injeção de gás natural na coluna de produção. (Rossi, 2009).

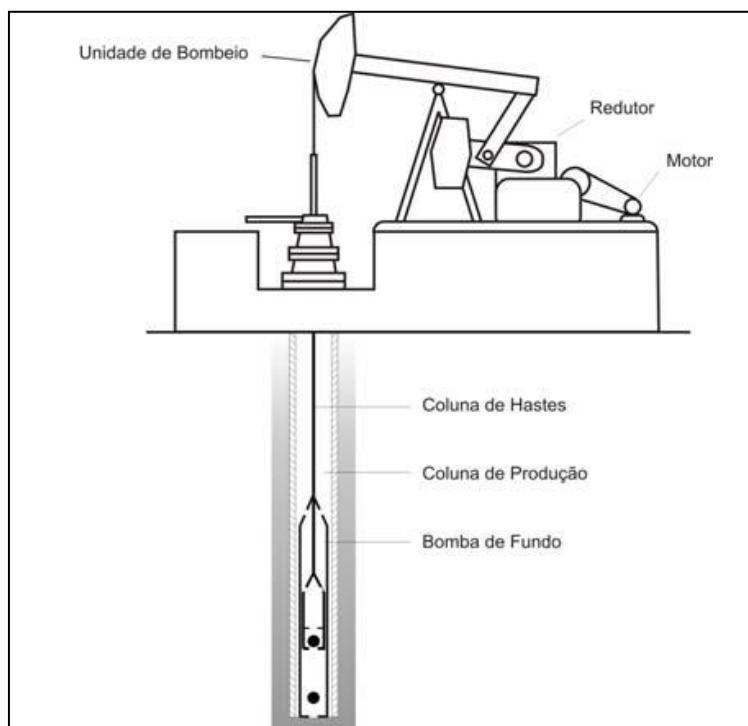


Figura 2 – Sistema de Bombeio Mecânico, (Nascimento, 2005).

1.3– Elevação por Bombas de Cavidades Progressivas

De acordo com Vidal (2005), o método de Elevação por Cavidades Progressivas em seu início foi utilizado com o objetivo de bombear óleos pesados e viscosos, com elevado teor de areia, em reservatórios rasos com até 500 metros de profundidade e com vazões relativamente baixas inferiores a $20\text{m}^3/\text{d}$.

Vidal (2005), refere-se a este como um método de elevada eficiência na produção de óleos com alta viscosidade ou que carregam uma grande quantidade de areia. Por estas razões, este método tem se tornado o segundo método de elevação mais utilizado nos campos de produção de petróleo, segundo Vidal (2005).

O sistema de bombeio por cavidades progressivas (BCP) consiste basicamente de uma bomba helicoidal do tipo parafuso sem fim, cujo movimento rotativo excêntrico produz o deslocamento de cavidades em seu interior, que bombeia os fluidos do fundo do poço para a superfície, até o sistema de coleta. Na fig. 3 observa-se este sistema, sendo constituído de quatro partes principais: bomba de fundo, colunas de hastes, cabeça de acionamento ou cabeçote e equipamentos auxiliares.

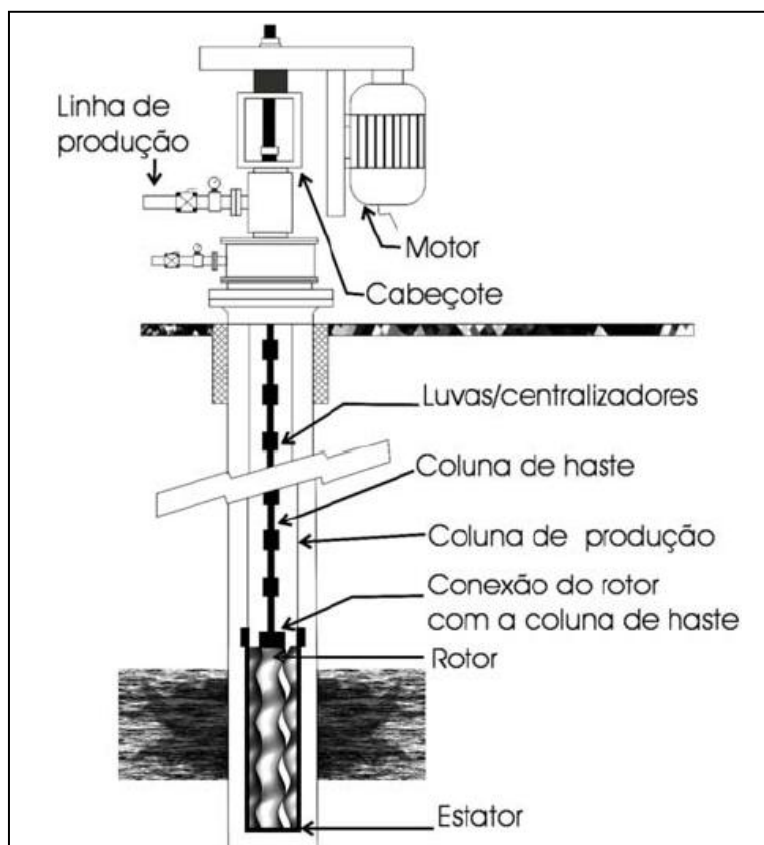


Figura 3 – Principais componentes do sistema de bombeio por cavidades progressivas (BCP) (Vidal, 2005).

2- Software para controle e aquisição de dados dos testes

Para o controle da bomba testada, acompanhamento e aquisição dos dados do teste, foi desenvolvido um software, pela equipe do laboratório de tecnologia em atrito e desgaste, LTAD. Este trata-se de um programa gráfico desenvolvido para executar sofisticada medição, testes e controle, através de um sistema que oferece uma integração simples com diversos tipos diferentes de sensores e plataformas de comunicação. Este apresenta ainda telas para visualização dos dados dos testes e acompanhamento dos principais parâmetros, figuras 4 e 5. Para a criação e desenvolvimento do programa foi utilizado o software LabVIEW®. O programa além de exibir os dados conta com uma rotina que realiza a gravação dos mesmos para posterior análise.

Outra característica importante do programa é a existência de uma rotina de segurança que para o caso de um sensor ou equipamento apresentar uma falha, ou algum parâmetro do teste atingir um valor crítico pré-estabelecido pelo usuário, o software atua interrompendo o teste. A vibração é um parâmetro importante monitorado e que é usado como limitante para os testes.

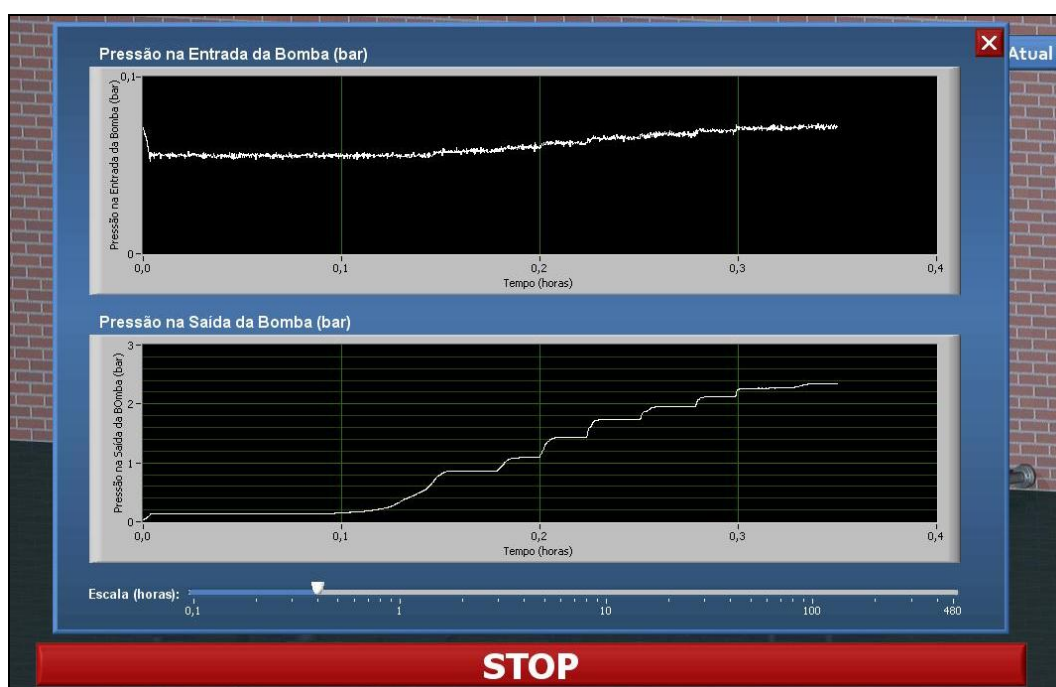


Figura 4 – Tela de acompanhamento de pressões na sucção e descarga da bomba testada.



Figura 5 – Tela de acompanhamento da vazão no circuito de teste.

O programa apresenta uma interface simples e amigável não exigindo treinamento ou conhecimentos específicos para sua utilização, figura 6. O programa também permite o controle da rotação do motor da bomba que está sendo testada, isso pode ser feito por meio

de uma conexão com o inversor de frequência responsável pelo controle do motor. Outro parâmetro que também pode ser definido é o tempo de duração do teste, isso permite o usuário acompanhar o seu progresso e o tempo restante para o seu fim.



Figura 6 – Tela inicial do software de aquisição de dados e controle do equipamento.