



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO ESCOAMENTO EM BOMBAS
DE CAVIDADES PROGRESSIVAS**

por

Paulo Alison Sousa Pessoa

*Dissertação apresentada à Universidade Federal do Rio Grande do Norte
como parte dos requisitos para obtenção do grau de mestre*

*Natal – Rio Grande do Norte
Dezembro - 2009*

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO ESCOAMENTO EM BOMBAS
DE CAVIDADES PROGRESSIVAS**

Paulo Alison Sousa Pessoa

**DISSERTAÇÃO APRESENTADA À
COORDENAÇÃO DO CURSO DE PÓS-
GRADUAÇÃO COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA OBTENÇÃO DO
GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: MECÂNICA COMPUTACIONAL

ORIENTADOR: PROF. Dr. JOÃO ALVES DE LIMA

CO-ORIENTADOR: PROF. Dr. EMÍLIO ERNESTO PALADINO

**NATAL – RN
2009**

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO ESCOAMENTO EM BOMBAS DE CAVIDADES
PROGRESSIVAS

PAULO ALISON SOUSA PESSOA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

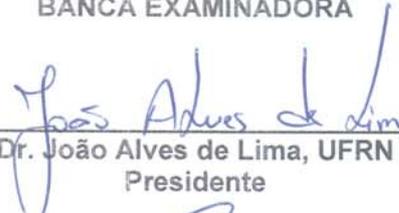
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

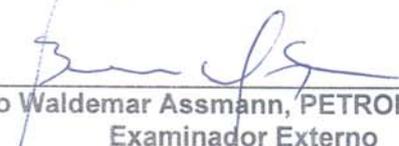

Dr. João Alves de Lima, UFRN
Orientador

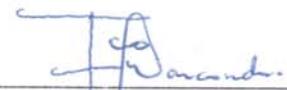

Dr. Emílio Ernesto Paladino, UFRN
Co-orientador

BANCA EXAMINADORA


Dr. João Alves de Lima, UFRN
Presidente


Dr. Emílio Ernesto Paladino, UFRN
Co-orientador


Dr. Benno Waldemar Assmann, PETROBRAS/UN-RNCE
Examinador Externo


Dr. Francisco Marcondes, UFC
Examinador Externo

Divisão de Serviços Técnicos

Catálogo da Publicação na Fonte. UFRN / Biblioteca Central Zila
Mamede

Pessoa, Paulo Alison Sousa.

Simulação computacional do escoamento em bombas de cavidades
progressivas / Paulo Alison Sousa Pessoa. – Natal, RN, 2009.
86 f.

Orientadores: João Alves de Lima.

Emílio Ernesto Paladino.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do
Norte. Centro de Tecnologia. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

1. Ebfvm – Dissertação. 2. Simulação computacional –
Dissertação. 3. Escoamento 3D-t – Dissertação. 4. BCP – Dissertação.
I. Lima, João Alves. II. Paladino, Emílio Ernesto. II. Universidade
Federal do Rio Grande do Norte. III. Título.

RN/UF/BCZM

CDU 004.94(043.3)

"O homem é absurdo por aquilo que busca,
grande por aquilo que encontra."

Paul Valéry

AGRADECIMENTOS

A Deus, primeiramente, por está comigo em todas as situações da minha vida.

Aos professores João Alves de Lima e Emilio Ernesto Paladino pela orientação e dedicação na concepção deste trabalho.

A todos com quem convivi durante esse período no Laboratório de Mecânica Computacional

Aos colegas de pós-graduação, pelo apoio e incentivo.

À minha família que esteve sempre ao meu lado.

À Kaliana pelo incentivo, apoio e companheirismo.

A PETROBRAS e CAPES pelo suporte financeiro para a realização deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	iii
LISTA DE TABELAS	vii
LISTA DE SÍMBOLOS	viii
LISTA DE SIGLAS	xi
RESUMO	xii
ABSTRACT	xiii
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. HISTÓRICO	2
1.2. MOTIVAÇÃO	4
1.3. OBJETIVOS	5
1.4. ESTRUTURA DO TEXTO	6
2. ELEVAÇÃO DE PETRÓLEO	7
2.1. MÉTODO DE ELEVAÇÃO NATURAL	8
2.2. MÉTODO DE ELEVAÇÃO ARTIFICIAL	10
2.2.1. GÁS-LIFT	10
2.2.2. BOMBEIO MECÂNICO	12
2.2.3. BOMBEIO CENTRÍFUGO SUBMERSO	14
2.2.4. BOMBEIO POR CAVIDADE PROGRESSIVA	15
3. MODELAGEM COMPUTACIONAL	25
3.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
3.2. MODELO COMPUTACIONAL	28

3.3. MODELAGEM DA TURBULÊNCIA	36
3.3.1. MODELO DE TURBULÊNCIA DE UMA EQUAÇÃO DE TRANSPORTE PARA VISCOSIDADE TURBULENTO	36
3.3.2. MALHA ESCALONÁVEL	40
3.4. MODELO SIMPLIFICADO	42
3.4.1. DESCRIÇÃO DO MODELO	44
3.4.2. CALIBRAÇÃO DO MODELO	53
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	55
4.1. RESULTADOS DO MODELO COMPUTACIONAL	57
4.2. RESULTADOS DO MODELO SIMPLIFICADO	74
5. CONCLUSÕES E PROPOSTAS FUTURAS	79
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	83

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 2:

Figura 2.1. Esquema de um poço surgente (Assmann, 2008)	9
Figura 2.2. Sistema de elevação pneumático por gás-lift contínuo (Assmann, 2008)	11
Figura 2.3. Sistema de elevação por bombeio mecânico (Thomas, 2001)	12
Figura 2.4. Partes da bomba de fundo e ciclo de bombeio (Blanco, 1999)	13
Figura 2.5. Sistema de elevação por bombeio centrífugo submerso (Thomas, 2001)	14
Figura 2.6. Sistema de elevação por bomba de cavidades progressivas (Vidal, 2005)	17
Figura 2.7. Rotor e estator de uma BCP (Assmann, 2005)	18
Figura 2.8. Passo do rotor e do estator de uma BCP	19
Figura 2.9. Dimensões características da seção transversal de uma BCP de um lóbulo ..	19
Figura 2.10. Cavidades de uma BCP e linhas de selo	21
Figura 2.11. Visualização do domínio fluido considerando uma BCP operando com folga e outra com interferência	21
Figura 2.12. Curvas características para BCP de estator elastomérico e metálico	23

CAPÍTULO 3:

Figura 3.1. Deformação do elemento em um plano transversal (Lima <i>et al.</i> , 2009)	31
--	----

Figura 3.2. Distorção do elemento devido à difusividade numérica no cálculo do movimento da malha (Lima <i>et al.</i> , 2009)	32
Figura 3.3. Ilustrações das malhas computacionais para diferentes configurações do rotor em relação ao estator (Lima <i>et al.</i> , 2009)	33
Figura 3.4. Condições de contorno do modelo computacional	34
Figura 3.5. Comparação da geração de malha sem e com utilização do fator de escala ..	38
Figura 3.6. Dimensões características em um canal retangular, no modelo simplificado.	42
Figura 3.7. Regiões de escorregamento entre as cavidades em uma BCP e de selo (linhas claras)	45
Figura 3.8. Distribuição de pressão ao longo de uma BCP	45
Figura 3.9. Largura do canal axial, no modelo simplificado	46
Figura 3.10. Largura do canal transversal, no modelo simplificado	46
Figura 3.11. Esquema para cálculo do escorregamento no interior de uma BCP	48
Figura 3.12. Diagrama de blocos do algoritmo do modelo simplificado	52
Figura 3.13. Comprimento aproximado do canal de escorregamento no modelo simplificado	53

CAPÍTULO 4:

Figura 4.1. Comparação da vazão volumétrica versus diferencial de pressão, para diferentes rotações, com experimentos para escoamento de óleo de baixa viscosidade (42×10^{-3} Pa.s)	57
--	----

Figura 4.2. Comparação da vazão volumétrica versus diferencial de pressão, para diferentes rotações, com experimentos para escoamento de óleo de alta viscosidade (481×10^{-3} Pa.s)	58
Figura 4.3. Convergência da vazão volumétrica, em função do número de nós da malha computacional, considerando-se óleo de 42×10^{-3} Pa.s como fluido de trabalho	59
Figura 4.4. Convergência da vazão volumétrica, em função do número de nós da malha computacional, considerando-se óleo de 481×10^{-3} Pa.s como fluido de trabalho	60
Figura 4.5. Comparação da vazão volumétrica versus diferencial de pressão, para diferentes rotações, com experimentos para escoamento de água (1×10^{-3} Pa.s)	61
Figura 4.6. Comportamento de convergência, em função do número de nós da malha, da vazão volumétrica para escoamento de água, sem controle da razão de aspecto dos elementos	63
Figura 4.7. Comportamento de convergência, em função da razão de aspecto dos elementos, da vazão volumétrica para escoamento de água, sem controle do número de nós da malha	63
Figura 4.8. Comportamento de convergência, em função do número de nós da malha, da vazão volumétrica para escoamento com água, controlando-se a razão de aspecto máxima dos elementos (~ 71)	65
Figura 4.9. Escorregamento versus diferencial de pressão, para diferentes rotações, para óleos de média (42×10^{-3} Pa.s) e alta viscosidade (481×10^{-3} Pa.s)	66
Figura 4.10. Escorregamento em função do diferencial de pressão total, para diferentes rotações, para fluido de baixa viscosidade (água)	67
Figura 4.11. Escorregamento em função da rotação da bomba, para diferentes valores de diferencial de pressão total, para fluido de baixa viscosidade (água)	68

Figura 4.12. Comportamento da pressão estática em um ponto na parede do estator, durante uma rotação do rotor, para escoamento de óleo (42×10^{-3} Pa.s) e de água	69
Figura 4.13. Distribuição de pressão estática e total ao longo de uma linha longitudinal na região fluida da BCP para escoamento de água (1×10^{-3} Pa.s)	70
Figura 4.14. Distribuição de pressão estática e total ao longo de uma linha longitudinal na região fluida da BCP para escoamento de óleo (42×10^{-3} Pa.s)	70
Figura 4.15. Distribuição de pressão ao longo do contorno do estator da bomba	71
Figura 4.16. Comportamento do torque hidráulico e da eficiência iso-entrópica da BCP com o diferencial de pressão para água (1×10^{-3} Pa.s) na rotação de 400 rpm	72
Figura 4.17. Comportamento do torque hidráulico e da eficiência iso-entrópica da BCP com o diferencial de pressão para óleo (42×10^{-3} Pa.s) na rotação de 400 rpm	73
Figura 4.18. Comportamento de convergência para o torque hidráulico, em função do número de nós, para óleo de 42×10^{-3} Pa.s e rotação de 400 rpm	73
Figura 4.19. Vazão volumétrica versus diferencial de pressão na BCP em diferentes rotações. Resultados do modelo simplificado para (a) óleo de 42×10^{-3} Pa.s e (b) óleo de 481×10^{-3} Pa.s	75
Figura 4.20. Vazão volumétrica versus diferencial de pressão na BCP, para o escoamento de água (1×10^{-3} Pa.s) em diferentes rotações. Parede lisa (rugosidade = 0 mm)	77
Figura 4.21. Vazão volumétrica versus diferencial de pressão na BCP, para o escoamento de água (1×10^{-3} Pa.s) em diferentes rotações. Aço laminado a frio (rugosidade = 0.002 mm)	77
Figura 4.22. Vazão volumétrica versus diferencial de pressão na BCP, para o escoamento de água (1×10^{-3} Pa.s) em diferentes rotações. Aço laminado a quente (rugosidade = 0.015 mm)	78

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 3:

Tabela 3.1. Coeficientes do modelo de turbulência “eddy viscosity transport equation” (Menter, 1994 e 1997)	40
--	----

CAPÍTULO 4:

Tabela 4.1. Parâmetros geométricos da BCP usada nos experimentos de Gamboa <i>et al.</i> (2002) e Gamboa <i>et al.</i> (2003)	56
Tabela 4.2. Propriedades físicas dos fluidos usados nos experimentos de Gamboa <i>et al.</i> (2002) e Gamboa <i>et al.</i> (2003)	57
Tabela 4.3. Relação entre vazão volumétrica, número de nós e razão de aspecto das malhas, para escoamento de água	64
Tabela 4.4. Comportamento de convergência da vazão volumétrica para escoamento com água, em função do número de nós da malha, controlando-se a razão de aspecto máxima dos elementos (~71). Relação com os números de pontos nas faces transversal e longitudinal	65

LISTA DE SÍMBOLOS

A_+	Coefficiente de amortecimento
b	Largura do canal
b_L	Largura do canal longitudinal
b_T	Largura do canal transversal
C	Constante do modelo simplificado para escoamento laminar
c_1, c_2, c_3	Constante do modelo de turbulência
c_μ	Constante da definição da viscosidade turbulenta
D_1, D_2	Funções de amortecimento
D_H	Diâmetro hidráulico
d_{HR}	Diâmetro da hélice do rotor
d_R	Diâmetro da seção do rotor
d_S	Diâmetro menor do estator
d_{SM}	Diâmetro maior do estator
d_i	Diâmetro do tubo do estator
e	Rugosidade do material
E	Excentricidade
$E_{k-\varepsilon}$	Termo de dissipação do modelo de turbulência
f	Fator de atrito
L	Comprimento do canal
L_B	Comprimento da bomba
L_L	Comprimento do canal longitudinal
L_T	Comprimento do canal transversal

(L_x, L_y)	Comprimento das coordenadas x e y entre os pontos P_1 e P_2
N	Número de dentes da helicóide que representa a superfície do estator
M	Número de dentes da helicóide que representa a superfície do rotor
NP_{RT}	Número de passos do rotor
NP_{ST}	Número de passos do estator
NLZ	Número de linhas em cada face Z
P	Pressão
P_1	Ponto sobre o rotor interceptado por uma linha radial
P_2	Ponto sobre o estator interceptado por uma linha radial
P_{RT}	Passo do rotor
P_{ST}	Passo do estator
Q	Vazão bombeada
Q_s	Vazão de escorregamento (deslizamento do fluido através das linhas de selo)
Q_{th}	Vazão teórica ou deslocada
Re	Número de Reynolds
R_L	“Resistência ao escoamento” do escorregamento longitudinal
R_T	“Resistência ao escoamento” do escorregamento Transversal
scale	Fator de escala
\vec{S}_M	Termo fonte
t	Tempo
T	Tensor tensão para escoamento laminar
T^{Turb}	Tensor tensão para escoamento turbulento
T_z	Torque na direção axial
\bar{U}	Velocidade média no canal
V_{th}	Volume teórico deslocado

w	Folga/Interferência
\dot{W}_{real}	Torque real
$\dot{W}_{teórica}$	Torque teórico
(x_i, y_i)	Coordenadas de x e y entre os pontos P_1 e P_2 ao longo de uma linha radial
$(x_i, y_i)_{01}$	Coordenadas uniforme em um domínio unitário
$(x_i, y_i)_{01T}$	Adensa coordenadas $(x_i, y_i)_{01}$
(x_{p1}, y_{p1})	Coordenadas do ponto P_1
(x_{p2}, y_{p2})	Coordenadas do ponto P_2
y^+	Número de Reynolds turbulento

Símbolos Gregos

ΔP	Diferencial de pressão
ε	taxa de dissipação da energia cinética turbulenta
η_s	Eficiência iso-entrópica
k	energia cinética das flutuações turbulentas
μ	Viscosidade dinâmica
μ_t	Viscosidade turbulenta aparente
$\tilde{\nu}_t$	Viscosidade turbulenta para altos Reynolds (de parede)
ν_t	Viscosidade turbulenta corrigida
ρ	Massa específica
σ	Constante de ajuste do modelo de turbulência
ω_z	Velocidade angular na direção axial

LISTA DE SIGLAS

3D-t	Modelo/Simulação Tridimensional Transiente
API	“Association Petroleum International” – Associação Internacional do Petróleo
BCP	Bomba de Cavidades Progressivas
BCS	Bombeio Centrífugo Submerso
BM	Bombeio Mecânico
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
CPU	Unidade Central de Processamento
Ebfvm	Método dos volumes finitos baseado em elementos
EUA	Estados Unidos da América
GLC	Gás-Lift Contínuo
GLI	Gás-Lift Intermitente
ISO	“International Organization for Standardization” – Organização Internacional para Padronização
RGO	Razão gás-óleo
RPM	Rotação por minuto

RESUMO

O uso de bombas de cavidades progressivas (BCP) para elevação artificial de petróleo em poços de baixa a média profundidade está se tornando mais comum na indústria do petróleo devido, dentre outras características, à sua habilidade de bombear óleos pesados, produzir óleo com grandes concentrações de partículas sólidas, e tolerar grandes frações de gás livre. Além disso, apresenta alta eficiência, quando comparado a outros sistemas de elevação artificial. Apesar de este sistema ser bastante utilizado na elevação de óleo, poucas investigações acerca do seu comportamento hidrodinâmico podem ser encontradas na literatura. Desta forma, devido à necessidade de obter um maior domínio do comportamento operacional da BCP, este trabalho apresenta um novo modelo computacional para escoamento 3-D transiente em bombas de cavidades progressivas, utilizando o método dos volumes finitos baseado em elementos, no qual se inclui o movimento relativo entre o rotor e o estator. O modelo desenvolvido é capaz de prever com exatidão parâmetros operacionais, como eficiência volumétrica e perdas viscosas, assim como fornecer informações detalhadas dos campos de pressão e velocidade no interior da bomba. Para tornar possível o estudo com BCP's bombeando fluidos de baixa viscosidade, foram utilizados modelos de turbulência avançados para tratar adequadamente os efeitos turbulentos no escoamento, os quais permitiram obter informações coerentes com a literatura do comportamento da BCP em resultados experimentais. Além do modelo tridimensional, este trabalho apresenta um modelo simplificado baseado em um balanço de massa entre as cavidades e na simplificação das equações do movimento para escoamento completamente desenvolvido ao longo das linhas de selo entre as cavidades. O modelo simplificado, baseado em abordagens já utilizadas para este tipo de bomba, tem capacidade de prever valores de vazão para um dado diferencial de pressão, apresentando exatidão e requerendo pouco trabalho de CPU, tornando-se uma ferramenta de engenharia de uso fácil, permitindo respostas numéricas aproximadas em tempo-real. Os resultados apresentados neste trabalho consideraram uma BCP de estator rígido e os modelos apresentados foram validados com resultados experimentais da literatura. Os resultados para o modelo tridimensional mostraram-se sensíveis ao tamanho da malha, de maneira que um estudo de refinamento de malha é apresentado. Já no modelo simplificado foram introduzidos alguns melhoramentos no cálculo do fator de atrito permitindo a aplicação para fluidos de baixa viscosidade, o que não era possível em modelos similares apresentados em trabalhos anteriores.

Palavras-Chaves: Ebfvm, Simulação Computacional, Escoamento 3D-t, BCP.

ABSTRACT

The use of Progressing Cavity Pumps (PCPs) in artificial lift applications in low deep wells is becoming more common in the oil industry, mainly, due to its ability to pump heavy oils, produce oil with large concentrations of sand, besides present high efficiency when compared to other artificial lift methods. Although this system has been widely used as an oil lift method, few investigations about its hydrodynamic behavior are presented, either experimental or numeric. Therefore, in order to increase the knowledge about the BCP operational behavior, this work presents a novel computational model for the 3-D transient flow in progressing cavity pumps, which includes the relative motion between rotor and stator, using an element based finite volume method. The model developed is able to accurately predict the volumetric efficiency and viscous losses as well as to provide detailed information of pressure and velocity fields inside the pump. In order to predict PCP performance for low viscosity fluids, advanced turbulence models were used to treat, accurately, the turbulent effects on the flow, which allowed for obtaining results consistent with experimental values encountered in literature. In addition to the 3D computational model, a simplified model was developed, based on mass balance within cavities and on simplification on the momentum equations for fully developed flow along the seal region between cavities. This simplified model, based on previous approaches encountered in literature, has the ability to predict flow rate for a given differential pressure, presenting exactness and low CPU requirements, becoming an engineering tool for quick calculations and providing adequate results, almost real-time time. The results presented in this work consider a rigid stator PCP and the models developed were validated against experimental results from open literature. The results for the 3-D model showed to be sensitive to the mesh size, such that a numerical mesh refinement study is also presented. Regarding to the simplified model, some improvements were introduced in the calculation of the friction factor, allowing the application of the model for low viscosity fluids, which was unsuccessful in models using similar approaches, presented in previous works.

Key-words: Ebfvm, Computational simulation, 3D-t flow, PCP.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1. HISTÓRICO

O bombeio por cavidades progressivas é um método de elevação artificial em que a transferência de energia ao fluido é feita através de uma bomba de cavidades progressivas (BCP).

A bomba de cavidades progressivas foi concebida no final da década de 1920 por Rene Moineau, a qual consiste de um rotor no formato de uma hélice simples externa que, quando gira dentro de um estator moldado no formato de uma hélice dupla interna, produz uma ação de bombeio.

A invenção foi patenteada em 1930 e, em seguida, foi fundada a *Pompes Compresseurs Mécanique* em 1932 para a fabricação deste tipo de bomba. Foram ainda licenciadas várias fábricas na Inglaterra e nos EUA, tais como a *Mono Pumps* e *Robins & Myers*, respectivamente, para produção de BCP. A primeira bomba foi fabricada em 1933, porém, a primeira venda apenas ocorreu em 1935.

Os primeiros aperfeiçoamentos da bomba se deram no estator, revestida inicialmente de borracha natural, sendo na década de 40 substituída pela borracha sintética, também chamada de elastômero.

A bomba, no início, foi usada para transferências de fluido em geral e somente a partir de 1970 dá-se início a sua aplicação na indústria do petróleo em poços de baixa profundidade e de baixa vazão, obtendo um grande sucesso nos campos de produção de fluidos com altos teores de areia. Com o avanço da tecnologia ao longo do tempo, pôde-se aplicar este sistema em poços mais profundos e de maiores vazões.

No fim da década de 70, após bons resultados obtidos com a BCP, como sistema de elevação em campos de petróleo, os fabricantes buscaram desenvolver avanços em termos de eficiência, elevação de óleo e da resistência do elastômero. Segundo Dunn *et al.* (1994), por volta do ano de 1994, o desenvolvimento do sistema de BCP conseguiu abranger o uso deste método a uma grande faixa de aplicações, tais como:

- produção de óleo pesado e betume (< 18° API) com suspensão de areia acima de 50%;
- produção de óleo médio (18° - 30° API) com limitações de teor de H₂S;

- produção de óleo leve ($> 30^\circ$ API) com limitações de teor de aromático;
- desidratação de poços de metano em camada de carvão (“coalbed methane wells”);
- poços maduros com elevado percentual de água;
- poços de captação de água;
- operações de injeção de vapor em poços maduros; e
- áreas sensíveis a elevação.

No Brasil, a sua utilização começou em 1982 no campo de Fazenda Belém, no Ceará. A *Irmãos Geremia* foi o fornecedor exclusivo da Petrobras durante muitos anos e se tornou um importante fornecedor mundial. Hoje, a *Geremia* faz parte da multinacional *Weatherford* e ainda há outro fornecedor local, a *Netzsch* pertencente a um grupo alemão. Este sistema de elevação é utilizado na bacia potiguar, em terra e no mar, e também nas bacias de Sergipe, Alagoas, Bahia e Espírito Santo. Também é usado em testes de poços da Bacia de Campos, no litoral do estado do Rio de Janeiro.

Como avanços mais recentes citam-se o início da fabricação de bombas insertáveis em 1994, visando reduzir os custos de intervenção de poço (“*workover*”), o início da fabricação de bombas de camada de borracha constante (“*even wall*”) em 1996, visando à extensão da utilização da técnica para poços de óleo leve (com menor inchamento), o início da fabricação de bombas com acionamento elétrico de fundo em 1997, visando uma maior utilização do método em poços desviados e direcionais e o início de testes com estator metálico na produção de poços estimulados por injeção de vapor cíclica em 1998 (Assmann, 2005).

O sistema de bombeio por BCP ainda é um método de elevação artificial novo, se comparado aos métodos mais tradicionais como o bombeio mecânico e o bombeio centrífugo submerso. No entanto, nos últimos anos esse sistema tem crescido gradualmente como método de elevação, devido ao seu bom desempenho na elevação de fluidos de reservatório e por apresentar capacidade de superar suas próprias limitações diante das enormes perspectivas de evolução tecnológica que apresenta.

1.2. MOTIVAÇÃO

O petróleo, atualmente como a principal fonte energética no mundo, vem diminuindo suas reservas em consequência do elevado consumo pela população mundial como de combustíveis em veículos motorizados, de plásticos, roupas e até medicamentos, dentre outras aplicações. Para se conseguir manter esse consumo são realizados investimentos em pesquisa para obtenção de novas formas de desenvolvimento e aprimoramento da extração de petróleo (Assmann, 2008), uma vez que se estimam as reservas mundiais da ordem de três trilhões de barris de óleo pesado e betume já descobertos e não explorados (Blanco, 1999). Devido a isso, o melhoramento dos sistemas de elevação é uma tarefa contínua, procurando estender a operação para extrair óleos de alta viscosidade em poços mais profundos com menores custos possíveis.

Os poços de petróleo com produção de óleos pesados e extra-pesados apresentam maiores custo de elevação quando comparados com poços que produzem óleos médios e leves, e ainda o preço de venda desses óleos é aproximadamente 30% menor do que de óleos de baixa viscosidade. Conseqüentemente, o desafio atual é produzir óleos de alta viscosidade associado a um melhor rendimento no processo de extração, com menor custo possível, como maior eficiência do sistema de elevação, redução do consumo de energia, acréscimo no volume de produção, redução de despesas devido à substituição de equipamentos e extensão da vida de operação de equipamentos empregados na extração de fluidos subterrâneos.

O método de elevação artificial por bombeio de cavidades progressivas tem se mostrado muito eficiente na produção de óleos com alta viscosidade ou que arrastam uma grande quantidade de areia. Essa característica tem feito deste o segundo método de elevação mais utilizado nos campos de produção de petróleo. Este método de elevação ainda apresenta outras características positivas, como eficiência mecânica mais elevada do que os sistemas de bombeamento rotodinâmicos, menor investimento inicial, baixo consumo de energia e capacidade de bombear fluidos com maiores quantidades de gás do que o sistema convencional de bombeio recíproco por hastes (Gamboa *et al.*, 2002).

O uso de bombas de cavidades progressivas no bombeio de óleo em poços de baixa e média profundidade está se tornando mais comum ultimamente, substituindo em alguns casos as unidades de bombeio mecânico. Apesar de Moineau ter proposto esse conceito em 1930, as primeiras aplicações para produção de petróleo datam da década de setenta. Como uma nova

tecnologia, pelo menos em termos de aplicação na indústria do petróleo, um dos fatores que limitam seu uso é o menor conhecimento teórico e prático do sistema de bombeio por cavidades progressivas, especificamente do comportamento do escoamento interno que forneceria informações valiosas para projeto, operação e controle desse sistema.

Portanto, o entendimento detalhado do comportamento do escoamento dentro da BCP é de fundamental importância para projeto, otimização e operação desse sistema de elevação artificial. Os benefícios que tais conhecimentos podem trazer são reduções do custo operacional, aumento do tempo de uso dos equipamentos e da produção de petróleo.

1.3. OBJETIVOS

O presente trabalho consiste na implementação de um modelo computacional capaz de fornecer predições, as mais realistas possíveis, dos campos de velocidade tridimensionais, juntamente com os campos de pressão e do deslizamento do fluido entre as cavidades, além de avaliar todas as variáveis do escoamento, tais como vazão, torque, eficiência, etc. Dessa forma, busca-se inferir, a partir dos resultados obtidos pela simulação computacional, modelos que possam auxiliar no desenvolvimento de um sistema de controle otimizado do processo de elevação artificial por meio de bombas de cavidades progressivas.

Mais especificamente, este trabalho apresenta um modelo computacional para escoamento tridimensional transiente, utilizando o Método de Volumes Finitos Baseado em Elementos (Baliga & Patankar, 1980; Raw, 1985; Maliska, 2004), que inclui o movimento relativo entre o rotor e o estator em uma BCP. O modelo permite a inclusão de qualquer modelo de turbulência, quando a BCP está bombeando fluidos de baixa viscosidade, onde há ocorrência dos efeitos turbulentos.

Aliado ao modelo tridimensional foi também desenvolvido um modelo simplificado que pudesse fornecer as curvas operacionais de uma BCP com mínimo tempo de unidade de processamento (CPU). Deste modo, estar-se-ia apto a fornecer resultados das curvas da BCP em tempo real, podendo, eventualmente, ser inserido em loops de controle ou auxiliar no desenvolvimento de projetos de engenharia. Como se trata de uma aproximação, geralmente alguns parâmetros precisam ser ajustados, porém, neste caso foram reduzidos a apenas um

parâmetro geométrico, podendo ser ajustado por meio do modelo tridimensional, mencionado anteriormente.

Com os modelos implementados no presente trabalho, validados através de resultados experimentais, disponibilizar-se-ão mais alguns recursos na busca de um melhor entendimento dos fenômenos físicos que governam o sistema de bombeio da BCP.

1.4. ESTRUTURA DO TEXTO

O presente texto foi dividido em cinco capítulos. No próximo capítulo são introduzidos os conceitos relativos aos variados sistemas de elevação, dando ênfase ao sistema de BCP. No capítulo três está incluída uma revisão bibliográfica dos principais estudos relacionados ao escoamento de fluido nesse método de elevação; também são descritas a metodologia de discretização das equações, bem como a formulação matemática necessária à resolução das equações diferenciais que constituem o modelo computacional; na modelagem da turbulência estudaram-se alguns modelos, sendo empregado um modelo de turbulência que representou o comportamento do escoamento de fluidos de baixa viscosidade no interior da BCP; e no modelo simplificado são descritas as simplificações realizadas na equação da conservação do movimento para escoamento completamente desenvolvido, sendo, posteriormente, empregado um balanço de massa entre as cavidades para a determinação das curvas de escorregamento e de vazão. As curvas de validação do modelo e os resultados do presente estudo são apreciados no capítulo quatro onde são também feitas discussões e avaliações pertinentes. Finalmente, o capítulo cinco apresenta as conclusões e perspectivas para futuros estudos dentro da presente área de atuação.

CAPÍTULO 2

ELEVAÇÃO DE PETRÓLEO

ELEVAÇÃO DE PETRÓLEO

O processo de elevação de petróleo trata do transporte de fluidos desde o fundo do poço até a superfície, podendo ser caracterizado como elevação natural ou artificial, de maneira que é o processo responsável pela maximização da produção de petróleo.

A elevação natural ocorre quando a pressão do reservatório é suficientemente elevada, ocasionando o escoamento do óleo livremente até as facilidades de produção como separadores, tratadores e tanques. Por outro lado, quando a pressão no reservatório é insuficiente para elevar o fluido até a superfície numa vazão economicamente viável, necessita-se de uma suplementação de energia que é fornecida através de sistemas de elevação artificial. O suplemento requerido é fornecido por meio da instalação de equipamentos no poço que reduzam a pressão do fluxo no fundo do poço, com o aumento do diferencial de pressão sobre o reservatório, obtendo aumento na vazão (Thomas, 2001).

2.1. Método de elevação natural

No método de elevação natural, o escoamento do fluido à superfície se deve exclusivamente à energia contida no reservatório, ou seja, a pressão do fluido no reservatório é suficiente para vencer as perdas de carga e a pressão hidrostática através do poço até a linha de produção. Por isso, esse tipo de poço é denominado de surgente, pois não requer nenhum sistema de elevação artificial para produzir petróleo.

Os poços surgentes apresentam uma instalação simples e com menos problemas operacionais, quando comparados com os sistemas de elevação artificial, devido apenas a simplicidade dos equipamentos tanto de superfície quanto de subsuperfície, com maiores vazões e, conseqüentemente, menor custo por volume produzido. Um esquema de poço surgente é mostrado na figura 2.1, com identificação dos componentes que fazem parte do sistema.

Segundo Thomas (2001), os principais fatores que influenciam na produção de um poço surgente são:

- propriedades dos fluidos;

- índice de produtividade do poço;
- mecanismo de produção do reservatório;
- dano causado à formação produtora durante a perfuração ou durante a completação do poço;
- aplicação de técnicas de estimulação;
- adequado isolamento das zonas de água adjacentes à zona de óleo;
- características dos equipamentos utilizados no sistema de produção;
- adequado controle de produção dos poços por meio de testes periódicos de produção;
- estudo e acompanhamento da queda de pressão do reservatório.

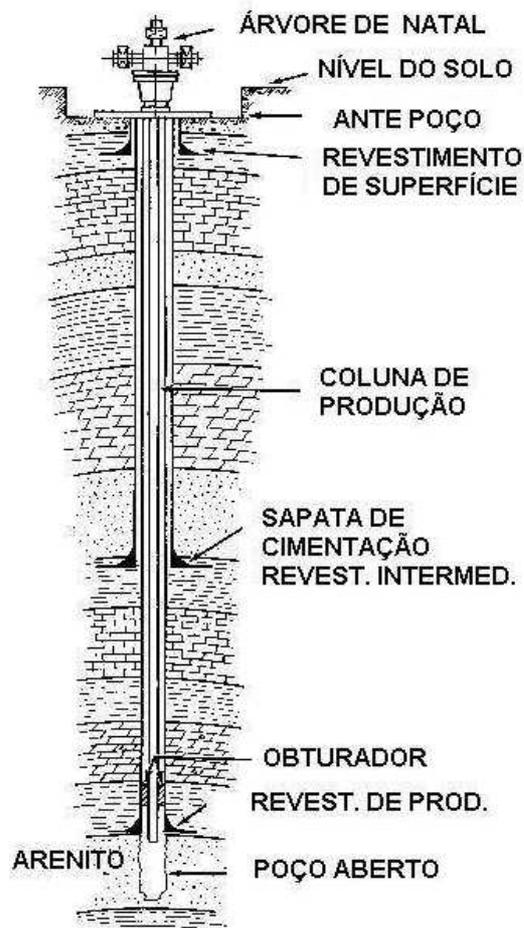


Figura 2.1. Esquema de um poço surgente (Assmann, 2008).

2.2. Método de elevação artificial

O método de elevação artificial é necessário devido à queda de pressão ou outros fatores que afetam a produção espontânea do poço. Assim, sendo importante a implementação de algum sistema de elevação artificial que torne eficiente a produção, ou seja, que maximize o volume de petróleo extraído do reservatório para uma vazão econômica ou conveniente. Dentre os principais métodos utilizados na indústria do petróleo estão:

- pneumático
 - gás-lift contínuo (GLC)
 - gás-lift intermitente (GLI)
- bombeio
 - bombeio mecânico (BM)
 - bombeio centrífugo submerso (BCS)
 - bombeio de cavidades progressivas (BCP)

A seleção do método apropriado é complexa, exigindo-se uma análise dos vários fatores que afetam determinado poço antes de especificar qualquer sistema de elevação. Dentre os principais fatores podem ser citados: número de poços, diâmetro do revestimento, produção de areia, razão gás-líquido, vazão, profundidade do reservatório, viscosidade dos fluidos, custo operacional, etc.

A seguir serão apresentados resumidamente os principais métodos de elevação, citados anteriormente, buscando conhecer suas vantagens e desvantagens, uma vez que a seleção de qualquer método dependerá de uma análise econômica, dentre outros fatores.

2.2.1. Gás-lift

O sistema pneumático de gás-lift consiste em transmitir energia ao fundo do poço na forma de gás comprimido para elevar o fluido até a superfície. O gás é injetado no anular à coluna de produção por meio de válvulas situadas na coluna, onde se mistura com o fluido

aliviando o peso da composição e reduzindo a perda de carga (Assmann, 2008). Este método é apropriado para poços de petróleo que apresentam alto teor de areia e elevada razão gás-óleo.

A depender de suas características operacionais, este método de elevação é classificado de duas maneiras: contínuo e intermitente.

O gás-lift contínuo baseia-se na injeção de gás a alta pressão na coluna de produção continuamente, tendo como objetivo gaseificar o fluido contido na coluna desde o ponto de injeção até a superfície. Na figura 2.2 pode ser visto um esquema de poço produtor utilizando-se desse sistema de elevação artificial e uma rápida identificação de seus componentes.

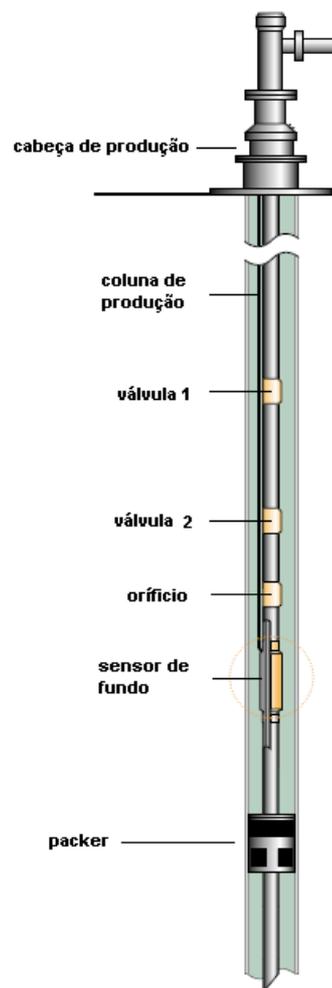


Figura 2.2. Sistema de elevação pneumático por gás-lift contínuo (Assmann, 2008).

No gás-lift intermitente ocorre à injeção de gás a alta pressão por um período de tempo, deslocando-se o fluido acumulado na coluna para superfície. Posteriormente, a injeção de gás é interrompida enquanto o fluido preenche a coluna de produção, sendo injetado, em seguida, o gás na coluna, dessa forma mantendo um ciclo de injeção para elevação do fluido.

2.2.2. Bombeio mecânico

O bombeio mecânico é o método de elevação mais utilizado na indústria do petróleo. Por ser o método mais tradicional na produção de óleo, mais pesquisas, variedades de projeto e testes desenvolvidos para este método são apresentados do que em qualquer outro sistema de elevação artificial.

A unidade de bombeio converte o movimento rotacional do motor elétrico ou à combustão em alternativo que aciona, da superfície, uma coluna de hastes. Esta, por sua vez, transmite o movimento à bomba, sendo esta parte o ponto crítico do sistema, devido à alternância dos esforços sofridos pelas hastes, pois estão sujeitas a cargas cíclicas onde o peso do fluido que está acima da bomba é sustentado pela coluna de hastes no curso ascendente e pela coluna de produção no curso descendente. A bomba alternativa, instalada na extremidade da coluna de produção e movimentada pela coluna de hastes, aumenta a pressão, assim, elevando o fluido à superfície. Na figura 2.3 é esquematizado um sistema de bombeio mecânico com seus principais componentes.

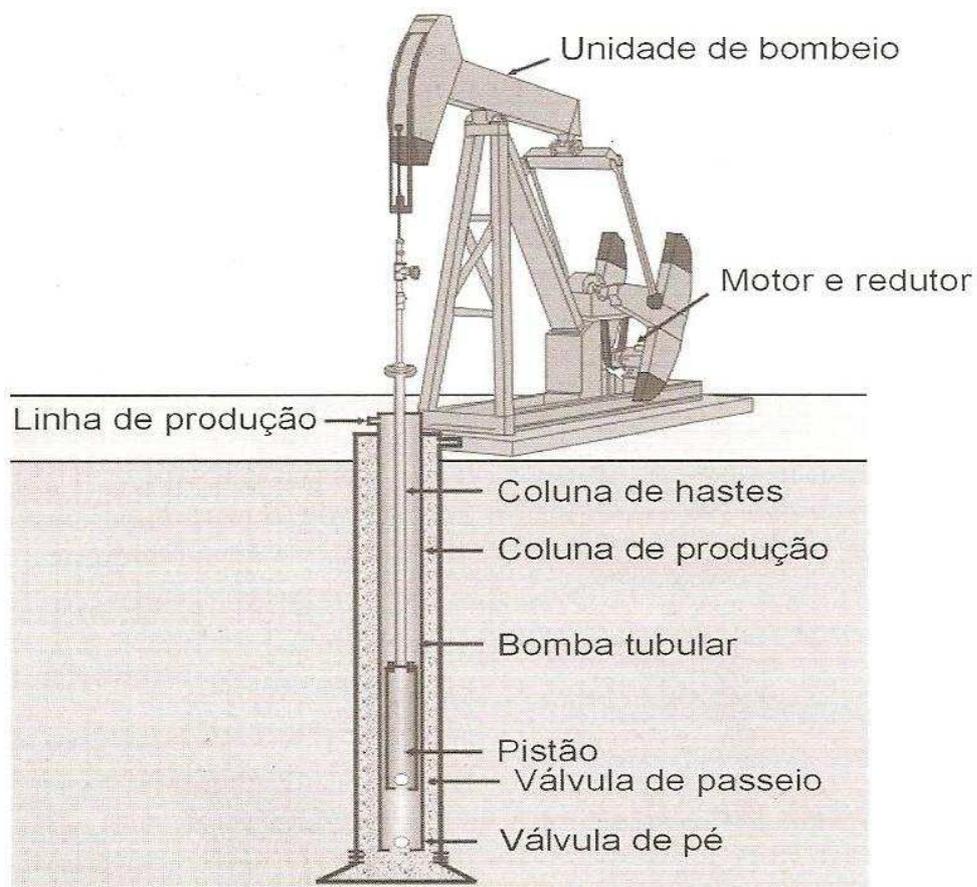


Figura 2.3. Sistema de elevação por bombeio mecânico (Thomas, 2001).

A bomba apresenta as seguintes partes: camisa, pistão, válvula de passeio e válvula de pé. O ciclo de bombeio deste subsistema é dividido em curso ascendente (“upstroke”) e descendente (“downstroke”), onde no primeiro, o fluido dentro da coluna de produção mantém a válvula de passeio fechada, fazendo com que o fluido não retorne ao interior da camisa, assim, arrastando-o da coluna até a superfície (Assmann, 2008). Já no curso descendente do movimento, a válvula de passeio se abre permitindo que o fluido no interior do pistão passe para a camisa, o fluido dentro da camisa é comprimido, fechando a válvula de pé de forma que o fluido não retorne a porta de sucção. Ao atingir o final do curso descendente e iniciar o ascendente, como pode ser visto na figura 2.4, a válvula de passeio se fecha e a de pé se abre, começando um novo ciclo (Thomas, 2001).

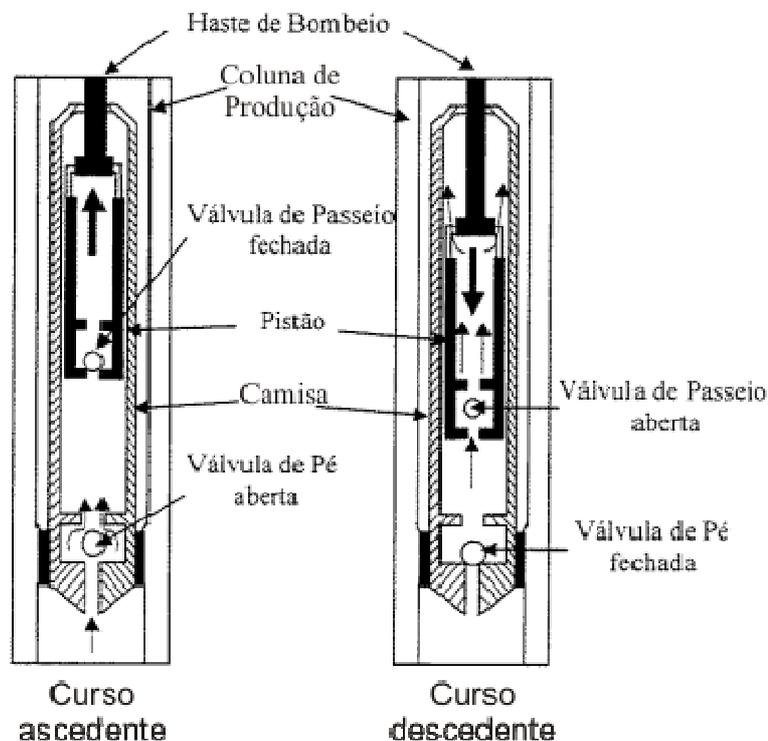


Figura 2.4. Partes da bomba de fundo e ciclo de bombeio (Blanco, 1999).

Esse método de elevação apresenta algumas vantagens, tais como, boa flexibilidade de operação e de baixo custo de investimento e operação, também pode ser utilizado em poços profundos, além de produzir altas vazões e não ter limitações de temperatura. Entretanto, apesar de ser bastante utilizado nos campos de petróleo, este sistema possui baixa eficiência, principalmente na presença de gás, alto consumo de energia e problemas com presença de areia (Blanco, 1999).

2.2.3. Bombeio centrífugo submerso

O sistema de bombeio centrífugo submerso tem-se expandido ultimamente devido à crescente flexibilidade dos equipamentos disponíveis. A aplicação típica deste sistema consiste de um motor elétrico de fundo, seção de selagem e de admissão da bomba, bomba centrífuga de múltiplos estágios, coluna de produção, cabo elétrico de subsuperfície e equipamentos de superfície, como caixa de junção, painel elétrico e transformador. Na figura 2.5 é mostrado esse método de elevação.

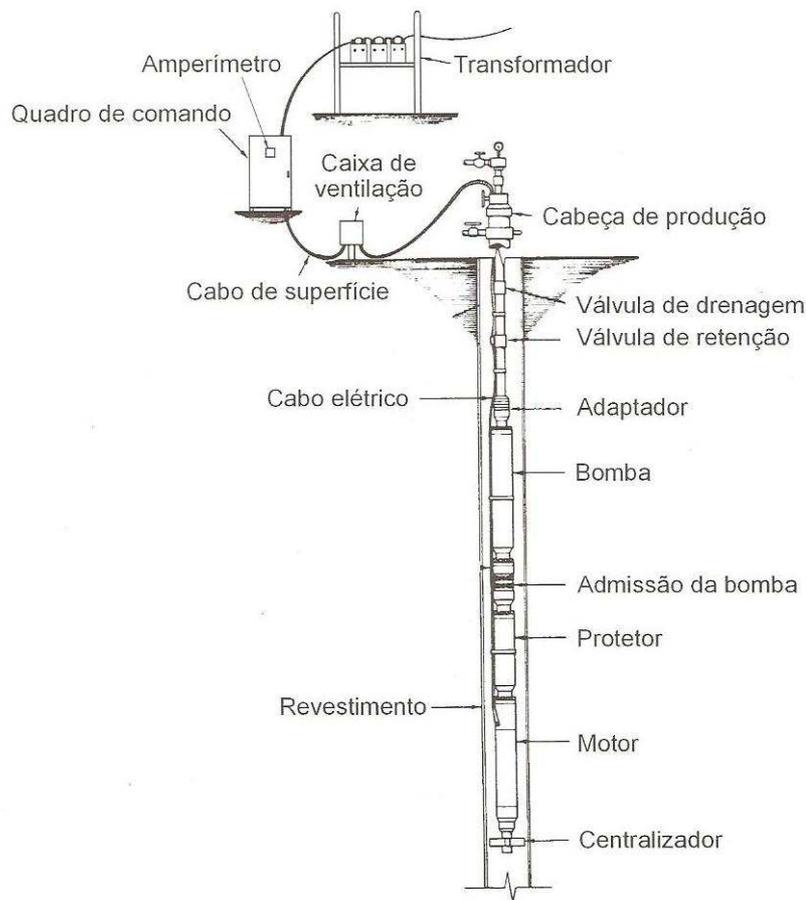


Figura 2.5. Sistema de elevação por bombeio centrífugo submerso (Thomas, 2001).

Sua aplicação iniciou-se no final da década de 20, apresentando tecnologia viável e ampla aplicação na produção de petróleo. Neste método, a energia elétrica é transformada em energia mecânica por meio do motor elétrico, sendo conectado diretamente a uma bomba centrífuga, a qual transmite a energia para o fluido sob a forma de pressão, fazendo o fluido chegar até a superfície.

As vantagens apresentadas pelo método de BCS estão relacionadas à resistência a abrasão de areia e a altas temperaturas existentes no fundo do poço, devido ao gradiente geotérmico. Porém, o BCS não é um método adequado quando o campo de petróleo apresenta alta razão de gás-óleo (RGO), pois o gás em excesso provoca a cavitação na bomba e o sistema perde eficiência (Blanco, 1999).

2.2.4. Bombeio por cavidade progressiva

O método de elevação através do bombeio por cavidade progressiva consiste na transferência de energia ao fluido por meio de uma bomba de fundo de cavidades progressivas. A bomba de cavidades progressiva é uma bomba de deslocamento positivo que trabalha imersa em poço de petróleo (Thomas, 2001).

Em alguns trabalhos publicados, como Saveth (1989), Klein (1991), Clegg *et al.* (1993), Dunn *et al.* (1995) e Revard (1995) apud Carvalho (1999, p.41) foram destacados as principais características da BCP:

- habilidade para bombear óleos viscosos;
- capacidade de trabalhar com elevadas concentrações de areia;
- sob condições apropriadas, pode trabalhar com gás livre;
- acarreta menor investimento inicial, em comparação com outros métodos;
- apresenta simplicidade de instalação e de operação;
- requer manutenção mínima;
- apresenta maior eficiência volumétrica;
- opera com motores de menor potência, gerando menor consumo de energia (comparado aos sistemas de bombeio mecânico e centrífugo submerso);
- possui boa flexibilidade operacional, ajustando-se à várias condições de operação (em relação ao bombeio mecânico);

- unidade de acionamento de superfície de pequenas dimensões e baixo risco ambiental.

Contudo, ainda segundo Carvalho (1999) e Blanco (1999), a BCP apresenta limitações a determinadas condições de operação as quais podem provocar danos aos seus componentes, principalmente ao elastômero do estator se a bomba o possui. As principais limitações encontradas neste sistema de elevação artificial são:

- limite da capacidade de volume produzido, máximo 500 m³/dia (diâmetro do poço, rotação);
- altura máxima de elevação, máximo 2000 m (diferencial de pressão sobre a bomba);
- temperatura máxima de operação (sensibilidade do elastômero), máxima 350°C;
- teor admissível de hidrocarbonetos aromáticos e de H₂S (incompatibilidade do elastômero com alguns fluidos);
- teor de gás na bomba;
- bombeamento a seco;
- atrito e fadiga das hastes de bombeio mecânico em poços desviados.

O acionamento da bomba de cavidades progressivas pode ser realizado da superfície, por meio de uma coluna de hastes e um cabeçote de acionamento, ou diretamente no fundo do poço, através de um acionador elétrico ou hidráulico acoplado a bomba. Segundo Vidal (2005), uma configuração típica de um sistema de elevação por meio de um bombeio por cavidades progressivas é definida por:

- motor elétrico de indução;
- sistema de correias e polias;
- redutor de engrenagens;
- coluna de hastes;

- coluna de produção;
- revestimento;
- linha de produção;
- anular haste-tubing;
- anular revestimento tubing;
- bomba de cavidades progressivas.

Na figura 2.6 pode ser vista um sistema de elevação por bombeio de cavidades progressivas como um todo, destacando suas principais partes.

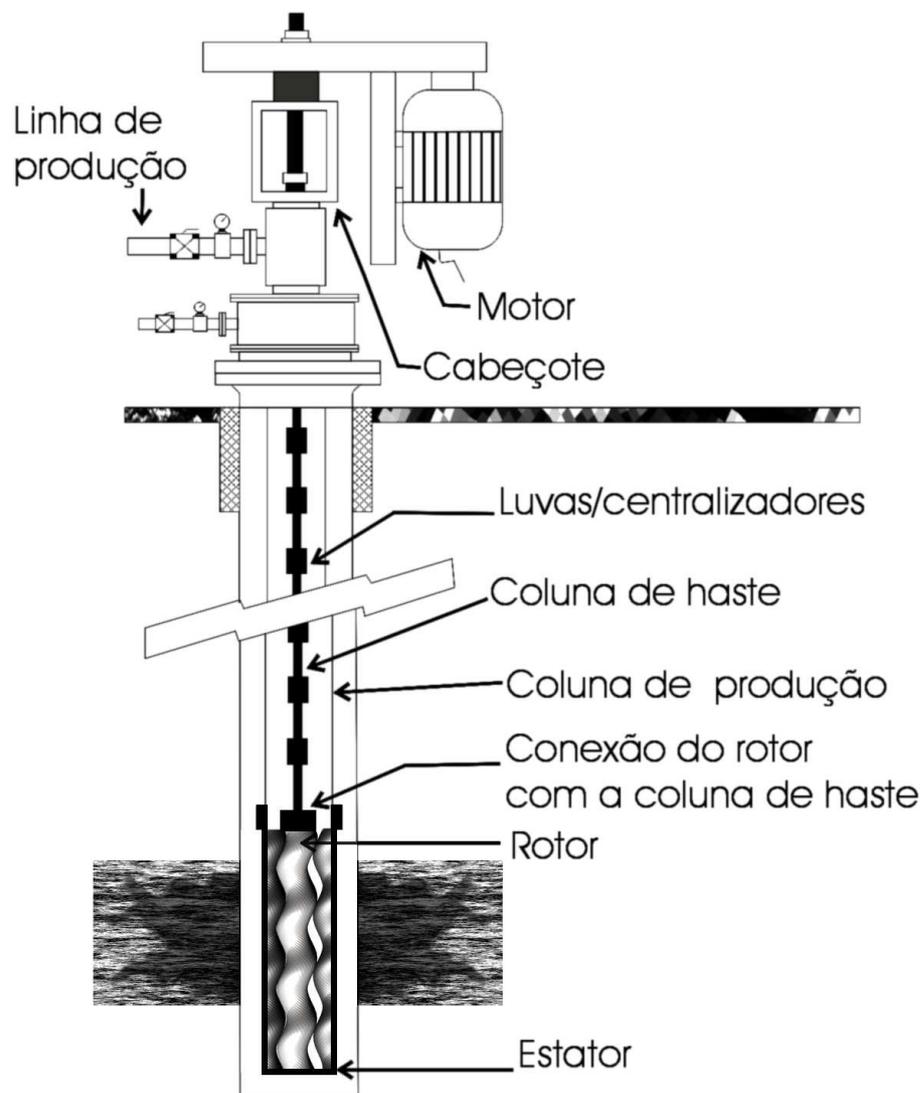


Figura 2.6. Sistema de elevação por bomba de cavidades progressivas (Vidal, 2005).

Para melhor entendimento do modelo de escoamento no interior da BCP, será descrito, *a priori*, o princípio de operação da bomba a partir de informações retiradas de Nelik & Brennan (2005), ISO (2008), Assmann (2005) e outras referências.

A bomba de cavidades progressivas é uma bomba de deslocamento positivo constituída de dois elementos principais, o rotor e o estator. Ela é similar às bombas de parafuso, mas, neste caso, o deslocamento do fluido é realizado através do movimento excêntrico do rotor. Por esse motivo essas bombas também são conhecidas como bombas de parafuso excêntrico. São mostrados na figura 2.7, os dois elementos constituintes de uma BCP de um lóbulo, que será o tipo de bomba estudada neste trabalho.

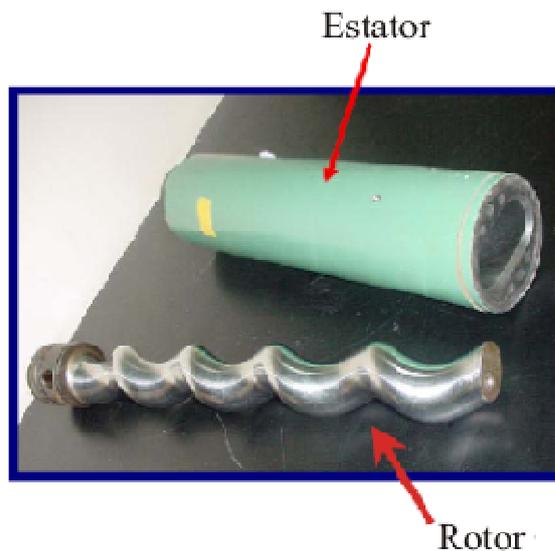


Figura 2.7. Rotor e estator de uma BCP (Assmann, 2005).

O estator pode ser fabricado de metal ou elastômero e sua superfície interna é o envelope de um helicóide de N “dentes” sem excentricidade. O número de passos do estator é $NP_{ST} = N - 1$. O rotor é feito de metal e sua superfície é o envelope de um helicóide de $M = N - 1$ “dentes”, com excentricidade E , de NP_{RT} passos para uma BCP de um lóbulo, o qual é igual à metade do passo do estator, $P_{RT} = P_{ST}/2$, de maneira que $NP_{RT} = 2(N - 1) = 2NP_{ST}$. Na figura 2.8 pode se identificar o rotor e o estator da bomba e a relação de passos entre eles.

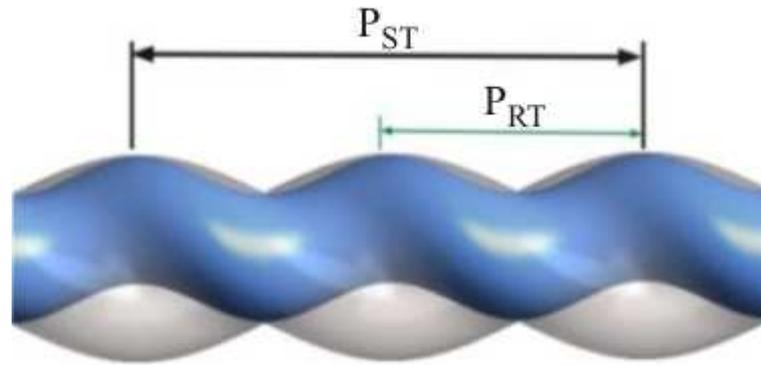


Figura 2.8. Passo do rotor e do estator de uma BCP.

Além dessa relação de passo entre o rotor e o estator, também deve ser entendida a caracterização geométrica da BCP para se determinar os parâmetros que influenciam o seu desempenho de bombeio. Assim, a figura 2.9 ilustra as dimensões e os pontos característicos de uma BCP de um lóbulo, a partir de sua seção transversal.

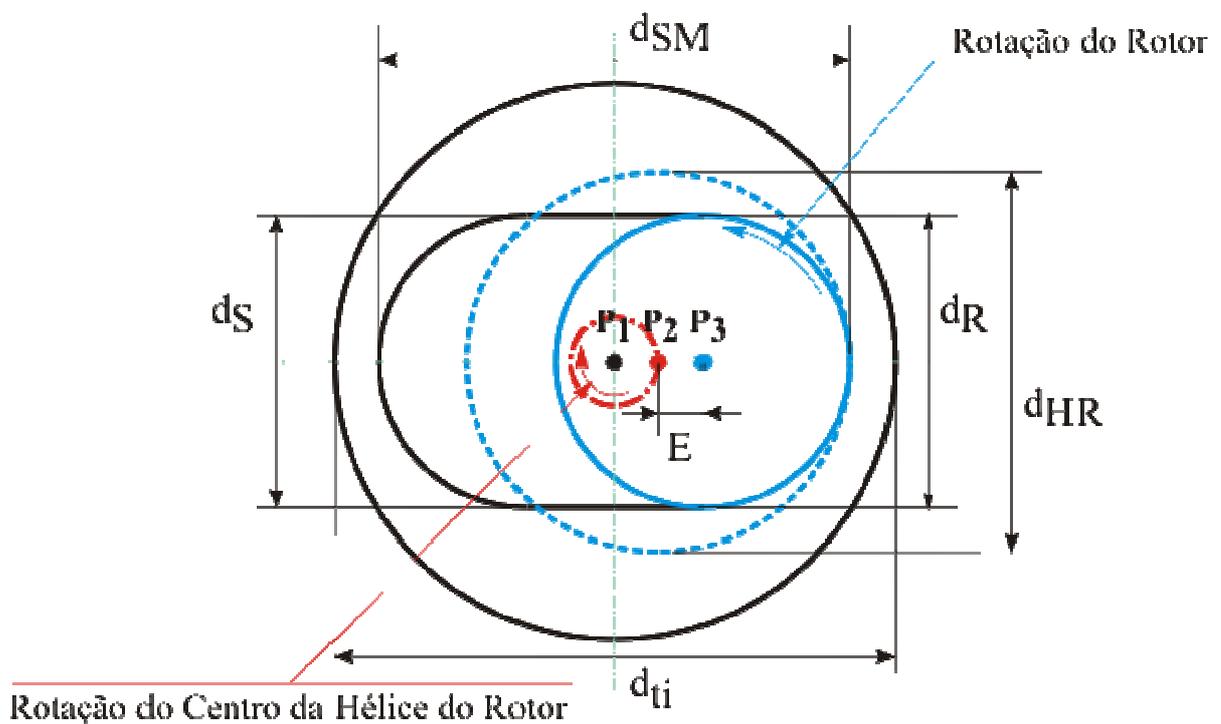


Figura 2.9. Dimensões características da seção transversal de uma BCP de um lóbulo.

Como pode ser visto nesta figura, as linhas cheias e escuras (mais grossas) representam os contornos do estator, já a linha cheia e clara representa o contorno da seção transversal do rotor, enquanto que a linha tracejada representa o contorno da hélice do rotor. Os pontos P_1 , P_2 e P_3 representam os centros do estator, da hélice do rotor e da seção transversal do rotor, respectivamente. De especial atenção reveste-se o círculo com linha traço e ponto, o qual representa o caminho a ser percorrido pelo centro da hélice do rotor enquanto a hélice do rotor realiza o movimento de rotação em torno do seu próprio eixo e se translada de acordo com este círculo traço e ponto. Simultaneamente, devido ao movimento da hélice do rotor, a seção transversal do rotor realiza os movimentos de rotação (em torno de seu próprio eixo) e translação, sendo este último movimento delimitado pelas linhas de contorno do estator. A descrição detalhada destes parâmetros e a descrição matemática do movimento da bomba podem ser encontradas nos trabalhos de Lima e Paladino (2006, 2007) e Lima *et al.* (2009).

A partir da figura 2.9 é possível observar as variáveis que caracterizam uma BCP, as quais são denominadas como segue:

- E - *Excentricidade*
- d_R - *Diâmetro da Seção do Rotor*
- $d_{HR} = d_R + 2E$ - *Diâmetro da Hélice do Rotor*
- d_S - *Diâmetro Menor do Estator*
- $d_{SM} = 4E + d_S$ - *Diâmetro Maior do Estator*
- d_{ti} - *Diâmetro do Tubo do Estator*

Quando o rotor está inserido no interior do estator, uma série de cavidades é formada e isolada uma das outras por linhas de selo, como mostrado na figura 2.10. Devido ao movimento excêntrico do rotor dentro do estator, o fluido dentro das cavidades é deslocado axialmente da região de sucção (baixa pressão) à região de descarga (alta pressão).

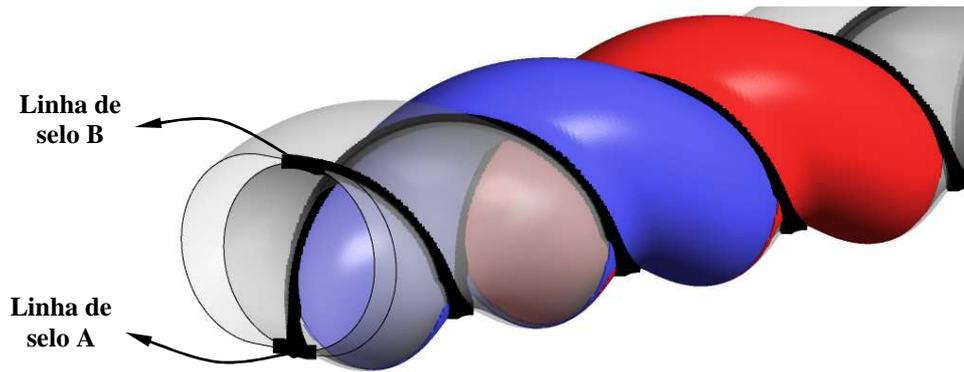


Figura 2.10. Cavidades de uma BCP e linhas de selo.

A partir dos parâmetros mostrados, a folga/interferência entre o estator e o rotor pode ser calculada como,

$$w = \frac{d_R - d_S}{2} \quad (2.1)$$

A BCP pode operar com interferência ou folga entre o rotor e o estator, dependendo se w é positivo ou negativo, onde para w positivo tem-se uma situação de interferência e para w negativo tem-se folga. Ambas as situações são representadas na figura 2.11.

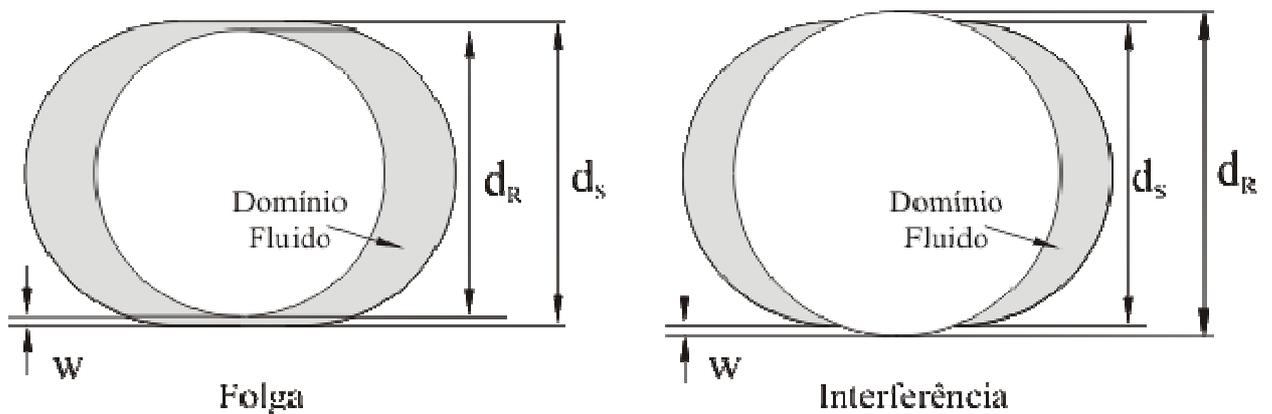


Figura 2.11. Visualização do domínio fluido considerando uma BCP operando com folga e outra com interferência.

Para o caso da BCP operando com interferência, um estator deformável é necessário, sendo utilizado um material elastomérico, a fim de permitir a deformação imposta pelo movimento do rotor. Neste caso, a selagem é completa por causa do contato do rotor com o elastômero e o escorregamento¹ é nulo, quando não há deformação do estator devido ao campo de pressão. Contudo, pode ser considerado que, numa operação regular, uma fina película de líquido esteja presente entre o rotor e o estator, mesmo que seja em um caso de interferência. Esta hipótese é importante em termos de modelagem numérica de escoamento, onde um único domínio conexo deve ser empregado.

A caracterização de uma BCP pode ser dada a partir de quatro, principais, parâmetros geométricos: diâmetro do rotor, excentricidade, interferência/folga e passo do estator. Os três primeiros determinam a área da seção transversal da bomba, enquanto que o último, juntando-se aos parâmetros anteriores, determina o volume deslocado. Segundo Gamboa (2000), o volume teórico deslocado, em cada rotação, pode ser calculado para o caso de folga ou interferência, respectivamente, como,

$$V_{th} = \left[4 \cdot E \cdot d_R - 8 \cdot E \cdot w - \pi (w \cdot d_R - w^2) \right] \cdot P_{ST} \quad (2.2)$$

$$V_{th} = \left[4 \cdot E \cdot d_R - 8 \cdot E \cdot w - \pi (w \cdot d_R + w^2) \right] \cdot P_{ST} + \left[\frac{d_R^2}{2} \cdot \arcsin \left(\frac{2}{d_R} \sqrt{w \cdot d_R - w^2} \right) - 2 \left(\frac{d_R}{2} - w \right) \cdot \sqrt{w \cdot d_R - w^2} \right] \cdot P_{ST} \quad (2.3)$$

A vazão volumétrica deslocada ou vazão teórica é calculada multiplicando o volume dado pela equação (2.2 ou 2.3) pela rotação, e representa a vazão máxima que pode ser bombeada (para $\Delta p = 0$, ou seja, sem a ocorrência de deslizamento de fluido ($Q_s = 0$)). A vazão bombeada pode ser determinada pela subtração do escorregamento da vazão teórica,

¹ Este termo é geralmente usado em terminologias de BCP e bombas parafusos, quando o fluido é deslocado axialmente através da bomba no sentido inverso ao escoamento/bombeamento.

$$Q = Q_{th} - Q_s \quad (2.4)$$

Vários fatores afetam o escorregamento como a geometria da bomba, a viscosidade do fluido e o diferencial de pressão ao longo da bomba. A figura 2.12 mostra, esquematicamente, a forma típica da curva de performance para uma bomba com estator elastomérico e metálico.

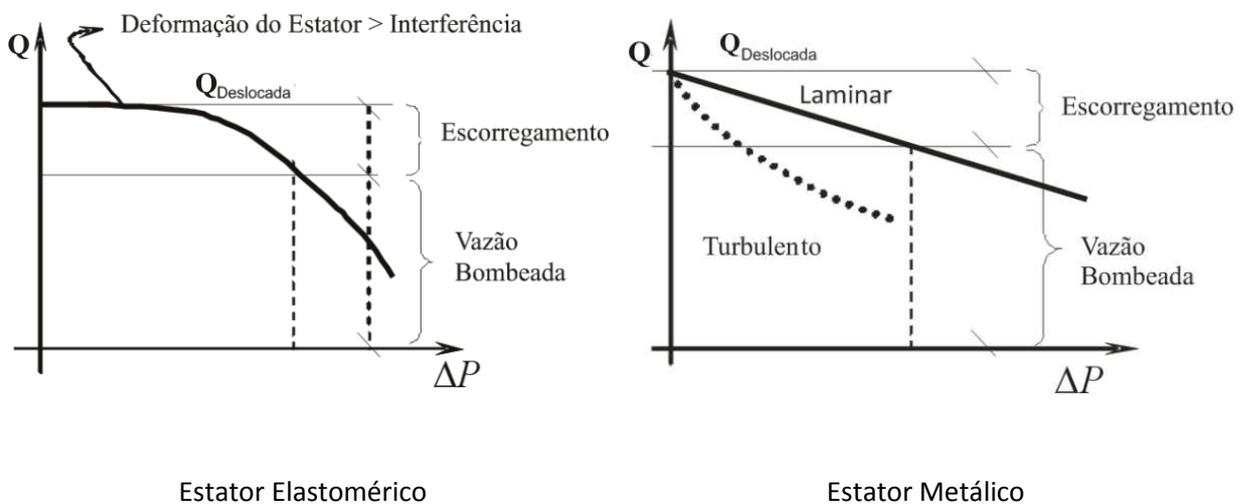


Figura 2.12. Curvas características para BCP de estator elastomérico e metálico.

Para o caso do estator elastomérico, a bomba opera com interferência entre o rotor e o estator sob diferencial de pressão nulo; para operações em baixa pressão, as cavidades são mantidas fechadas e a vazão bombeada é igual à vazão deslocada calculada.

Entretanto, como o estator é deformável, a deformação será aumentada com o aumento da pressão interna, de maneira que quando a deformação do elastômero excede a interferência, ocasionando uma folga entre o rotor e o estator, surge o efeito do escorregamento. Assim, à medida que o diferencial de pressão for aumentando resultará em um maior escorregamento de forma não linear, uma vez que a folga é variável entre o rotor e o estator devido à deformação do elastômero.

No caso do estator metálico, a BCP opera com uma folga entre o rotor e o estator, o qual é constante em toda a bomba. Como será visto na seção dos resultados, o escoamento ao

longo das regiões de selo é laminar para fluidos de alta viscosidade, onde os efeitos inerciais são pequenos, variando linearmente com o aumento do diferencial de pressão.

Porém, para fluidos de baixa viscosidade, o escoamento ao longo da linha de selo torna-se turbulento e os efeitos inerciais também se tornam importantes, onde o escorregamento será proporcional a algum fator de potência do diferencial de pressão entre as cavidades. Desta forma, a vazão bombeada irá variar não linearmente com a diferença de pressão ao longo da bomba.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM COMPUTACIONAL

MODELAGEM COMPUTACIONAL

Neste capítulo é apresentada, inicialmente, uma revisão bibliográfica dos principais estudos do escoamento em bombas de cavidades progressivas, a fim de conhecer as diferentes formas buscadas por alguns pesquisadores para desenvolver modelos que pudessem prever o comportamento da BCP em diversas condições de operação.

Posteriormente, é descrita a modelagem tridimensional buscando apresentar vários parâmetros aplicados por meio de solução numérica que pudessem retornar curvas de escorregamento, vazão e eficiência da bomba de cavidades progressiva para escoamento monofásico e laminar. A modelagem da turbulência é desenvolvida para a obtenção das curvas mencionadas anteriormente que representem o comportamento de fluidos de baixa viscosidade, como a água, que não apresentam um escoamento laminar no interior da BCP para as condições operacionais estudadas.

Além do modelo tridimensional transiente, elaborou-se um modelo simplificado que representasse as curvas de vazão, escorregamento, dentre outras, apresentadas pelo modelo citado anteriormente neste trabalho com menor tempo possível para obtê-las e com menor custo computacional.

3.1. Revisão bibliográfica

Após a elaboração e construção de uma BCP, Moineau (1930) propôs um modelo simplificado para caracterizar o escoamento no seu interior. A idéia de sua aproximação é estabelecer as relações entre o diferencial de pressão e a vazão por meio da subtração do escorregamento do fluido através das linhas de selo da vazão teórica calculada. Como a vazão teórica depende apenas dos parâmetros geométricos e cinemáticos da bomba, o modelo aproximado calcula o escorregamento e, conseqüentemente, a vazão bombeada, como função do diferencial pressão. Mais recentemente, outros trabalhos (Vetter e Paluchowski (1997), Robello e Saveth (1998)) apresentaram modelos simplificados para fornecer informações do desempenho da BCP, os quais não relacionaram a deformação do estator com o fenômeno hidrodinâmico no interior da bomba.

Embora vários trabalhos relatem a aplicação e controle da BCP em sistemas de elevação artificial, poucas referências foram encontradas objetivando a caracterização do escoamento no seu interior. Robello e Saveth (1998) desenvolveram relações entre o passo e o diâmetro do estator para se alcançar a máxima vazão para bombas de multilóbulo. O trabalho está focado nos parâmetros geométricos e na sua influência no escoamento deslocado, mas nenhuma menção é feita ao escorregamento ou à influência do diferencial de pressão sobre a vazão.

Olivet *et al.* (2002) realizaram um estudo experimental e obtiveram curvas características e perfis de pressão transientes ao longo de bombas de estator rígido para condições de escoamentos tanto monofásico quanto multifásico.

Gamboa *et al.* (2002) apresentaram algumas tentativas de modelagem do escoamento no interior de uma BCP usando Dinâmica dos fluidos Computacional (CFD), com o objetivo de obter melhor entendimento do escoamento interno. Entretanto, as tentativas para implementação de um modelo tridimensional, incluindo movimento do rotor, falharam devido à complexidade da geometria e do movimento da malha, onde os autores concluíram que a técnica numérica utilizada, para o modelo de escoamento, era inadequada para resolver as equações governantes.

Por não alcançar os resultados pretendidos no trabalho que utilizou CFD para compreender o escoamento na BCP, Gamboa *et al.* (2003) desenvolveram um modelo simplificado para escoamento monofásico considerando a possibilidade de uma área de escorregamento variável devido à deformação do estator. O modelo é similar ao apresentado em outros trabalhos, baseado na aproximação de Moineau mencionada anteriormente, porém o escorregamento é calculado considerando a possibilidade da variação da folga como função do diferencial de pressão. Além disso, o modelo proposto para obter o deslizamento de óleo no interior da BCP também foi baseado num modelo anterior proposto por Vetter *et al.* (1993) e Vetter *et al.* (2000) para bombas de parafuso, que assumia que o escorregamento tanto transversal quanto axial eram resultados do movimento do rotor e do diferencial de pressão entre as cavidades. Deste modo, o modelo estaria apto a reproduzir o comportamento não linear da vazão volumétrica em função do diferencial de pressão numa BCP com estator elastomérico.

Outro modelo interessante foi apresentado por Andrade (2008) que resolveu o escoamento numa BCP com hélices “desenroladas”, ou seja, o escoamento era resolvido entre duas placas, cuja separação local corresponde à distância entre o rotor e o estator, utilizando uma aproximação similar a teoria da lubrificação, onde os termos inerciais são negligenciados nas equações de transporte. Este modelo apresenta bons resultados para fluidos viscosos, mas não é apropriado para fluidos de baixa viscosidade, uma vez que os termos inerciais tornam-se importante e o escoamento pode eventualmente vir a ser turbulento.

Contudo, após extensa revisão bibliográfica, nenhum modelo de escoamento considerando a solução para a equação de Navier-Stokes tridimensional transiente e movimento relativo entre o rotor e o estator foram encontrados, sendo, desta maneira, a proposta do presente trabalho.

3.2. Modelo computacional

O modelo computacional para escoamento numa bomba de cavidades progressivas foi implementado no CFX11 (ANSYS, 2008). Este software é baseado numa discretização das equações governantes usando método dos volumes finitos baseado em elementos (Baliga e Patankar, 1980; Ferziger e Peric, 2001; Maliska, 2004) e um algoritmo acoplado para resolver o acoplamento pressão-velocidade (Raw, 1985).

Este modelo computacional se mostra adequado quando comparado aos experimentos realizados com BCP, uma vez que estes são caros e, às vezes, condições de operação, como pressões e temperatura de poços, são difíceis (ou impossíveis) de se reproduzir em testes de laboratório. Assim, hipóteses simplificadoras foram consideradas no modelo computacional, onde o escoamento foi resolvido como incompressível e isotérmico, visto que os efeitos da variação de temperatura tendem a afetar a BCP de estator elastomérico, alterando as propriedades da borracha e, desta maneira, diminuindo seu rendimento, fato que não acontece em BCP de estator metálico. Certamente, aplicações de campo abrangerão escoamento multifásico com propriedades termodinâmicas e de transporte variáveis, mas, por motivo de simplicidade, o modelo foi implementado, inicialmente, somente para uma fase líquida cujas equações de conservação (massa e quantidade de movimento) são descritas por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot (\underline{\mathbf{T}} + \underline{\mathbf{T}}^{Turb}) + \vec{S}_M \quad (3.2)$$

onde o tensor tensão (\mathbf{T}) para escoamento laminar é:

$$\underline{\mathbf{T}} = \mu \left(\vec{\nabla} \vec{V} + (\vec{\nabla} \vec{V})^T - \frac{2}{3} \delta \vec{\nabla} \cdot \vec{V} \right) \quad (3.3)$$

e o tensor tensão (\mathbf{T}^{Turb}) para escoamento turbulento é descrito a partir da hipótese da viscosidade turbulenta:

$$\underline{\mathbf{T}}^{Turb} = -\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\vec{\nabla} \vec{V} + (\vec{\nabla} \vec{V})^T \right) - \frac{2}{3} \delta (\rho k + \mu_t \vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \quad (3.4)$$

e
$$\vec{V} \equiv \vec{V}(u, v, w) \quad (3.5)$$

Uma vez que o movimento da malha é imposto, o qual é o principal desafio para a modelagem do escoamento computacional numa BCP, pode-se estender o modelo para situações de escoamentos complexos. Mais adiante, serão mostradas as condições de contorno aplicadas neste trabalho.

A equação (3.1) reduz-se a ($\nabla \cdot \mathbf{V} = 0$) para escoamento incompressível, mas a equação é apresentada da forma geral, como é utilizada na discretização no CFX11. Na equação da conservação da quantidade de movimento, \mathbf{T}^{Turb} representa o tensor tensão turbulento. Contudo, como serão mostrados mais adiante, vários casos considerando fluidos de média a altas viscosidades, podem ser modeladas assumindo-se escoamento laminar. Para o caso de fluidos de baixa viscosidade, como água, alguns modelos de turbulência foram testados obtendo aproximação satisfatória com o modelo de uma equação de transporte para a

viscosidade turbulenta - “Eddy Viscosity Transport Equation” (Menter, 1994 e 1997). Este modelo resolve apenas uma equação de transporte para a própria viscosidade turbulenta.

Em função do movimento do rotor, uma malha móvel foi necessária para a efetivação das simulações. A fim de manter as características conservativas e a consistência do método numérico, a velocidade do fluido relativa à velocidade da malha é considerada para cálculo dos fluxos de massa e de movimento nas faces dos volumes de controle na discretização dos termos convectivos. Além do mais, a topologia da malha deve ser mantida ao longo do tempo. Isto significa que os elementos não são eliminados ou adicionados no domínio, enquanto o rotor se aproxime ou se afaste do estator. Estas características geram deformações extremamente grandes dos elementos da malha.

O processo de geração da malha para o domínio fluido numa BCP é uma tarefa difícil, particularmente, nas regiões próximas às linhas de selo, por causa da alta razão de aspecto geométrica dos elementos resultantes nesta região, o qual significa maior distorção do elemento devido à face do volume em uma direção ser muito maior do que em outra.

A geração de malha e a imposição do seu movimento representou o principal desafio para implementação do modelo computacional. Várias topologias foram avaliadas a fim de se conseguir uma malha totalmente hexaédrica com elementos de boa qualidade numérica. Independente da definição numérica de qualidade de uma malha computacional, entende-se que para se obter maior qualidade de malha, e desta forma resultados consistentes, menores devem ser os elementos e a distorção angular provocada pelo seu movimento. Uma distorção excessiva gera instabilidades numéricas devido ao mau condicionamento das equações em processos de discretização da equação. Em casos extremos isso conduz a falha no “solver”. Isto é um problema comum em simulações numéricas com movimento de malha, pois mesmo a partir de uma boa “malha inicial”, o movimento da malha poderia conduzir a muitos elementos distorcidos se alguns cuidados não forem tomados.

A topologia da malha deve ser tal que permita grandes deformações dos elementos, que acontece naturalmente durante uma revolução do rotor, conforme ilustrado na figura 3.1. As distâncias entre o rotor e o estator foram exageradas na figura, a fim de mostrar os elementos. A folga real é muito menor. Para o caso de interferência, uma região extremamente fina é considerada entre o rotor e o estator, admitindo a hipótese da existência de um filme de lubrificação, como mostrado mais adiante na figura 3.3. A geração de malha

para o caso com folgas muito pequenas e interferência foi somente possível por meio de um processo de geração de malha que especifica a posição de cada nó da malha. Os detalhes do processo e do algoritmo de geração de malha são apresentados em Lima *et al.* (2009).

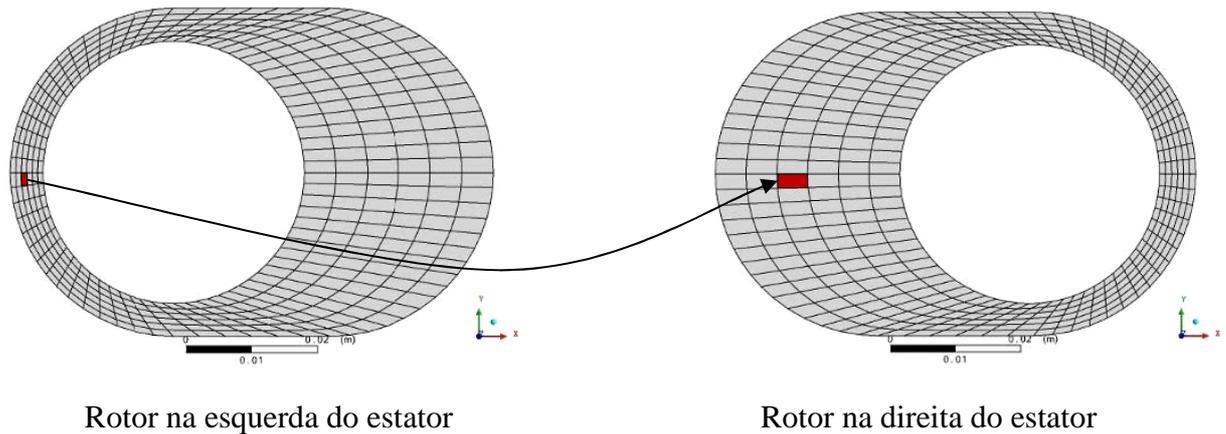
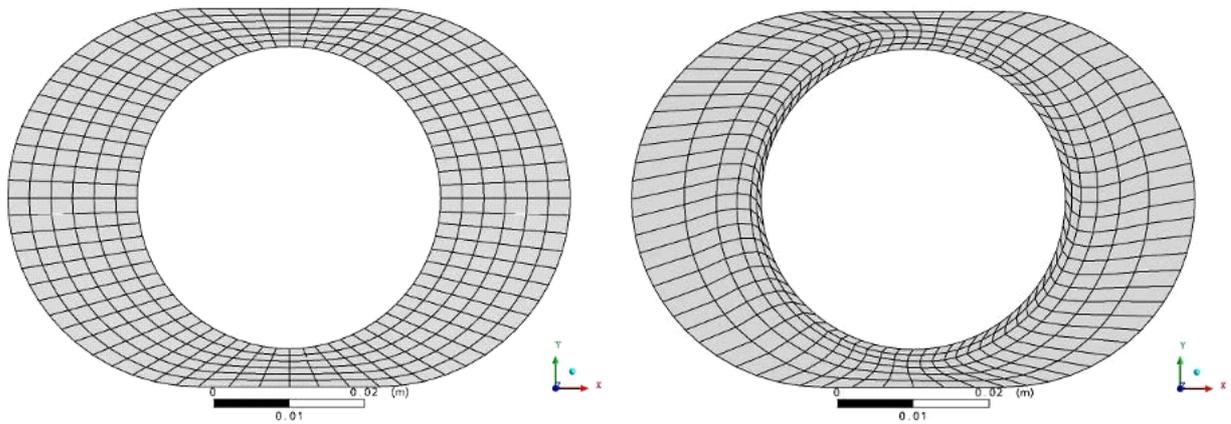


Figura 3.1. Deformação do elemento em um plano transversal (Lima *et al.*, 2009).

Outra dificuldade para a implementação do modelo foi a imposição do movimento de malha. Como uma primeira metodologia, depois da geração de uma malha inicial de boa qualidade, simulações foram executadas por imposição do movimento da malha diretamente no “solver” usado para simulações (CFX11). Nesta metodologia, a posição dinâmica da parede do rotor é imposta, ou seja, a posição dos nós da parede é especificada para cada passo de tempo, e a nova posição dos nós internos da região fluida é calculada considerando uma deformação elástica linear da malha, obtida através da solução de uma equação de Poisson para as coordenadas (ANSYS, 2009).

O problema observado com a metodologia é que, devido aos efeitos da difusividade numérica, introduzidos durante a solução da equação de Poisson nos cálculos dos nós internos, um processo de histerese aparece, levando à distorção de cada elemento ao longo da revolução do rotor e, conseqüentemente, a falha do “solver” devido à geração de elementos com volume negativo depois de algumas revoluções do rotor. A malha para a mesma posição do rotor em duas revoluções subseqüentes é mostrada na figura 3.2.



Malha para passo de tempo inicial

Malha para passo de tempo referente a
metade de uma revolução

Figura 3.2. Distorção do elemento devido à difusividade numérica no cálculo do movimento da malha (Lima *et al.*, 2009).

Uma alternativa usada para se impor o movimento da malha foi, então, especificar a posição de todos os nós para cada posição do rotor. Isto foi realizado pela geração da malha para cada posição do rotor e mapeamento dos nós bi-univocamente de um passo de tempo para o seguinte, de maneira a se manter a topologia da malha. Tal metodologia é definida por meio de uma rotina de usuário (em FORTRAN) inserida no “solver” CFX11 (ANSYS, 2009). Detalhes do processo de geração de malha e configuração do movimento da malha são apresentados em Lima *et al.* (2009).

A ilustração das malhas computacionais para diferentes configurações do rotor em relação ao estator são mostradas na figura 3.3. Como a malha é gerada através de um processo muito cuidadoso no qual a posição dos nós é exatamente definida nó por nó, o uso da precisão dupla na geração da malha e no cálculo numérico permitem a definição de canais extremamente finos, aproximadamente um micrômetro, para regiões de selo, com elementos de boa qualidade.

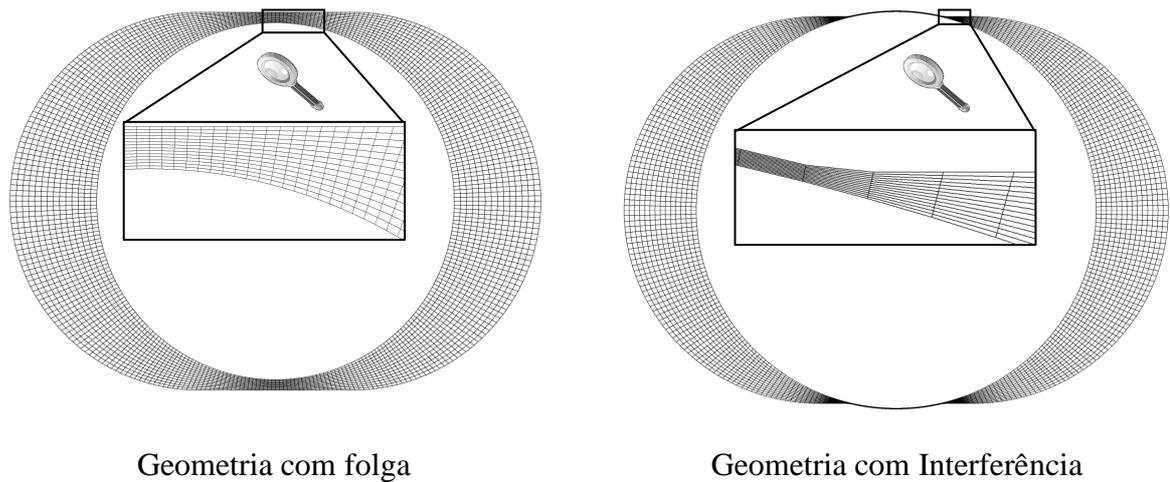


Figura 3.3. Ilustrações das malhas computacionais para diferentes configurações do rotor em relação ao estator (Lima *et al.*, 2009).

A fim de se manter a conservatividade do método numérico usado para a discretização das equações no CFX11 com essa metodologia de geração de malhas, somente as coordenadas dos nós da malha podem mudar e a topologia ou “conectividade” deve permanecer fixa. Para isto ser alcançado, um mapeamento bi-unívoco deve ser imposto entre os nós das malhas para passos de tempo subsequentes. A topologia da malha é mapeada no instante de tempo inicial, e as coordenadas dos nós são atualizadas para passos de tempos posteriores. Este processo é, também, definido na mesma rotina de usuário (em FORTRAN) inserida no “solver” CFX11 (ANSYS, 2009).

As regiões onde são aplicadas as condições de contorno do modelo são identificadas na figura 3.4. Um valor médio para a pressão na região de entrada (sucção) e na região de saída (descarga) é imposto, e uma parede rotacionando é considerada como o rotor. Observe que esta condição representa a componente de velocidade tangencial da parede do rotor devido à rotação. A componente de velocidade devido ao deslocamento do rotor é naturalmente imposta pelo movimento da malha. A condição de velocidade zero é imposta no estator.

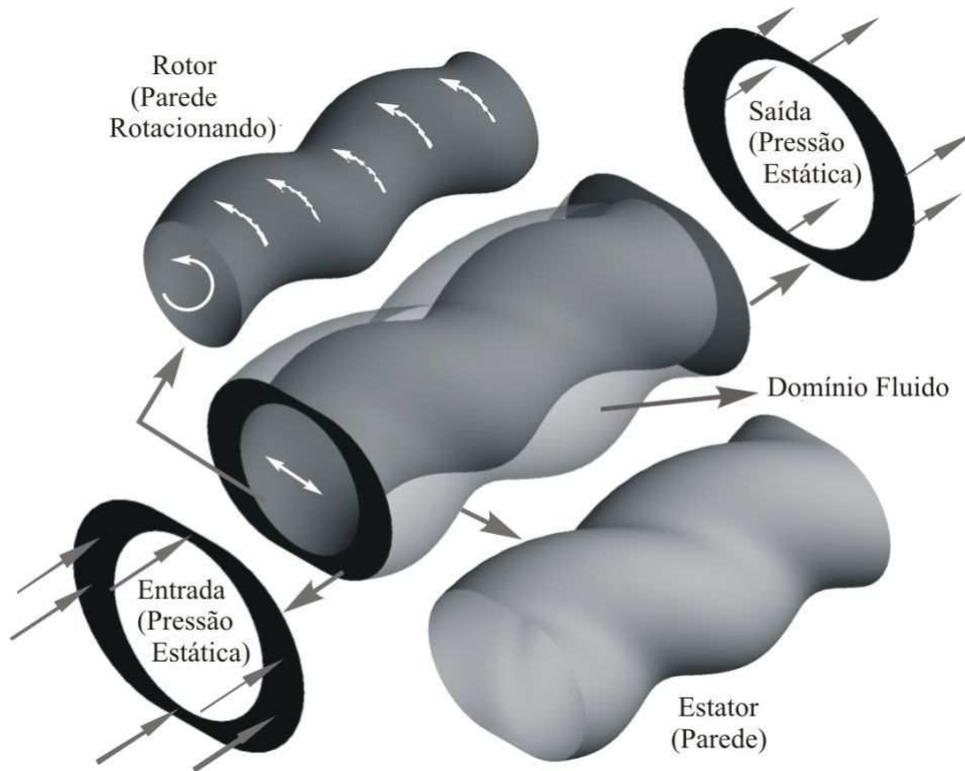


Figura 3.4. Condições de contorno do modelo computacional.

Matematicamente, as condições de contorno são descritas como:

- região de entrada:
 - tipo de contorno: aberto, isto é, o fluido pode seguir um sentido positivo ou negativo de escoamento, dependendo do diferencial de pressão e rotação da BCP:
 - pressão relativa: $P(x_e, y_e, 0, t) = P_e = 0$, P_e é a pressão de entrada
- região de saída:
 - tipo de contorno: aberto
 - pressão relativa: $P_s(x_s, y_s, L_{BCP}, t) = P_e + \Delta P$, onde ΔP é o diferencial de pressão da BCP (definido pelo usuário)

- estator:

→ tipo de contorno: parede, $\vec{u}_{St}(x_{St}, y_{St}, z_{St}) = 0$, impermeável e sem deslizamento

- rotor:

→ tipo de contorno: parede rotacionando e transladando, impermeável e sem deslizamento:

- velocidade angular:

$$\checkmark \quad \omega_{rad} = \frac{2 \cdot \pi \cdot RPM}{60}$$

- coordenadas do rotor/movimento da malha:

$$\checkmark \quad x_{rt} = -2 \cdot E \cdot \omega \cdot \text{sen} \left[\left(\theta_0 + \omega t \right) - \frac{\pi}{P_{rt}} z \right] \cdot \cos \left(-\frac{\pi}{P_{rt}} z \right)$$

$$\checkmark \quad y_{rt} = 2 \cdot E \cdot \omega \cdot \text{sen} \left[\left(\theta_0 + \omega t \right) - \frac{\pi}{P_{rt}} z \right] \cdot \text{sen} \left(-\frac{\pi}{P_{rt}} z \right)$$

Inicialmente o campo hidrodinâmico é estático, matematicamente descrito por:

- domínio fluido: pressão de referência = 1 atm
- pressão estática: pressão relativa(x, y, z) = 0 atm.
- componentes de velocidade:

$$u = 0 \text{ m/s}$$

$$v = 0 \text{ m/s}$$

$$w = 0 \text{ m/s}$$

3.3. Modelagem da turbulência

Os resultados experimentais obtidos por Gamboa *et al.* (2002) apontavam que, quando se empregava água como fluido bombeado, o comportamento do escoamento se afastava bastante da forma linear verificada para os fluidos lubrificantes. Os autores atribuíram tal desvio da linearidade à baixa viscosidade da água. Segundo eles, essas diferenças podem ser causadas por uma mudança de regime de escoamento (laminar, transição ou turbulência).

Para um possível tratamento desse tipo de fenômeno são necessários, nas simulações, modelos de turbulência. Por outro lado, a simples inserção de um modelo de turbulência nas simulações não garante a representatividade das mesmas, uma vez que ainda não se dispõe de um modelo de turbulência completo, universal, que capture todos os fenômenos físicos presentes nos escoamentos. Por exemplo, escoamento com transição laminar/turbulento ainda é um desafio para os pesquisadores que desenvolvem modelos de turbulência.

Como um passo importante nessa direção, um estudo do desempenho de alguns modelos de turbulência, para representar o escoamento turbulento no interior da BCP, baseados no conceito de viscosidade turbulenta, disponíveis no CFX/ANSYS foi realizado. Dentre os modelos estudados, citam-se o modelo $k-\varepsilon$ (Launder e Spalding, 1972), o modelo $k-\omega$ (Wilcox, 2000), o modelo “Shear Stress Transport” – SST (Menter, 1994) e o modelo “Eddy Viscosity Transport Equation” (Menter, 1994 e 1997).

Porém dentre estes modelos de turbulência estudados, apenas o modelo de transporte da viscosidade turbulenta, desenvolvido por Menter (1994 e 1997), apresentou melhor desempenho no sentido de capturar alguma informação do escoamento turbulento, reproduzindo as características experimentais das curvas de vazão.

3.3.1. Modelo de turbulência de uma equação de transporte para a viscosidade turbulenta

Este modelo de uma equação é bastante simples e foi desenvolvido por Menter (1994 e 1997). Ele deriva diretamente do modelo $k-\varepsilon$ e é conhecido como modelo $k-\varepsilon$ de uma equação, $(k-\varepsilon)_{1E}$. Abaixo são apresentadas as equações, na formulação simplificada de

camada limite, que descrevem o modelo de turbulência de duas equações ($k - \varepsilon$) para altos Reynolds da turbulência que originaram tal modelo:

$$\frac{Dk}{Dt} = \tilde{\nu}_t \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\tilde{\nu}_t}{\sigma_k} \frac{\partial}{\partial y} (k) \right) \quad (3.6)$$

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tilde{\nu}_t \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 - c_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\tilde{\nu}_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial}{\partial y} (\varepsilon) \right) \quad (3.7)$$

onde k representa a energia cinética das flutuações turbulentas e ε a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta.

A relação entre a viscosidade turbulenta e as variáveis k e ε é dada, por argumentos dimensionais, como:

$$\tilde{\nu}_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.8)$$

A fim de obter um modelo de uma equação, Menter (1994 e 1997) expressou a derivada material da viscosidade turbulenta como:

$$\frac{D\tilde{\nu}_t}{Dt} = c_\mu \left(2 \frac{k}{\varepsilon} \frac{Dk}{Dt} - \frac{k^2}{\varepsilon^2} \frac{D\varepsilon}{Dt} \right) \quad (3.9)$$

Após algumas considerações e transformações, Menter (1994 e 1997) obteve a versão para altos Reynolds da equação de transporte de ajuste do modelo:

$$\frac{D\tilde{\nu}_t}{Dt} = c_1 \tilde{\nu}_t \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| - c_2 \frac{\tilde{\nu}_t^2}{L_{vK}^2} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\tilde{\nu}_t}{\sigma} \frac{\partial}{\partial y} (\tilde{\nu}_t) \right) \quad (3.10)$$

onde $\tilde{\nu}_t$ é a viscosidade cinemática turbulenta e σ é uma constante de ajuste do modelo.

O modelo contém um termo de dissipação de viscosidade turbulenta, que deve ser levado em conta para a caracterização da turbulência e é baseado na escala de comprimento de von Karman.

$$\frac{1}{L_{vK}} = \frac{\frac{\partial}{\partial y} \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right|}{\left| \frac{\partial u}{\partial y} \right|} \quad (3.11)$$

A formulação para baixos Reynolds da turbulência do modelo é obtida pela inclusão das funções de amortecimento (“damping functions”). As funções de amortecimento próximo à parede foram desenvolvidas para permitir a integração até a superfície (uso do modelo até a parede). Nesse modelo tal caracterização é alcançada pela redução do termo de produção próximo a parede e pela multiplicação da viscosidade turbulenta, $\tilde{\nu}_t$, por uma função de amortecimento a fim de obter a viscosidade turbulenta corrigida, ν_t . Duas funções de amortecimento são introduzidas, D_1 no termo de produção e D_2 na definição da viscosidade turbulenta:

$$c_1 \tilde{\nu}_t \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \rightarrow D_1 c_1 \tilde{\nu}_t \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \quad (3.12)$$

$$\mu_t = \rho D_2 \tilde{\nu}_t \quad \text{ou} \quad \nu_t = D_2 \tilde{\nu}_t \quad (3.13)$$

baseada nas seguintes expressões:

$$D_1 = \frac{\nu_t + \nu}{\tilde{\nu}_t + \nu} \quad (3.14)$$

$$D_2 = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\tilde{\nu}_t}{A^+ k \nu} \right)^2 \right] \quad (3.15)$$

A fim de se obter uma formulação generalizada para as equações 3D, necessitou-se de uma formulação invariante, de maneira que todos os termos da taxa de deformação são substituídos pela seguinte expressão:

$$\left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \rightarrow S_T = \sqrt{U_{i,j} (U_{i,j} + U_{j,i})} \quad (3.16)$$

e o termo envolvendo a inversa do comprimento de escala de von Karman resulta assim em:

$$E_{k-\varepsilon} = \tilde{v}_t^2 \left(\frac{1}{L_{vK}} \right)^2 = \tilde{v}_t^2 \left(\frac{\frac{\partial S_T}{\partial x_j} \frac{\partial S_T}{\partial x_j}}{S_T^2} \right) \quad (3.17)$$

Para evitar a singularidade da formulação inversa da escala de comprimento de von Karman, quando S_T tende a zero, gerando um termo de dissipação, $E_{k-\varepsilon}$, infinito, o termo de dissipação foi reformulado como se segue:

$$E_{1e} = c_3 E_{BB} \tanh \left(\frac{E_{k-\varepsilon}}{c_3 E_{BB}} \right) \quad (3.18)$$

onde

$$E_{BB} = \frac{\partial \tilde{v}_t}{\partial x_j} \frac{\partial \tilde{v}_t}{\partial x_j} \quad (3.19)$$

Desta maneira, obtém-se uma forma final do modelo $(k-\varepsilon)_{1E}$ válida para baixos Reynolds turbulento:

$$\frac{D\tilde{v}_t}{Dt} = c_1 D_1 \tilde{v}_t S_T - c_2 E_{1e} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\tilde{v}_t}{\sigma} \right) \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{v}_t) \right] \quad (3.20)$$

Os coeficientes utilizados nas equações acima são descritos na tabela 3.1:

Tabela 3.1. Coeficientes do modelo de turbulência “eddy viscosity transport equation” (Menter, 1994 e 1997).

Coeficientes	Valor
c_1	0.144
c_2	1.86
c_3	7.0
A^+	13.5
k	0.41
σ	1.0

3.3.2. Malha escalonável (com espaçamento variável)

A partir do trabalho desenvolvido por Lima *et al.* (2009), na geração de malhas computacionais, foi possível realizar simulações que pudessem representar o comportamento da BCP tanto para escoamento de comportamento laminar como turbulento.

As formulações para baixos Reynolds da turbulência dos modelos que empregam equação de transporte, como o modelo $(k - \varepsilon)_{1E}$ aqui utilizado, necessitam de uma resolução de malha muito fina perto das paredes, o primeiro ponto em torno de $y^+ < 1$, para que possam capturar os gradientes próximos a parede. A fim de otimizar o processo de refino de malha próximo às paredes (rotor e estator) da cavidade da BCP, foi empregado um processo de malha escalonável, de maneira que nessas regiões a malha é automaticamente adensada.

Nesse sentido, foi acrescentado ao programa de geração de malha um parâmetro de configuração adicional que escalona a malha, fazendo com que esta fique mais refinada e adensada perto das paredes, tanto do rotor como do estator.

Dada uma linha radial, que intercepta o rotor no ponto P_1 de coordenadas (x_{p1}, y_{p1}) e o estator no ponto P_2 de coordenadas (x_{p2}, y_{p2}) , as coordenadas dos pontos internos, (x_i, y_i) ao longo dessa linha foram geradas pela aplicação das fórmulas seguintes.

$$(x_i, y_i) = (x_{P_1}, y_{P_1}) + (x_i, y_i)_{01T} (L_x, L_y) \quad (3.21a)$$

Onde:

$$(L_x, L_y) = (x_{P_2}, y_{P_2}) - (x_{P_1}, y_{P_1}) \quad (3.21b)$$

$$(x_i, y_i)_{01T} = 0.5 \left[1 + \tanh(2 \cdot \text{scale} \cdot (x_i, y_i)_{01} - \text{scale}) \right] \quad (3.21c)$$

$$(x_i, y_i)_{01} = (i-1) \left[\frac{1}{(NLZ-1)} \right] \quad (3.21d)$$

onde “scale” é um parâmetro de densidade da malha definido pelo usuário, para aproximar os nós à parede da BCP.

A equação (3.21a) define as coordenadas dos nós internos, a equação (3.21b) caracteriza os comprimentos das coordenadas x e y entre os pontos P₁ e P₂, a equação (3.21c) adensa as coordenadas uniformes em um domínio unitário [0,1] dadas pela equação (3.21d). O segundo termo da equação (3.21a) corrige o domínio unitário para o domínio real da geometria. Tais equações podem ser facilmente encontradas em trabalhos numéricos que tratam de transformação de coordenadas (Maliska, 2004).

A vantagem deste procedimento de geração de malha pode ser visualizada na figura 3.5, que mostra detalhes de duas malhas numéricas geradas sem fator de escala (scale = 0) e com fator de escala (scale = 1.5).

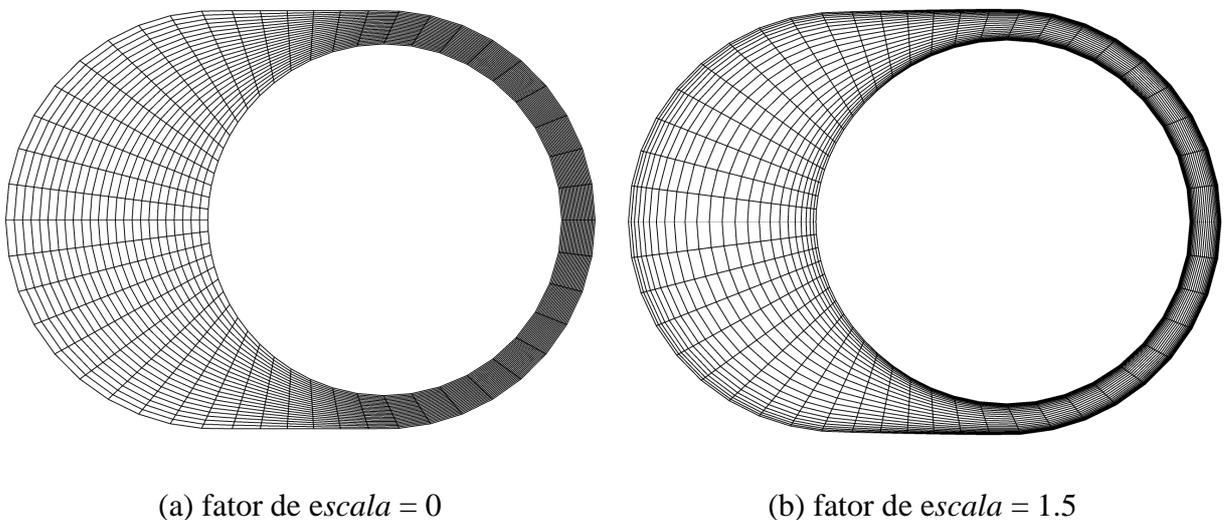


Figura 3.5. Comparação da geração de malha sem e com utilização do fator de escala

3.4. Modelo simplificado

De forma a contextualizar o desenvolvimento do modelo simplificado de escoamento, a idéia geral da aproximação proposta por Moineau (1930) para o cálculo do escorregamento numa BCP é apresentada. Esta aproximação é estabelecida na consideração de um escoamento de Hagen-Poiseuille ao longo das regiões das linhas de selo.

Apesar de várias hipóteses serem consideradas no desenvolvimento do modelo simplificado, a análise aqui apresentada é interessante por quanto que permite entender quais e de que maneira parâmetros geométricos e propriedades dos fluidos têm mais influência no desempenho da bomba.

Supondo valor constante para folga ao longo da bomba, o escorregamento pode ser calculado considerando o escoamento em um canal de placas paralelas, separadas por uma distância igual à folga.

Considerando-se um canal entre as cavidades, isto é, cruzando-se as linhas de selagem, cujos principais parâmetros geométricos são mostrados na figura 3.6, a queda de pressão pode ser calculada como:

$$\Delta p = f \frac{\rho \bar{U}^2}{2} \frac{L}{D_H} \quad (3.22)$$

onde f é o fator de atrito e D_H é o diâmetro hidráulico, definido como 4 vezes a área da seção transversal sobre o perímetro.

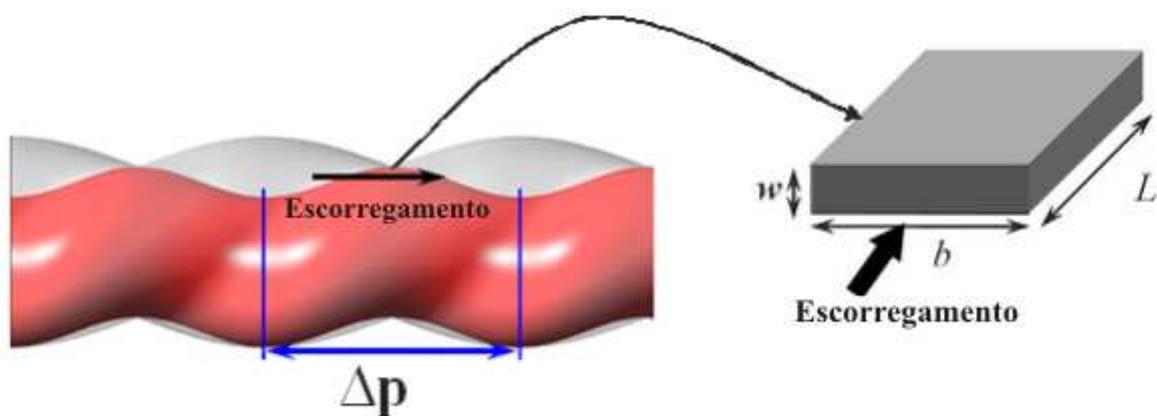


Figura 3.6. Dimensões características em um canal retangular, no modelo simplificado.

Lembrando que a velocidade média que cruza o canal corresponde à vazão volumétrica dividida pela área da seção transversal, a queda de pressão pode ser calculada como:

$$\Delta p = f \frac{\rho L}{4b^2 w^3} Q_s^2 \quad (3.23)$$

Na equação acima, foi considerado que $w \ll b$ no cálculo do diâmetro hidráulico. Para escoamento laminar, o fator de atrito pode ser calculado como:

$$f = \frac{C}{\text{Re}} \quad \text{onde} \quad \text{Re} = \frac{2\rho Q_s}{\mu b} \quad (3.24)$$

onde Q_s é o escoamento através das linhas de selo. A constante genérica C (para escoamento laminar, em placas planas, $C = 96$, segundo diagrama de Moody) foi empregada porque esta análise não pretende ser quantitativa, mas apenas qualitativa, e a geometria do canal não é, a priori, conhecida. Contudo, para escoamento laminar, pode-se assumir que o fator de atrito é inversamente proporcional ao número de Reynolds. Neste ponto, é importante dizer que uma das mais fortes hipóteses nesta aproximação é a simplificação da geometria do canal, uma vez que a selagem real é produzida em um canal convergente-divergente.

Seguindo as equações anteriores, o escoamento pode ser calculado como

$$Q_s = \frac{8}{C} \frac{bw^3 \Delta p}{\mu L} \quad (3.25)$$

Este escoamento pode ser subtraído da vazão volumétrica teórica, que depende apenas dos parâmetros geométricos e rotação, a fim de obter a vazão bombeada como função da queda de pressão. Então, desta simples análise a performance da bomba pode ser relacionada, pelo menos qualitativamente, com os principais parâmetros geométricos da bomba e as propriedades do fluido.

Da equação (3.25), alguns resultados podem ser destacados, os quais são observados também em experimentos:

- Para escoamento laminar, o qual foi assumido para esta análise, o escorregamento depende linearmente da diferença de pressão através da bomba e a viscosidade do fluido tem uma influência inversamente linear.
- A folga (w) aparece elevada ao cubo, o que significa que tem uma forte influência na eficiência volumétrica.
- O comprimento L tem uma influência inversamente linear na vazão. Na prática, este parâmetro pode ser elevado pelo aumento do número de estágios da bomba. Isto é equivalente a colocar mais “canais selados” em série aumentando a resistência ao escorregamento.
- A densidade do fluido não influencia a eficiência volumétrica. Isto porque o escoamento laminar completamente desenvolvido foi assumido ao longo da região de selo. Isto significa que o escoamento ao longo da região de selagem é estabelecido através de um balanço entre forças de pressão e forças viscosas, negligenciando-se os efeitos de inércia, de maneira que, a rotação da bomba também não tem influência.

A fim de tornar esta análise quantitativa, as dimensões do canal assumido foram relacionadas aos parâmetros geométricos da bomba. Deve-se observar novamente que, na geometria real, o “canal” considerado na análise precedente é, na realidade, uma seção convergente-divergente, e o comprimento do canal, L é realmente um equivalente, que fornece a mesma resistência para o escoamento como um canal de seção constante. Esta é uma das principais dificuldades desta aproximação, e este parâmetro deve ser ajustado experimentalmente.

3.4.1. Descrição do modelo

Baseado numa aproximação similar à descrita na seção anterior, Gamboa *et al.* (2003) apresentaram um modelo mais detalhado, que calcula o escorregamento entre as cavidades como a soma de duas componentes: o escoamento “ao longo” da bomba e “transversal” à bomba. Estas componentes do escorregamento são mostradas esquematicamente na figura 3.7.

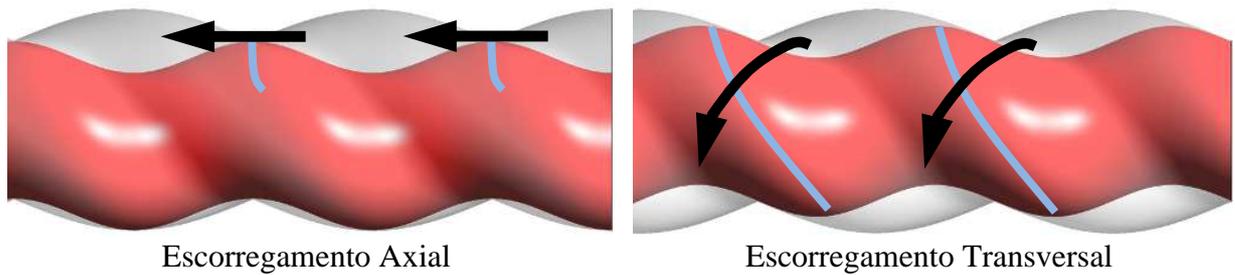


Figura 3.7. Regiões de escorregamento entre as cavidades em uma BCP e linhas de selo (linhas claras).

Esta hipótese pode ser comprovada observando a distribuição de pressão ao longo da BCP, retirado a partir do modelo computacional (3D-t), conforme ilustrado na figura 3.8. Observa-se também que pressão é constante nas cavidades e que a diferença de pressão entre duas cavidades onde o escorregamento ocorre transversalmente é metade do que ocorre longitudinalmente

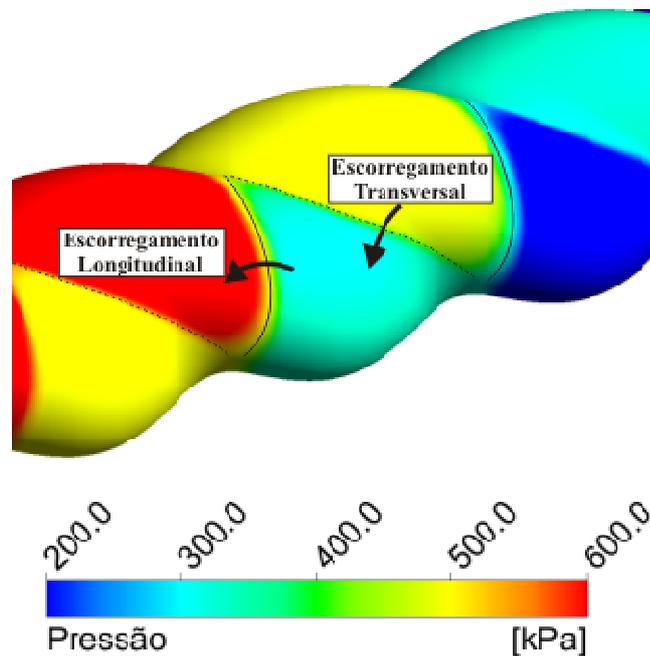


Figura 3.8. Distribuição de pressão ao longo de uma BCP.

O cálculo do escorregamento deve ser dividido em duas componentes, pois as dimensões características dos canais “longitudinal” e “transversal” são diferentes para cada componente.

A largura do canal é considerada igual ao comprimento da linha de selo. Para o caso do canal axial, a largura pode ser calculada como metade do comprimento da circunferência, como representado na figura 3.9.

$$b_L = \pi \frac{d_S}{2} \quad (3.26)$$

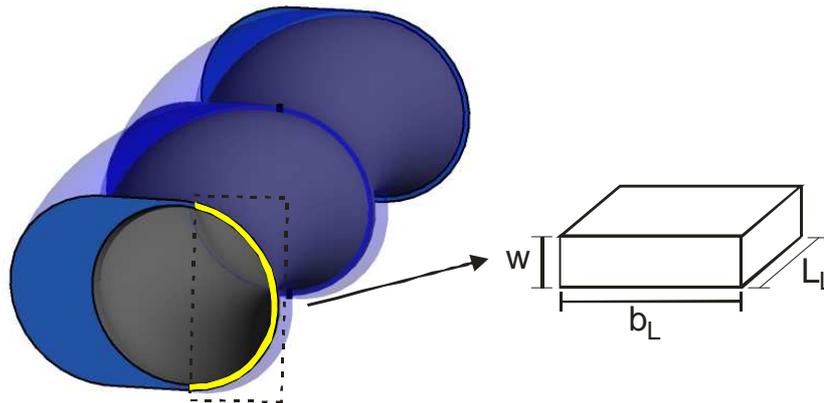


Figura 3.9. Largura do canal axial, no modelo simplificado.

Para o caso do canal transversal, a largura corresponde à distância entre os pontos A e B que é o comprimento da linha de selo entre duas cavidades, mostrado na figura 3.10.

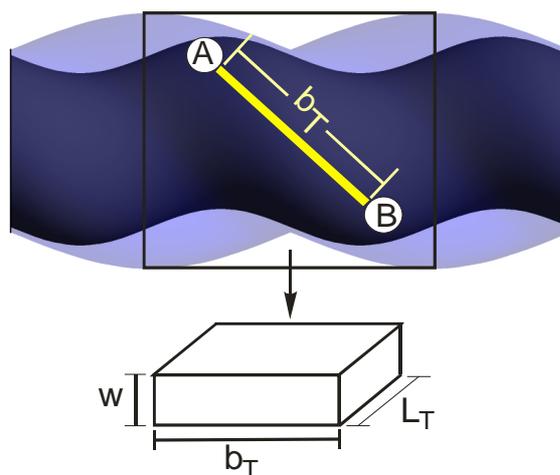


Figura 3.10. Largura do canal transversal, no modelo simplificado.

A largura pode ser calculada usando as equações paramétricas para a superfície do rotor (Eq. (3.27)), tomando um comprimento diferencial de uma linha de selo (cujas coordenadas são obtidas fazendo $\alpha = 0$ ou $\alpha = \pi$ na Eq. (3.27)), mostrado na figura 2.10, e integrando ao longo da metade do passo do estator, Eq. (3.28). A determinação destas equações paramétricas pode ser encontrada nos trabalhos de Lima e Paladino (2006, 2007) e Lima *et al.* (2009).

$$X_R(\alpha, \theta_s) = \frac{d_R}{2} \cdot \text{sen}(\alpha) - E \cdot \text{sen}(2 \cdot \theta_s)$$

$$Y_R(\alpha, \theta_s) = \frac{d_R}{2} \cdot \text{cos}(\alpha) + E \cdot \text{cos}(2 \cdot \theta_s) \quad (3.27)$$

$$Z_R(\alpha, \theta_s) = \frac{2 \cdot \theta_s}{4 \cdot \pi} \cdot P_{St}$$

$$b_T = \int_{\theta_s=0}^{\theta_s=\pi} \sqrt{\left(\frac{dX_R(\alpha, \theta_s)}{d\theta_s}\right)^2 + \left(\frac{dY_R(\alpha, \theta_s)}{d\theta_s}\right)^2 + \left(\frac{dZ_R(\alpha, \theta_s)}{d\theta_s}\right)^2} d\theta_s \quad (3.28)$$

De posse das características dos canais, um balanço de massa é efetuado para cada cavidade a fim de obter a pressão dentro das cavidades.

A figura 3.11 representa a aproximação conceitual usada neste modelo e como a geometria da bomba é simplificada. A geometria resultante consiste em cavidades com pressão constante dentro delas e canal de área constante representando as regiões de selagem.

A fim de generalizar o modelo para qualquer número de cavidades, é assumido, de acordo com Gamboa (2000), que o escorregamento transversal desliza da cavidade i para a cavidade $i-1$ e outro escorregamento axial, da cavidade i para a cavidade $i-2$. Então, o balanço de massa em cada cavidade é realizado somando-se estas duas componentes.

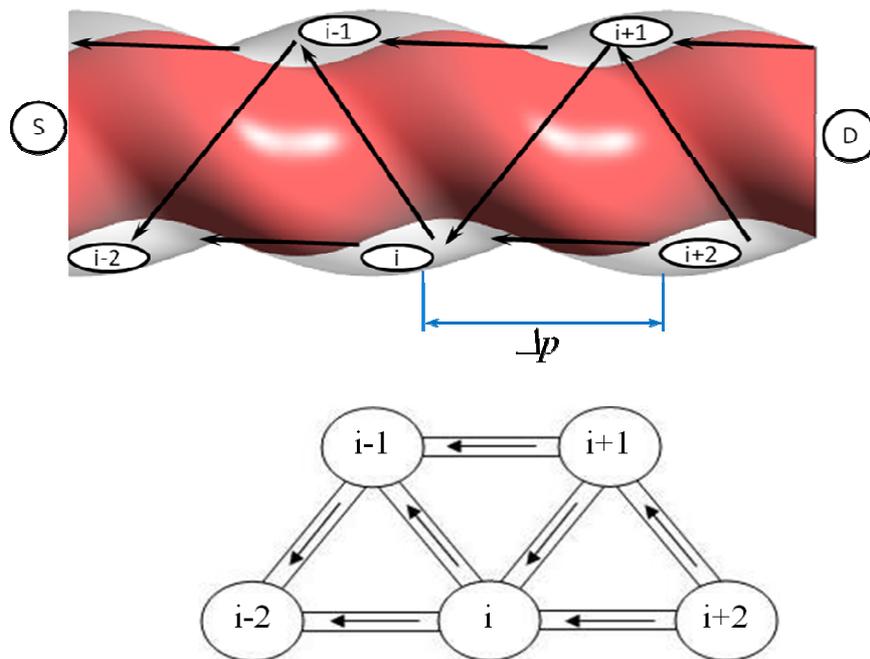


Figura 3.11. Esquema para cálculo do escorregamento no interior de uma BCP.

Gamboa *et al.* (2003), seguindo o modelo de Vetter *et al.* (1993 e 2000) para bombas de parafusos, sugeriram incluir no cálculo do escorregamento uma componente devido ao movimento do rotor como um escoamento de Couette. Dependendo da posição da cavidade, esta componente pode ser co- ou contra-corrente com o escoamento devido à diferença de pressão entre as cavidades (componente “Poiseuille”). Contudo, resultados preliminares indicaram, utilizando-se apenas um canal de placas planas paralelas (representando a linha de selo entre cavidades) e aplicando um diferencial de pressão entre a região de entrada e de saída, de acordo com as condições de operações em uma BCP, que a influência da componente de “Couette” do escorregamento é pequena, quando comparada com o escorregamento devido às diferenças de pressão entre as cavidades, sendo negligenciado no presente modelo os efeitos desta componente.

A equação (3.22) representa a equação da conservação da quantidade de movimento para escoamento completamente desenvolvido entre placas paralelas resultante de um balanço entre a pressão e as forças viscosas. Para o caso do escoamento laminar, esta equação resulta na equação (3.25) onde a queda de pressão varia linearmente com o escorregamento, como o fator de atrito é inversamente proporcional à vazão volumétrica.

Como proposto no presente modelo, é considerado que o escoamento tem duas componentes: axial e transversal. Então, reescrevendo a equação (3.25) em termos dos parâmetros geométricos referentes às parcelas transversal e axial, tem-se:

$$Q_{S_T} = \frac{1}{R_T} \Delta P \quad \text{onde} \quad R_T = \frac{C \cdot \mu \cdot L_T}{8 \cdot b_T \cdot w^3} \quad (3.29)$$

$$Q_{S_L} = \frac{1}{R_L} \Delta P \quad \text{onde} \quad R_L = \frac{C \cdot \mu \cdot L_L}{8 \cdot b_L \cdot w^3}$$

onde R_T e R_L representam a “resistência do escoamento” transversal e axial das regiões de selo.

Tomando a equação da conservação da massa para a cavidade i , no esquema mostrado na figura 3.10.

$$\sum Q_{S_i} = 0 \quad (3.30)$$

e usando as equações (3.29), obtêm-se:

$$\sum Q_{S_i} = \frac{\Delta P_{i-2,i}}{R_{L_{i-2,i}}} + \frac{\Delta P_{i-1,i}}{R_{T_{i-1,i}}} - \frac{\Delta P_{i,i+1}}{R_{T_{i,i+1}}} - \frac{\Delta P_{i,i+2}}{R_{L_{i,i+2}}} = 0 \quad (3.31)$$

Rearranjando-se, obtêm-se um sistema linear na qual as variáveis desconhecidas são as pressões em cada cavidade.

$$\frac{P_{i-2} - P_i}{R_{L_{i-2,i}}} + \frac{P_{i-1} - P_i}{R_{T_{i-1,i}}} - \frac{P_i - P_{i+1}}{R_{T_{i,i+1}}} - \frac{P_i - P_{i+2}}{R_{L_{i,i+2}}} = 0 \quad (3.32)$$

A equação (3.32) pode ser agrupada num sistema linear pentadiagonal para calcular as pressões em cada cavidade, como

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \ddots & & & & & & 0 \\ & \ddots & & & & & \\ & & A_{P_{i-2}} & \frac{1}{R_{T_{i-2,i-1}}} & \frac{1}{R_{L_{i-2,i}}} & 0 & 0 \\ & & \frac{1}{R_{T_{i-2,i-1}}} & A_{P_{i-1}} & \frac{1}{R_{T_{i-1,i}}} & \frac{1}{R_{L_{i-1,i+1}}} & 0 \\ 0 & & \frac{1}{R_{L_{i-2,i}}} & \frac{1}{R_{T_{i-1,i}}} & A_{P_i} & \frac{1}{R_{T_{i,i+1}}} & \frac{1}{R_{L_{i,i+2}}} \\ 0 & 0 & & \frac{1}{R_{L_{i-1,i+1}}} & \frac{1}{R_{T_{i,i+1}}} & A_{P_{i+1}} & \frac{1}{R_{T_{i+1,i+2}}} \\ 0 & 0 & 0 & & \frac{1}{R_{L_{i,i+2}}} & \frac{1}{R_{T_{i+1,i+2}}} & A_{P_{i+2}} \\ 0 & \ddots & & & & & \ddots \end{bmatrix}}_{\text{Coeficientes}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \vdots \\ P_{i-2} \\ P_{i-1} \\ P_i \\ P_{i+1} \\ P_{i+2} \\ \vdots \end{bmatrix}}_{\text{Incógnitas}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \vdots \\ b_{i-2} \\ b_{i-1} \\ b_i \\ b_{i+1} \\ b_{i+2} \\ \vdots \end{bmatrix}}_{\text{Termo Fonte}} \quad (3.33)$$

onde

$$A_{P_i} = \frac{1}{R_{L_{i-2,i}}} + \frac{1}{R_{T_{i-1,i}}} + \frac{1}{R_{T_{i,i+1}}} + \frac{1}{R_{L_{i,i+2}}} \quad (3.34)$$

Observe que a equação da conservação da quantidade de movimento, simplificada para escoamento completamente desenvolvido, foi substituída na equação da conservação da massa resultando num sistema linear para as pressões. A pressão obtida é tal que o resultado da vazão da equação da quantidade de movimento satisfaça a conservação da massa. A abordagem é similar a utilizada na solução numérica de escoamentos incompressíveis (ou de fraca compressibilidade) para calcular os campos de pressão da equação a partir da conservação da massa (ver, por exemplo, Maliska (2004) ou Ferziger e Peric (2001)). Obviamente, este caso é muito mais simples, uma vez que a equação da quantidade de movimento não inclui os termos inerciais (não lineares) devido à hipótese do escoamento completamente desenvolvido.

Quando o escoamento ao longo das regiões de selo torna-se turbulento, a equação (3.23) é usada, considerando o fator de atrito, f , como função do número de Reynolds do canal. Então, o escorregamento para os canais transversal e axial é dado por,

$$Q_{S_T} = \frac{1}{R_T} \Delta P \quad \text{onde} \quad R_T = \frac{f_T \cdot \rho \cdot L_T \cdot Q_S^*}{4 \cdot b_T^2 \cdot w^3} \quad (3.35)$$

$$Q_{S_L} = \frac{1}{R_L} \Delta P \quad \text{onde} \quad R_L = \frac{f_L \cdot \rho \cdot L_L \cdot Q_S^*}{4 \cdot b_L^2 \cdot w^3} \quad (3.36)$$

Note que, devido à dependência não linear da queda de pressão com o escorregamento para escoamentos turbulentos, o sistema precisa ser resolvido iterativamente. Aqui, como o sistema resultante é simples e converge rapidamente, uma simples linearização foi usada, apenas fazendo-se $Q_S^2 = Q_S Q_S^*$, onde Q_S^* representa o valor disponível da iteração anterior, ao invés de se empregar um método de Newton ou Newton-Raphson ou outros métodos usuais para resolver equações não lineares. Na figura 3.12 é apresentado um diagrama de blocos do algoritmo do modelo simplificado que demonstra a seqüência do desenvolvimento do programa para resolução do escorregamento entre as cavidades e a determinação da vazão.

O fator de atrito foi calculado usando a equação de Colebrook.

$$f = \left[-2 \cdot \text{Log}_{10} \left(\frac{e}{3,7 \cdot D_H} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \right]^{-2} \quad (3.37)$$

Para se determinar o valor do fator de atrito, pela equação de Colebrook, foi empregado o método de Newton-Raphson a fim de tratar a não linearidade da equação. De modo a garantir a convergência do método, gerou-se uma função de aproximação para obter o valor inicial em um intervalo que contém a raiz de $f(x)$ da equação de Colebrook. Assim, a

partir dessa estimativa inicial pode se garantir a confiabilidade do método de Newton-Raphson e determinar o fator de atrito.

Uma vez que o sistema linear é resolvido usando o método de Gauss-Seidel, a pressão dentro de cada cavidade é conhecida e o escorregamento para cada canal interno pode ser calculado. O escorregamento total é calculado como a soma de suas componentes transversal e axial.

$$Q_S = \frac{\Delta P_{i-2,i}}{R_{Li-2,i}} + \frac{\Delta P_{i-1,i}}{R_{Ti-1,i}} \quad \text{ou} \quad Q_S = -\frac{\Delta P_{i,i+1}}{R_{Ti,i+1}} - \frac{\Delta P_{i,i+2}}{R_{Li,i+2}} \quad (3.38)$$

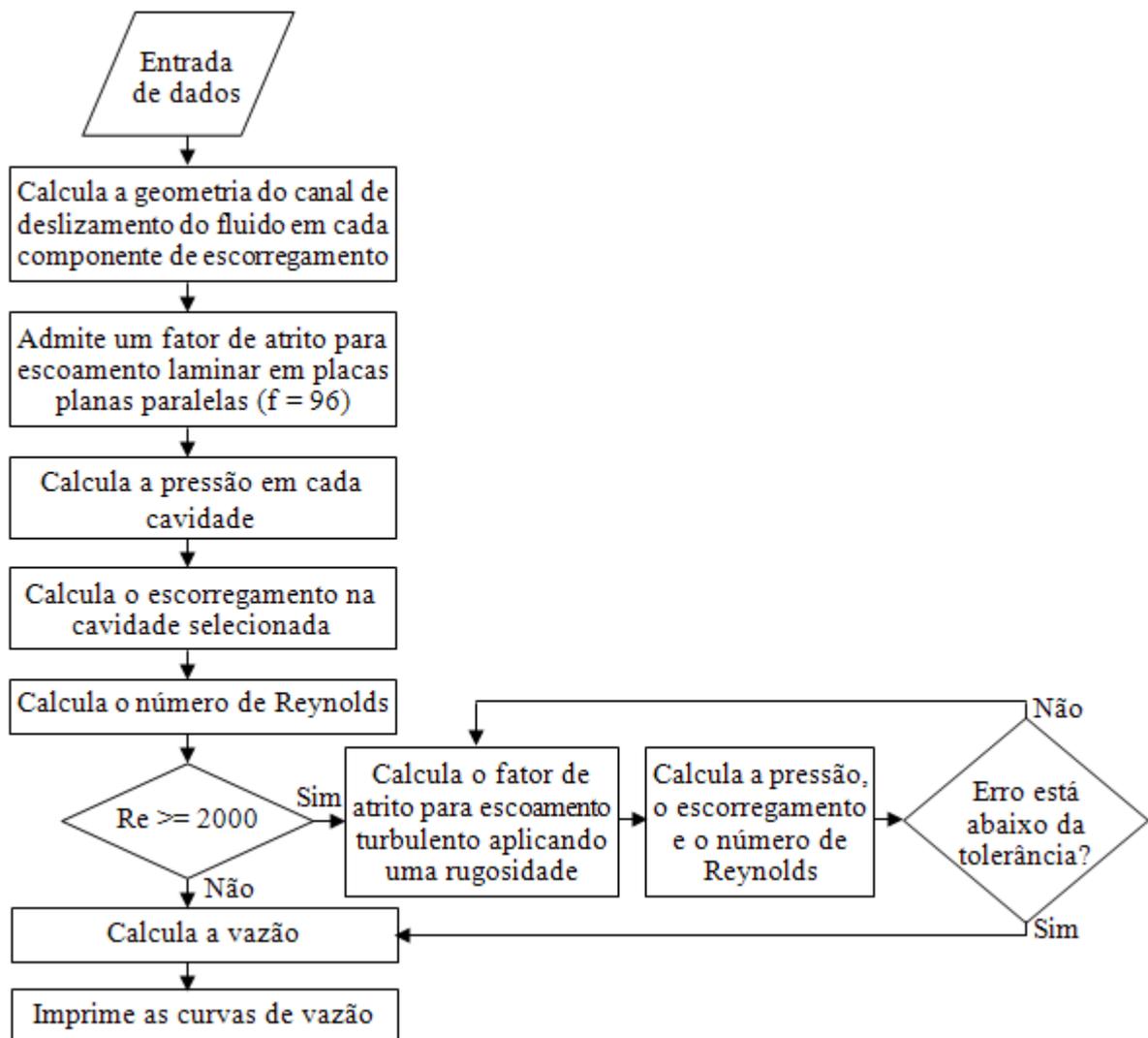


Figura 3.12. Diagrama de blocos do algoritmo do modelo simplificado.

Para o caso da bomba de estator rígido (aço), a folga ao longo da bomba é constante e o escorregamento entre duas cavidades quaisquer será o mesmo. Contudo, é importante mencionar, que o modelo presente é aplicável para bombas de estator deformável, desde que uma relação entre a variação da folga, devido à deformação do estator, e a pressão possa ser introduzida, como as pressões são calculadas independentemente para cada cavidade. Neste trabalho a validação do modelo foi feita para uma bomba de estator rígido.

3.4.2. Calibração do modelo

Os parâmetros de calibração L_L e L_T foram obtidos usando resultados do modelo de CFD detalhado (apresentado na seção 3.2) que resolve as equações de Navier-Stokes para escoamento no interior da BCP, considerando a geometria real e o movimento do rotor. O modelo simplificado também pode ser ajustado através de dados experimentais, contudo, os experimentos são caros e, às vezes, condições de operação, como pressões e temperaturas de poços, são difíceis (ou impossíveis) de se reproduzir em testes de laboratório, mas podem ser facilmente estudados por meio de modelo computacional.

Como mencionado, L_L e L_T representam o comprimento para o canal axial e transversal, respectivamente, que resulta na mesma queda de pressão da região de selagem. O “canal” considerado neste modelo representa, na geometria real, um canal convergente-divergente. O conceito é mostrado na figura 3.13. Como L_L e L_T representam conceitos similares, eles foram igualadas, resultando num único parâmetro de ajuste para o modelo, $L_L=L_T = L$.

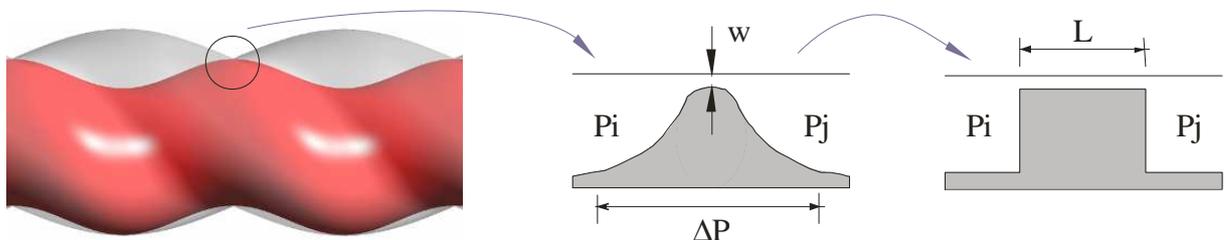


Figura 3.13. Comprimento aproximado do canal de escorregamento, no modelo simplificado.

O parâmetro L é ajustado de forma que o modelo simplificado apresente a mesma vazão mássica do modelo 3-D para uma dada condição operacional.

Pode-se indagar neste ponto, qual a necessidade de todas essas análises, incluindo o cálculo do fator de atrito, ao invés de se definir simplesmente a resistência ao escoamento que fornece a mesma queda de pressão do modelo 3-D ou experimental. Como será visto nos resultados, uma vez ajustado o parâmetro para uma dada geometria da bomba, uma condição de operação e um fluido, as curvas para as outras condições de trabalho e propriedades do fluido são determinadas usando-se o mesmo valor L , como será visto adiante. Dessa forma, é concluído que este parâmetro depende somente da geometria da bomba.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÃO

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com o objetivo de validar o presente o modelo hidrodinâmico tridimensional e o modelo simplificado, resultados numéricos para vazão volumétrica bombeada, escorregamento, pressão, torque e eficiência são disponibilizados e comparados com dados experimentais, quando disponíveis, para uma BCP de estator rígido/metálico. Estudos ilustrando o comportamento de convergência dos principais potenciais são também efetuados e disponibilizados. Por outro lado, por estar fora do escopo do presente trabalho, não foram estudadas situações envolvendo BCP's de estator elastomérico, uma vez que existe uma forte interação/acoplamento entre a deformação do estator e o campo hidrodinâmico, de maneira que tal tema é sugerido para trabalhos futuros.

Os resultados foram comparados em termos de vazão volumétrica versus diferencial de pressão, para uma bomba usada nos trabalhos experimentais de Gamboa *et al.* (2002) e Gamboa *et al.* (2003) para escoamento monofásico. Estas foram as únicas variáveis disponibilizadas por tais autores.

Três fluidos foram considerados para estudo do comportamento operacional da bomba e validação do presente modelo numérico, sob diferentes rotações (100, 200, 300 e 400 rpm): um óleo de viscosidade média, um óleo de alta viscosidade e água. Os parâmetros geométricos da bomba por eles empregada são apresentados na tabela 4.1 e as propriedades físicas dos fluidos são apresentadas na tabela 4.2.

Tabela 4.1. Parâmetros geométricos da BCP usada nos experimentos de Gamboa *et al.* (2002) e Gamboa *et al.* (2003).

Excentricidade – E	4,039 mm
Diâmetro Rotor – d_R	39,878 mm
Diâmetro do Estator – d_S	40,248 mm
Folga	0,185 mm
Passo do Estator	119,990 mm
Número de Passos do Estator	3

Tabela 4.2. Propriedades físicas dos fluidos usados nos experimentos de Gamboa *et al.*(2002) e Gamboa *et al.* (2003).

Propriedade	Óleo		Água
Densidade – ρ	868 kg/m ³	885 kg/m ³	997 kg/m ³
Viscosidade – μ	42x10 ⁻³ Pa.s (42 cp)	481x10 ⁻³ Pa.s (481 cp)	1x10 ⁻³ Pa.s (1 cp)

4.1. Resultados da modelagem tridimensional

A figura 4.1 e a figura 4.2 ilustram o comportamento da vazão volumétrica com o diferencial de pressão na bomba, para as diferentes rotações citadas, e para os óleos de menor (42x10⁻³ Pa.s) e maior (481x10⁻³ Pa.s) viscosidades, respectivamente. Os resultados numéricos são comparados e validados com os resultados experimentais de Gamboa *et al.* (2002).

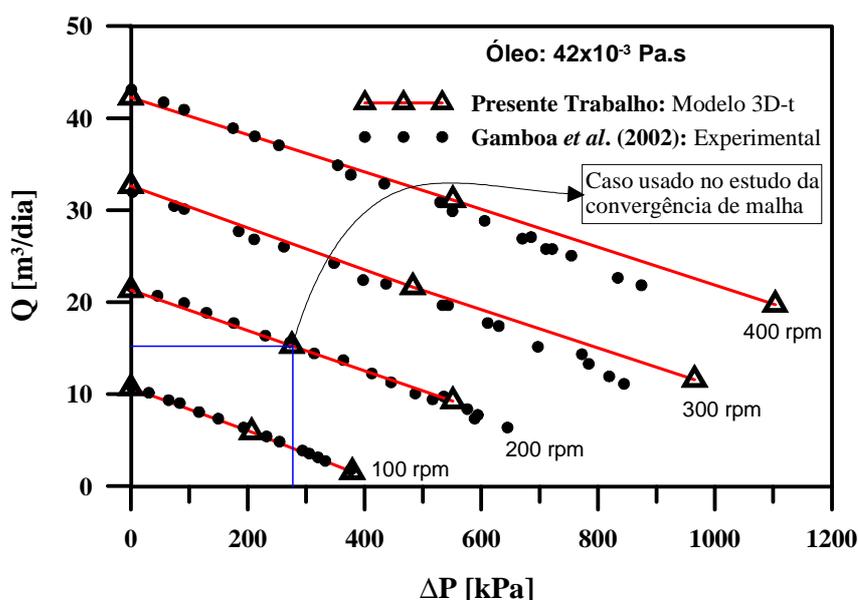


Figura 4.1. Comparação da vazão volumétrica versus diferencial de pressão, para diferentes rotações, com experimentos para escoamento de óleo de baixa viscosidade (42x10⁻³ Pa.s).

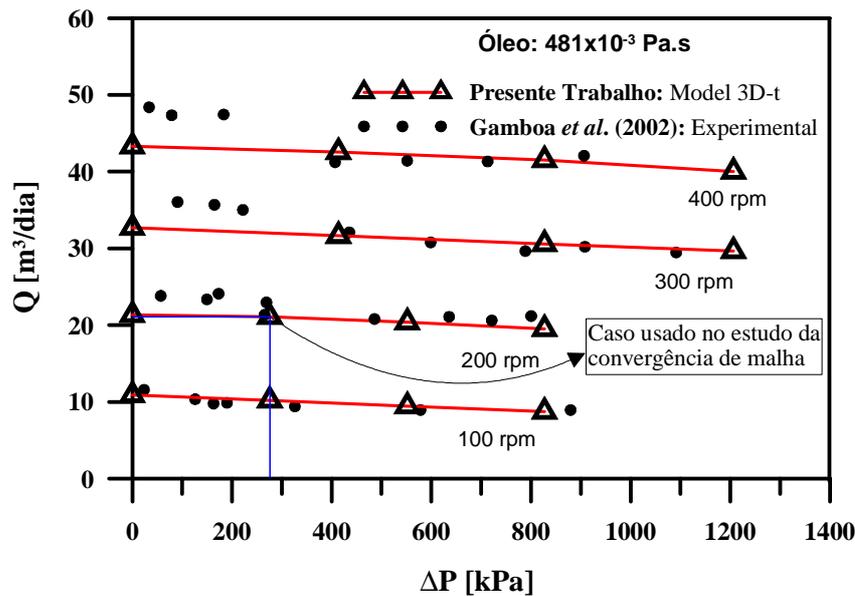


Figura 4.2. Comparação da vazão volumétrica versus diferencial de pressão, para diferentes rotações, com experimentos para escoamento de óleo de alta viscosidade (481×10^{-3} Pa.s).

Destas figuras, pode-se ver claramente que, para os dois óleos empregados, fluidos relativamente de alta viscosidade quando comparados à água, a vazão volumétrica apresenta um comportamento linear decrescente com o diferencial de pressão total sobre a BCP. Este comportamento é, neste trabalho, atribuído ao regime laminar de escoamento que se desenvolve no interior da bomba, quando do uso destes dois fluidos.

Outra característica interessante visualizada nessas figuras é a capacidade superior desse sistema de bombeamento para elevação de fluidos de elevadas viscosidades, uma vez que, para uma dada rotação, a perda de vazão volumétrica é menor (maior volume de fluido bombeado) quando a bomba é operada com um óleo de viscosidade cada vez maior, comportamento contrário ao sistema de bombeamento mecânico ou centrífugo, por exemplo. Mais adiante, resultados sobre tal perda serão discutidos em maiores detalhes.

Finalmente, conforme esperado, as figuras anteriores também revelam a influência direta (pelo menos para as situações estudadas) da rotação do rotor sobre a vazão volumétrica bombeada, uma vez que tal vazão é teoricamente proporcional ao volume de fluido deslocado e à rotação da bomba.

Com relação às características numéricas do modelo tridimensional desenvolvido, os resultados mostrados para os dois tipos de óleos indicam uma clara validação do modelo, uma vez que os dados experimentais são fielmente reproduzidos, para todas as faixas operacionais estudadas. Tal validação é melhor estabelecida a partir do estudo do comportamento de convergência dos principais potenciais numéricos, conforme é a seguir efetuado.

Os resultados mostrados nas figuras 4.1 e 4.2 foram obtidos empregando-se uma malha computacional de 662.200 nós. Em função de uma forte sensibilidade observada nos resultados para diferentes tamanhos de malha, um estudo de refinamento de malha foi realizado. Conforme indicado nas figuras 4.1 e 4.2, um caso específico foi selecionado para o estudo de convergência da vazão volumétrica para os dois tipos de óleos empregados: rotação de 200 rpm e diferencial de pressão de 275,79 kPa (40 psi).

A convergência da vazão volumétrica em função do tamanho da malha computacional (número de nós) é ilustrada na figura 4.3, para óleo de 42×10^{-3} Pa.s, e na figura 4.4, para óleo de 481×10^{-3} Pa.s, respectivamente. Os valores experimentais, retirados do trabalho de Gamboa *et al.* (2002), são indicados nas figuras como linhas de referência horizontais e correspondem, respectivamente, às vazões volumétricas de 15,5 e 22,9 m³/dia.

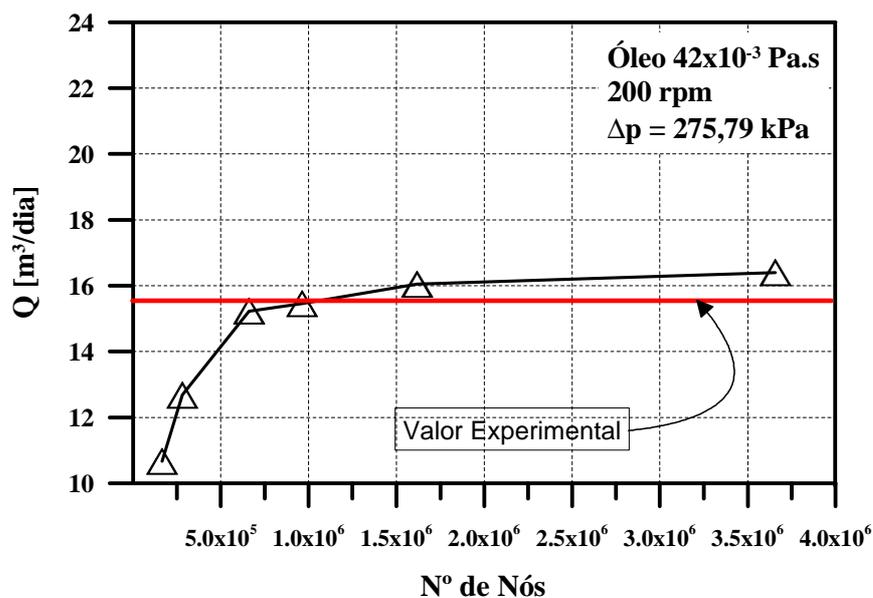


Figura 4.3. Convergência da vazão volumétrica, em função do número de nós da malha computacional, considerando-se óleo de 42×10^{-3} Pa.s como fluido de trabalho.

Apesar das simulações superestimarem, ligeiramente, os valores experimentais, nota-se que uma malha numérica com cerca de 1,5 milhão de nós já é tecnicamente suficiente para representar o valor experimental, validando os resultados numéricos, uma vez que apenas uma pequena variação na vazão volumétrica ($1,3 \text{ m}^3/\text{dia} = 8,6\%$) é observada nos resultados obtidos com malhas limites de 662.000 nós ($15,1 \text{ m}^3/\text{dia}$) e 3.658.200 nós ($16,4 \text{ m}^3/\text{dia}$).

A figura 4.4 mostra, por sua vez, que a convergência do modelo numérico para situações de fluidos de viscosidades mais elevadas é mais acentuada, pois a variação na vazão volumétrica (agora subestimada) é de apenas $0,8 \text{ m}^3/\text{dia}$ (3%), aproximadamente, para a mesma faixa de malhas empregada, 662.000 nós ($3,3 \text{ m}^3/\text{dia}$) e 3.658.200 nós ($3,4 \text{ m}^3/\text{dia}$).

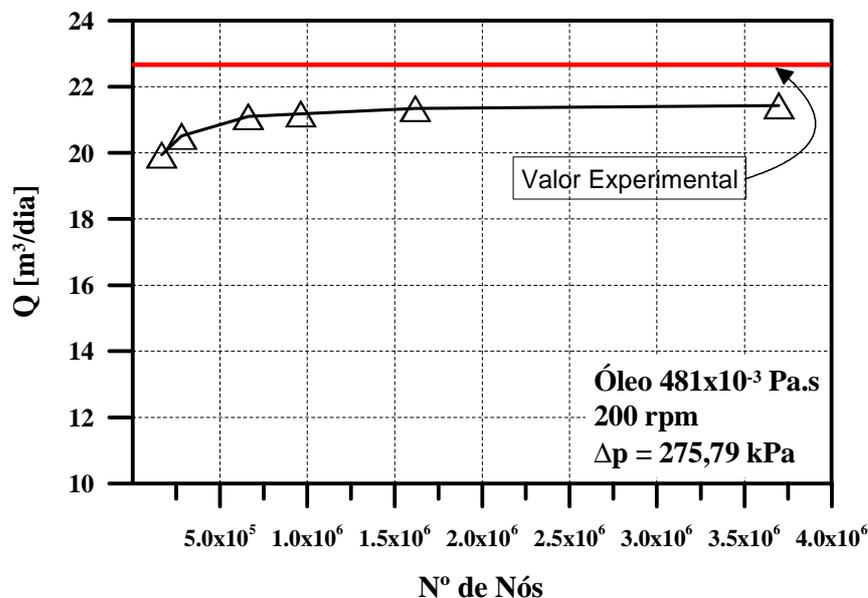


Figura 4.4. Convergência da vazão volumétrica, em função do número de nós da malha computacional, considerando-se óleo de $481 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$ como fluido de trabalho.

As ligeiras discrepâncias, desprezíveis conforme ilustrado nas figuras 4.1 e 4.2, podem ser atribuídas às diferenças entre os parâmetros geométricos das bombas empregadas nas simulações e nos experimentos. Por exemplo, Gamboa *et al.* (2002) e Gamboa *et al.* (2003) não definem com exatidão (~ 3) o número de passos do estator da bomba empregada nos experimentos. Além disso, o diferencial de pressão ao longo da bomba é experimentalmente medido levando em conta as câmaras de sucção e descarga, as quais não são incluídas no modelo computacional, mas apenas a região comum entre rotor e estator.

Os resultados das simulações numéricas do escoamento com água são mostrados e validados na figura 4.5. Para este fluido de trabalho, o comportamento da vazão volumétrica com o diferencial de pressão total sobre a BCP é não-linear, com um escorregamento ainda mais acentuado. Tal comportamento é atribuído ao regime turbulento ou de transição do escoamento no interior da bomba, quando do uso de fluidos de baixa viscosidade. Os efeitos de inércia tornam-se mais importantes no balanço de forças do escoamento, principalmente nas regiões de selo entre as cavidades da bomba, onde o escorregamento predomina.

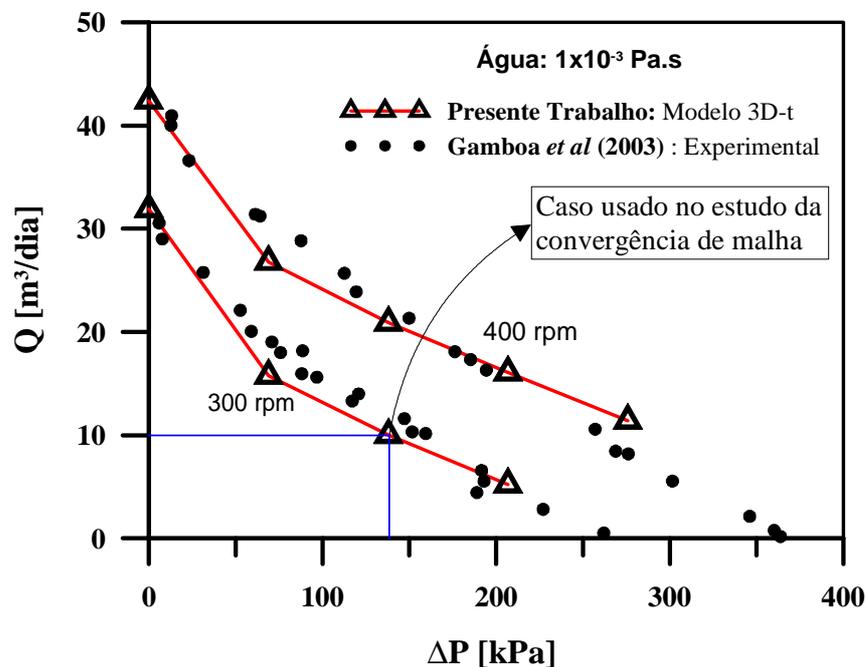


Figura 4.5. Comparação da vazão volumétrica versus diferencial de pressão, para diferentes rotações, com experimentos para escoamento de água ($1 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$).

Para a água, as simulações numéricas mostraram-se mais sensíveis ao tamanho da malha do que as simulações de escoamento com óleo. Este comportamento era esperado, em função das tendências numéricas observadas nas figuras 4.3 e 3.4, as quais indicavam maior dificuldade de convergência para simulações envolvendo fluidos de mais baixa viscosidade (quanto maior o escorregamento, perda/recirculação, maiores são as dificuldades de convergência). Para a validação dos resultados foi necessário se empregar uma malha mais refinada (963.200 nós) do que a anteriormente empregada (662.200 nós).

Em termos de custo computacional (solicitação de CPU e de memória física), o cálculo do campo hidrodinâmico utilizando uma malha numérica de aproximadamente 1 milhão de nós, a qual fornece bons resultados para todas as condições avaliadas, requereu por volta de 2 GB de memória RAM, consumindo em torno de 48 horas para execução em um computador com 2 processadores Intel Xeon Quad Core, de 2,5 GHz, para escoamento de óleo e de 100 horas para escoamento de água.

O elevado custo computacional intrínseco a este tipo de simulação (3D-t), principalmente nas simulações envolvendo água como fluido de bombeamento, se deve à grande importância dos termos inerciais nas simulações do escoamento com fluidos de baixas viscosidades e altas densidades, uma vez que a metodologia numérica empregada pelo “*software*” CFX resolve iterativamente as equações de conservação da massa e de movimento de maneira acoplada e iterativa, de tal forma que um número maior de iterações em cada passo de tempo deve ser empregado para atualização de coeficientes relacionados aos termos convectivos (inerciais) das equações de conservação de quantidade de movimento.

Adicionalmente, para as simulações com água, observou-se que os resultados obtidos, além de serem sensíveis ao tamanho da malha computacional, também se apresentaram forte sensibilidade à razão de aspecto dos elementos da malha gerada, de maneira que um controle de malha baseado neste parâmetro se fez necessário para se reduzir os erros de discretização.

A figura 4.6 ilustra o comportamento de convergência da vazão volumétrica em função do número de nós da malha, sem controle da razão de aspecto dos elementos, para uma situação operacional específica indicada na figura 4.5: rotação de 300rpm e diferencial de pressão total na BCP de 137,89 kPa (20 psi). O valor experimental, retirado do trabalho de Gamboa *et al.* (2003), é indicado na figura como uma linha de referência horizontal e corresponde a vazão volumétrica de 12,4 m³/dia.

Dessa figura, nota-se claramente um comportamento não coerente com a filosofia de métodos numéricos, pois para malhas aparentemente mais refinadas os resultados se afastam de um valor que indicaria convergência numérica. Em adição, os dados experimentais são também superestimados pelo resultados numéricos, embora, conforme visualizado na figura 4.5, os erros estão dentro das condições operacionais e experimentais.

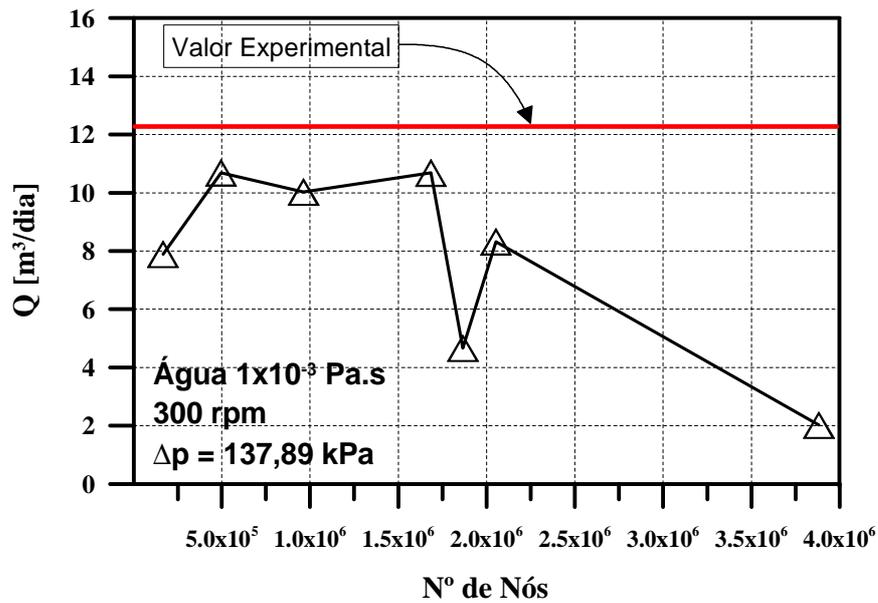


Figura 4.6. Comportamento de convergência, em função do número de nós da malha, da vazão volumétrica para escoamento de água, sem controle da razão de aspecto dos elementos.

A figura 4.7 ilustra, por sua vez, o comportamento de convergência do mesmo potencial em função da razão de aspecto dos elementos de cada malha computacional.

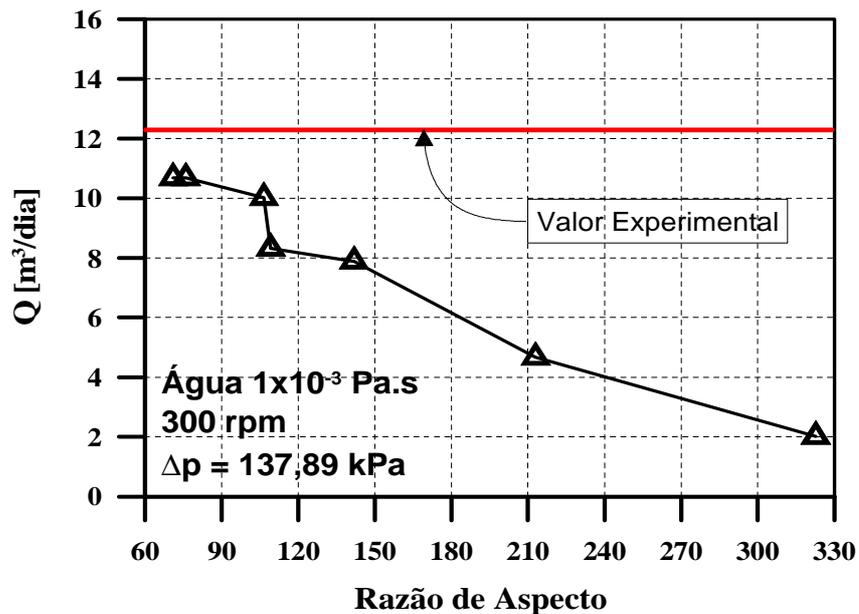


Figura 4.7. Comportamento de convergência, em função da razão de aspecto dos elementos, da vazão volumétrica para escoamento de água, sem controle do número de nós da malha.

Os dados para geração da figura 4.7 são exatamente os mesmos da figura 4.6, e estão indicados na tabela 4.3, onde é ilustrada a associação entre a vazão volumétrica, o número de nós e a razão de aspecto dos elementos das malhas numéricas empregadas nas simulações.

Tabela 4.3. Relação entre vazão volumétrica, número de nós e razão de aspecto das malhas, para escoamento de água.

Número de nós	Razão de aspecto	Vazão volumétrica (m ³ /dia)
496.650	71,1	10,686
1.684.000	76,0	10,677
963.200	106,6	10,020
2.052.750	109,2	8,318
166.100	141,9	7,883
1.866.200	213,0	4,659
3.882.639	322,7	2,016

Da figura 4.7, e também da tabela 4.3, percebe-se nitidamente a grande influência da razão de aspecto sobre o comportamento numérico do modelo computacional. Mesmo para uma malha com número de nós suficientemente elevado (3.882.639 nós), não se obtém a desejada convergência, nem se reproduz o resultado experimental (ao contrário, os piores resultados são obtidos com essa malha). Por outro lado, vê-se que os resultados numéricos apresentam convergência mesmo para malhas menos refinadas quando se utilizam malhas com baixa razão de aspecto (496.650 nós).

Desda maneira, a partir da análise deste panorama, simulações foram novamente efetuadas, fazendo no entanto um controle da razão de aspecto de cada malha gerada. Tendo como ponto de partida a tabela 4.3, buscou-se fixar a razão de aspecto de todas as malhas geradas em aproximadamente 71, incrementando-se apenas o número de nós. Os resultados dessa metodologia de análise são ilustrados na tabela 4.4 e no gráfico da figura 4.8.

Tabela 4.4. Comportamento de convergência da vazão volumétrica para escoamento com água, em função do número de nós da malha, controlando-se a razão de aspecto máxima dos elementos (~ 71). Relação com os números de pontos nas faces transversal e longitudinal.

Nº de pontos angulares (face transversal)	Nº de pontos em uma linha radial (face transversal)	Nº de faces na direção longitudinal	Número de nós da malha	Razão de aspecto	Vazão volumétrica (m^3/dia)
118	9	181	255.942	71.2	9,615
150	11	101	496.650	71.1	10,686
176	13	119	812.240	72.2	10,969
250	15	141	1.578.750	71,0	11,002
272	19	181	2.795.888	70.9	9,883
312	22	211	4.331.184	70.8	8,631

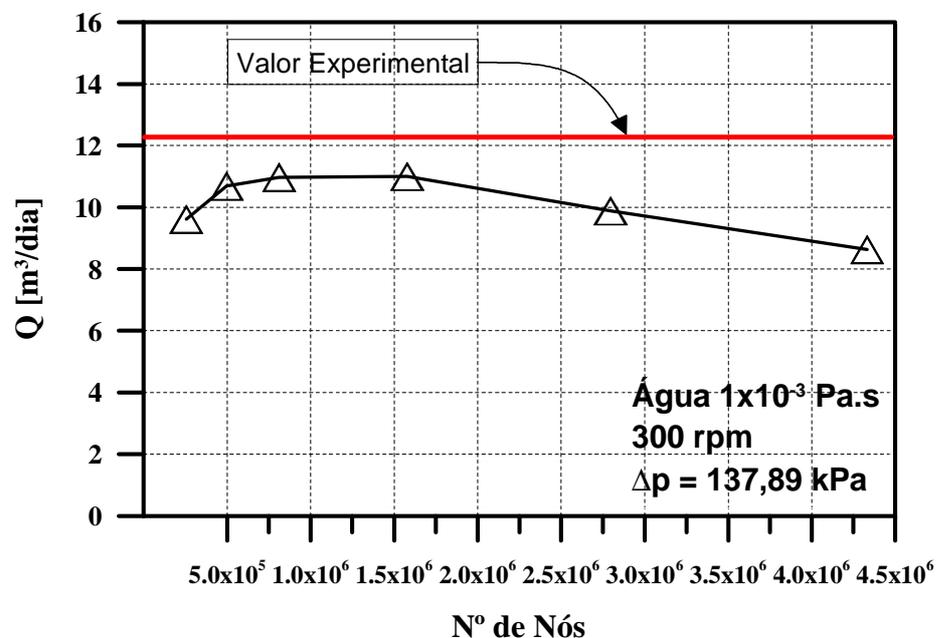


Figura 4.8. Comportamento de convergência, em função do número de nós da malha, da vazão volumétrica para escoamento com água, controlando-se a razão de aspecto máxima dos elementos (~ 71).

Da tabela 4.4 e da figura 4.8, nota-se um comportamento de convergência mais uniforme e coerente, sob o ponto de vista numérico, da vazão volumétrica com o número de nós da malha. No entanto, para malhas acima de 1,5 milhão de nós, o comportamento assintótico começa a se deteriorar, embora ainda dentro das condições de erro experimental. Esse fato pode ter sido ocasionado devido à falta de controle das razões de aspecto nas outras direções, uma vez que devido à esbeltez da geometria da BCP estudada, apenas a razão de aspecto envolvendo a dimensão longitudinal foi aparentemente controlada.

Agora, com o objetivo de ajustar os modelos simplificados, também desenvolvidos no presente trabalho, os resultados anteriores de vazão volumétrica são obtidos em termos do escorregamento (perda/deslizamento/recirculação), subtraindo a vazão volumétrica bombeada da vazão volumétrica teórica (deslocada), cuja expressão pode ser encontrada no Capítulo 3.

Conforme ilustrado no gráfico da figura 4.9, para fluidos de média e alta viscosidade, o escorregamento depende linearmente do diferencial de pressão total sobre a BCP, não dependendo da velocidade de rotação do rotor (apenas o volume deslocado depende da rotação), uma vez que as retas para cada rotação são sobrepostas umas sobre as outras.

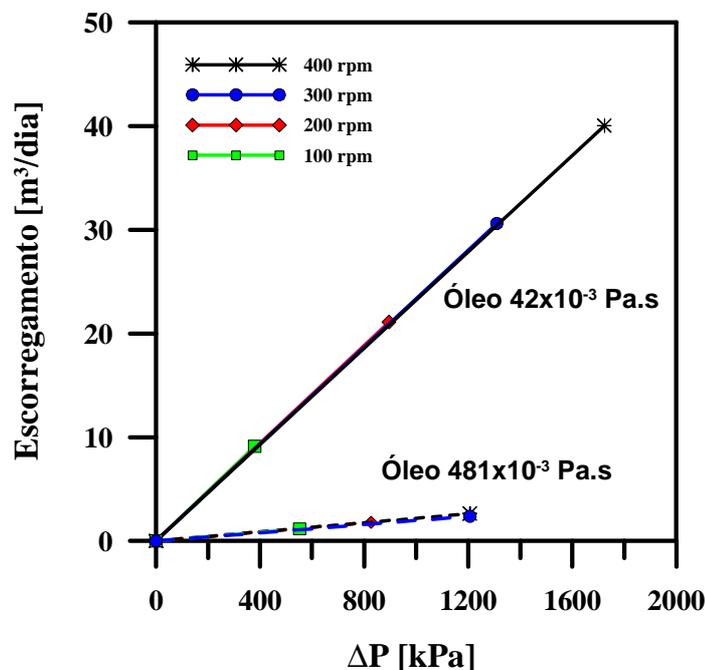


Figura 4.9. Escorregamento versus diferencial de pressão, para diferentes rotações, para óleos de média (42×10^{-3} Pa.s) e alta viscosidade (481×10^{-3} Pa.s).

Por outro lado, para casos de baixa viscosidade (como água), o escoamento no interior da bomba, e em especial na linha de selo, torna-se turbulento devido aos elevados efeitos inerciais e o escorregamento é agora não linear com o diferencial de pressão conforme ilustrado na figura 4.10. Além disso, este caso parece ser também independente da velocidade de rotação, apesar de que pequenas diferenças entre o escorregamento para diferentes rotações podem ser observadas nessa figura.

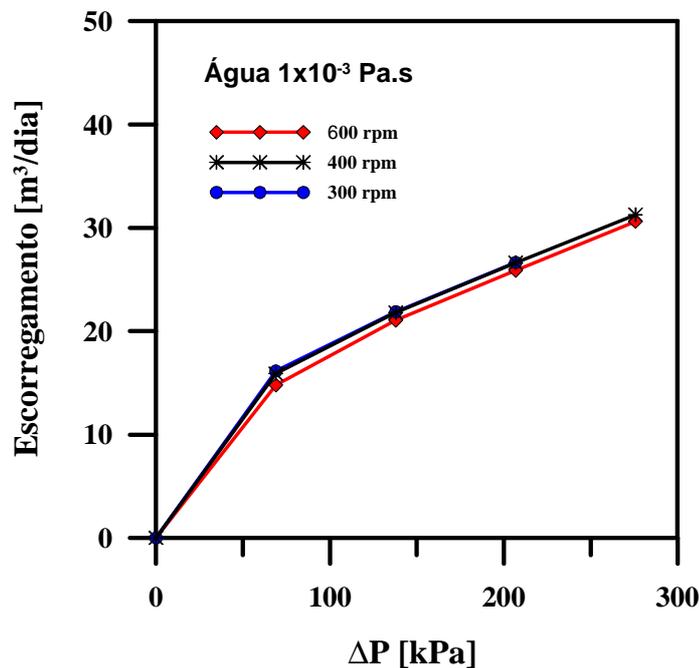


Figura 4.10. Escorregamento em função do diferencial de pressão total, para diferentes rotações, para fluido de baixa viscosidade (água).

A figura 4.11 ilustra de maneira mais adequada o comportamento do escorregamento com a rotação da bomba. Pode-se notar mais claramente dessa figura que, de maneira geral, o escorregamento em escoamento de fluidos de baixa viscosidade como a água é ligeiramente reduzido (ganho de vazão volumétrica bombeada) pelo aumento da rotação do rotor. Este comportamento é atribuído aos efeitos inerciais, importantes para esses fluidos, e que dependem da rotação da bomba. Para fluidos de alta viscosidade, esses efeitos são pequenos no balanço de forças nas regiões de selagem, onde predominam as forças de pressão e forças viscosas.

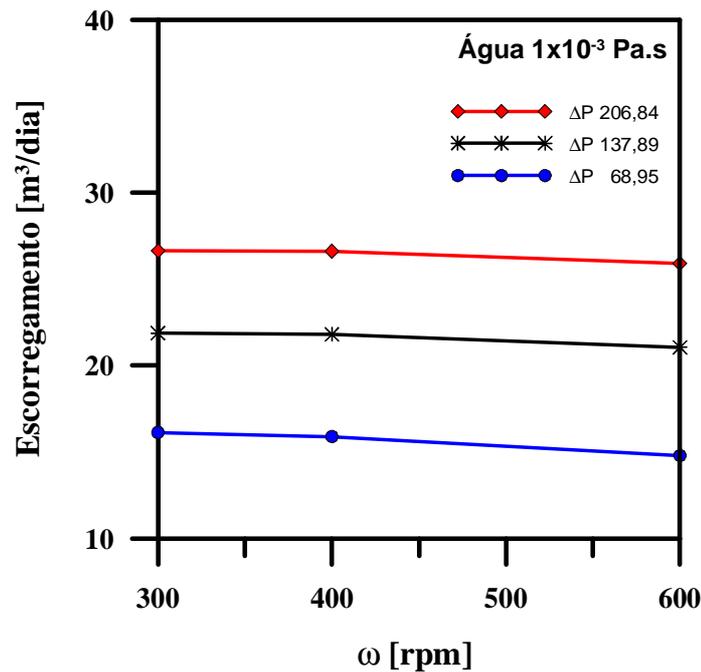


Figura 4.11. Escoamento em função da rotação da bomba, para diferentes valores de diferencial de pressão total, para fluido de baixa viscosidade (água).

Na figura 4.12 é apresentada o comportamento da pressão estática, em função da posição angular do rotor, em um ponto localizado na parede do estator da BCP cujas coordenadas em milímetros são (0, 28.1, 90) (ver imagem ao lado da figura) durante uma revolução do rotor, para escoamento de óleo de (42×10^{-3} Pa.s) e água. Para fins de generalização dos resultados, os valores da pressão estática são normalizados (adimensionalizados) pela queda de pressão total ao longo da bomba.

Para o caso do escoamento com água (substância com baixa viscosidade e alta densidade) os efeitos inerciais são importantes, de maneira que uma forte aceleração é experimentada ao longo das linhas de selo, com conseqüente queda pressão estática no instante em que o rotor se encontra na posição angular de 180° . Também, de maneira geral, as pressões durante o processo de compressão do fluido no interior das cavidades são maiores para a água do que para o óleo, e menores durante o processo de descompressão ou abertura das cavidades.

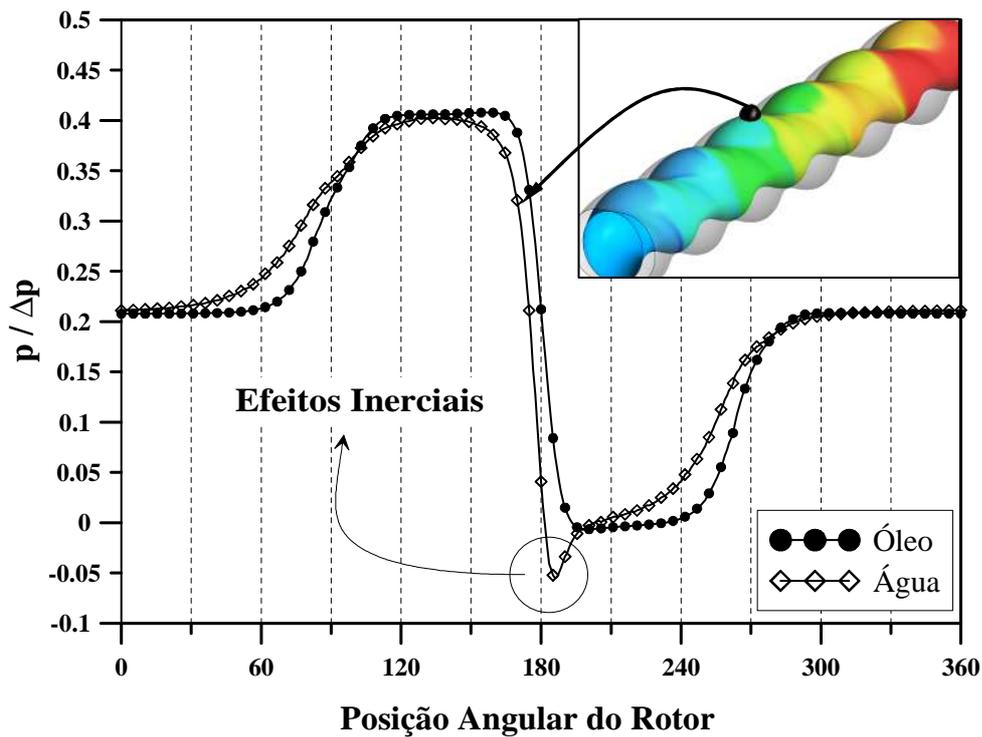


Figura 4.12. Comportamento da pressão estática em um ponto na parede do estator, durante uma rotação do rotor, para escoamento de óleo (42×10^{-3} Pa.s) e de água.

A assertiva anterior é melhor vista nas figuras 4.13 e 4.14, onde são ilustradas, para a água e para o óleo (42×10^{-3} Pa.s), respectivamente, as distribuições de pressão total e estática ao longo de uma linha localizada na região fluida entre o rotor e o estator, para uma posição fixa do rotor. Um detalhe, mostrando uma visão ampliada das pressões nas regiões críticas (posições em que o rotor está mais próximo do estator) é também anexado em cada figura.

Pode-se perceber claramente dessas figuras a grande diferença entre a pressão total e a pressão estática nas regiões caracterizadas de menor seção líquida (maior selagem), a qual se caracteriza como pressão dinâmica, associada à efeitos inerciais, na situação de escoamento com água. Note-se também que, a queda de pressão estática local pode levar à cavitação nas primeiras cavidades. Tais efeitos não capturados por modelos simplificados que não se utilizam de efeitos inerciais em suas formulações.

No fluido mais viscoso, ou seja óleo, as pressões total e estática são muito próximas, de maneira que as interações relacionadas aos efeitos inerciais, logo as pressões dinâmicas, são pequenas.

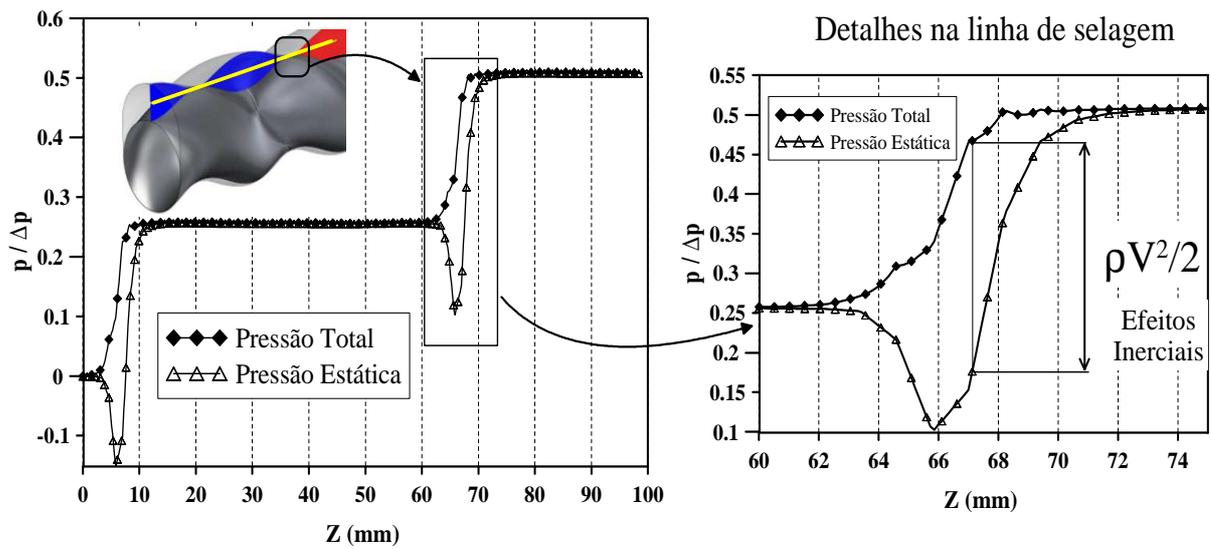


Figura 4.13. Distribuição de pressão estática e total ao longo de uma linha longitudinal na região fluida da BCP para escoamento de água (1×10^{-3} Pa.s).

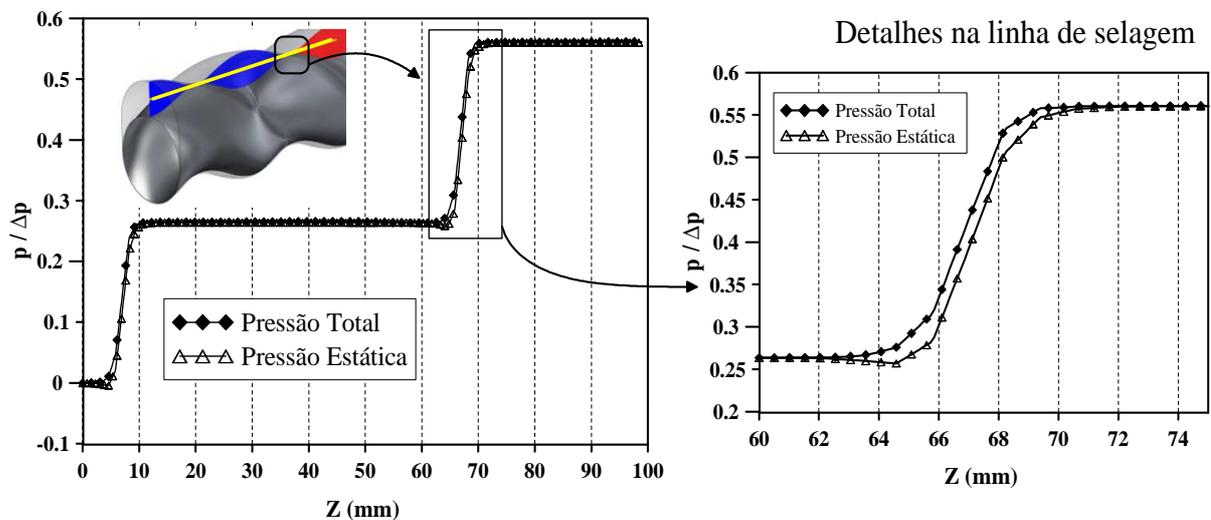


Figura 4.14. Distribuição de pressão estática e total ao longo de uma linha longitudinal na região fluida da BCP para escoamento de óleo (42×10^{-3} Pa.s).

Na figura 4.15, ilustrações dos contornos da pressão para escoamento de água, em diferentes posições angulares do rotor são apresentadas. Essas ilustrações confirmam a hipótese assumida nos modelos simplificados, de que a pressão no interior de cada cavidade é aproximadamente constante. Por outro lado, conforme observado em resultados anteriores, a

hipótese de escoamento de Hagen-Poiseuille ao longo das linhas de selo não é aceitável para fluidos de baixa viscosidade.

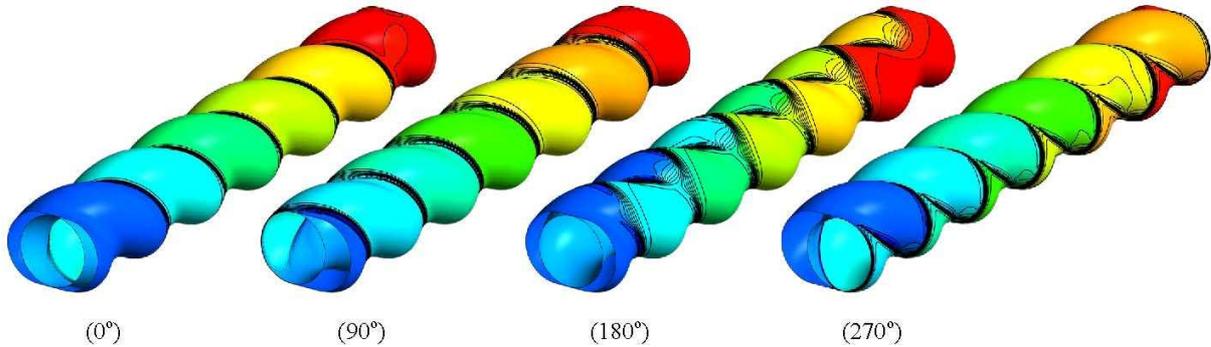


Figura 4.15. Distribuição de pressão ao longo do contorno do estator da bomba.

Uma vez que o modelo computacional implementado fornece todos os dados do escoamento, como os campos de pressão e velocidade, a eficiência de bombeamento da BCP, associada às perdas viscosas, pode ser calculada.

A eficiência iso-entrópica para uma bomba é definida como:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{teórica}}{\dot{W}_{real}} \quad (4.1)$$

onde,

$$\dot{W}_{teórico} = \Delta p Q \quad (4.2)$$

e

$$\dot{W}_{real} = T_z \omega_z \quad (4.3)$$

Nas equações acima, Q , T_z e ω são, respectivamente, a vazão volumétrica, o torque e a velocidade angular associada à rotação em torno do eixo longitudinal do rotor da bomba. A equação para o trabalho teórico corresponde ao caso de escoamento incompressível. Note que a vazão volumétrica na equação (4.2) corresponde à vazão volumétrica bombeada.

De posse dos campos de pressão, o torque hidráulico sobre o rotor pode ser calculado como:

$$\vec{T} = \iint_{\text{Superfície do Rotor}} \left[p\vec{r} \times d\vec{A} + \vec{\tau} \cdot \vec{r} \times d\vec{A} \right] \quad (4.4)$$

As tensões viscosas são calculadas em função do campo de velocidade no interior da bomba. Para a situação de escoamento turbulento, de fluidos com baixa viscosidade, o tensor tensão inclui ambos os efeitos, viscoso (molecular) e turbulento.

Os comportamentos do torque e da eficiência para diferentes fluidos e condições de operação são apresentados na figura 4.16 para a água, e na figura 4.17 para o óleo lubrificante de 42×10^{-3} Pa.s. Infelizmente nenhum resultado experimental relacionado à essas variáveis foram encontrados na literatura para comparação e validação dos resultados numéricos. No entanto, os resultados obtidos para o torque hidráulico são resultados cuja convergência é demonstrada na figura 4.18, em função do número de nós da malha computacional.

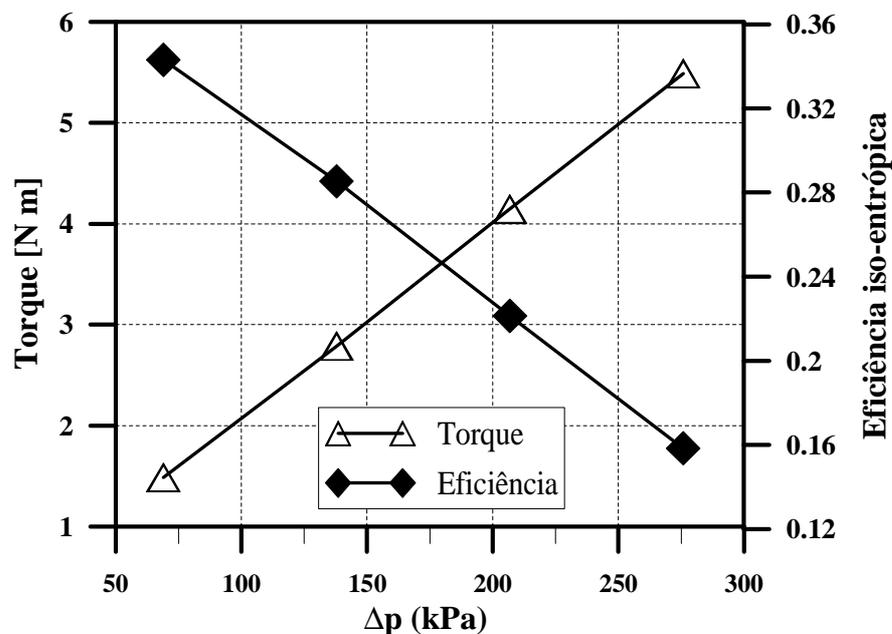


Figura 4.16. Comportamento do torque hidráulico e da eficiência iso-entrópica da BCP com o diferencial de pressão para água (1×10^{-3} Pa.s) na rotação de 400 rpm.

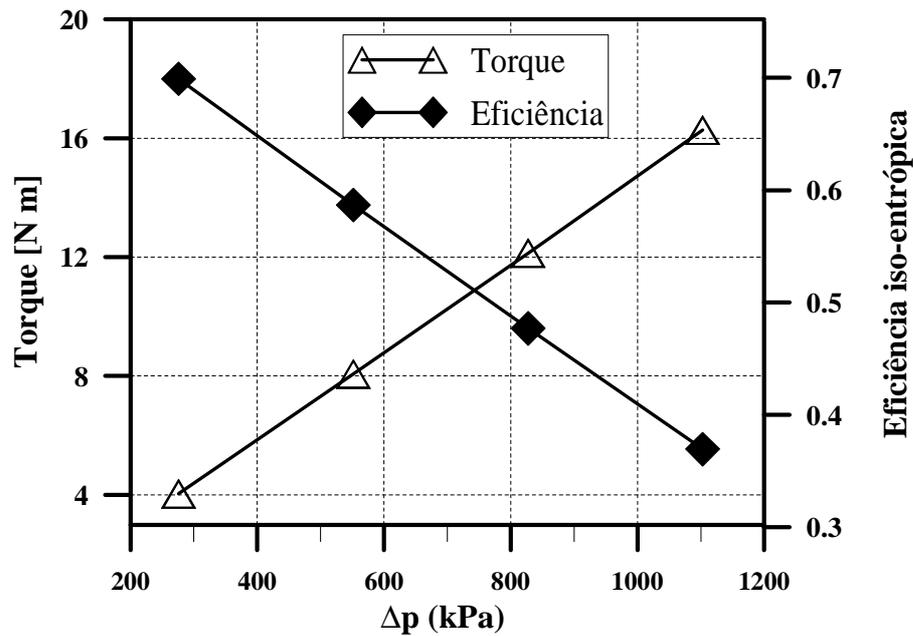


Figura 4.17. Comportamento do torque hidráulico e da eficiência iso-entrópica da BCP com o diferencial de pressão para óleo (42×10^{-3} Pa.s) na rotação de 400 rpm.

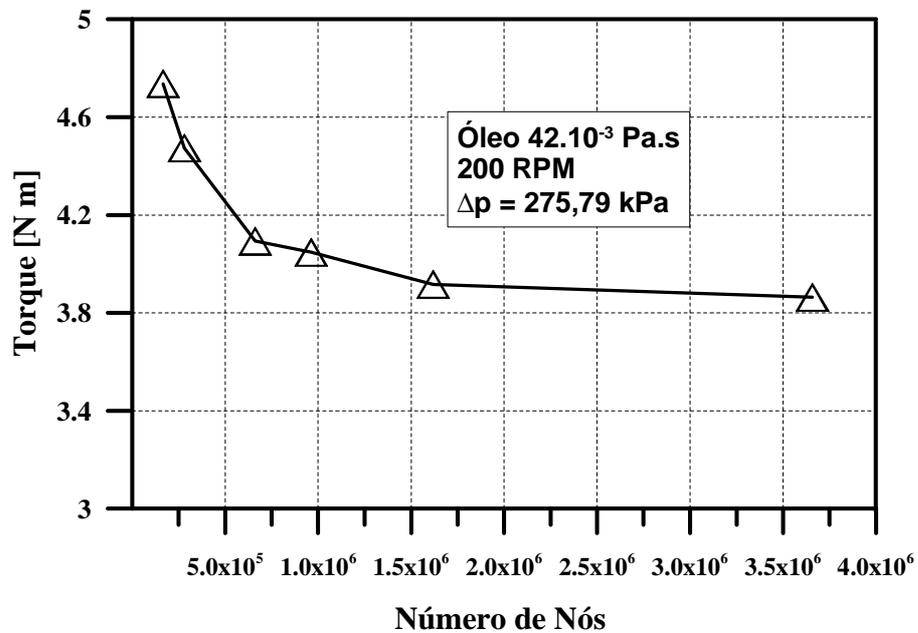


Figura 4.18. Comportamento de convergência para o torque hidráulico, em função do número de nós, para óleo de 42×10^{-3} Pa.s e rotação de 400 rpm.

É interessante notar que a BCP apresenta menor eficiência para fluidos de baixa viscosidade (devido ao maior escorregamento), apesar do bombeamento de fluidos de alta viscosidade apresentar maiores perdas viscosas e requer maior torque. Este comportamento acontece porque uma quantidade fixa de potência é gasta para deslocar o fluido contra um diferencial de pressão na bomba, no entanto parte do fluido deslocado retorna. Assim, quanto menor a viscosidade do fluido, maior é quantidade de fluido que retorna de cavidades de alta pressão para cavidades de menor pressão, de maneira que a potência consumida para bombear uma dada vazão líquida é maior.

Observe-se que a eficiência dada na equação (4.1) está relacionada ao consumo de potência para uma dada vazão bombeada e diferencial de pressão ao longo da bomba. Um parâmetro de projeto mais comum de sistema de BCP é a eficiência volumétrica que é geralmente determinado de modelos simplificados. Estes parâmetros podem ser facilmente calculados dividindo-se a vazão bombeada pela vazão teórica.

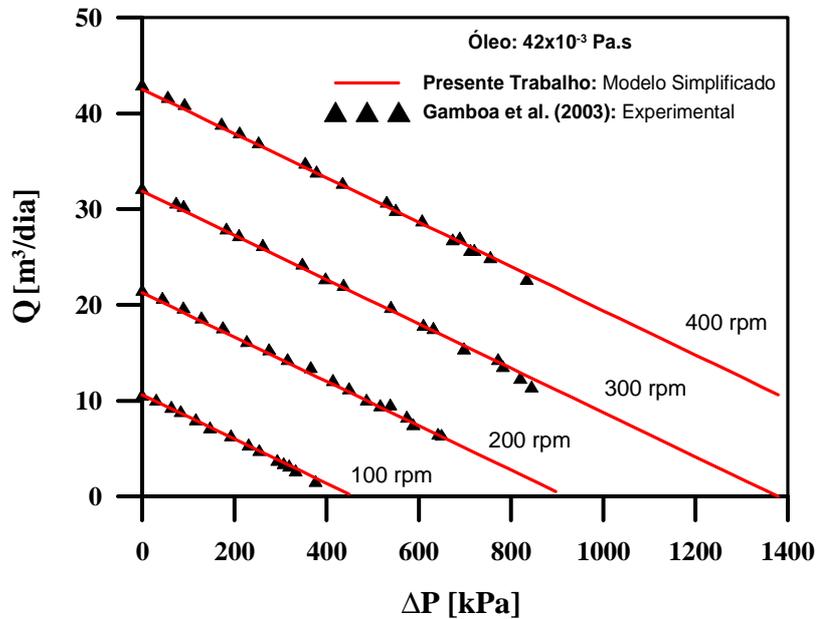
Numericamente, a figura 4.18 mostra que a convergência do torque hidráulico para o óleo de 42×10^{-3} Pa.s é consistente, se comportando de maneira assintótica. Semelhantemente à vazão volumétrica, para malhas em torno de 1,5 milhão de nós os resultados para o torque hidráulico podem ser considerados como praticamente convergidos.

4.2. Resultados da modelagem simplificada

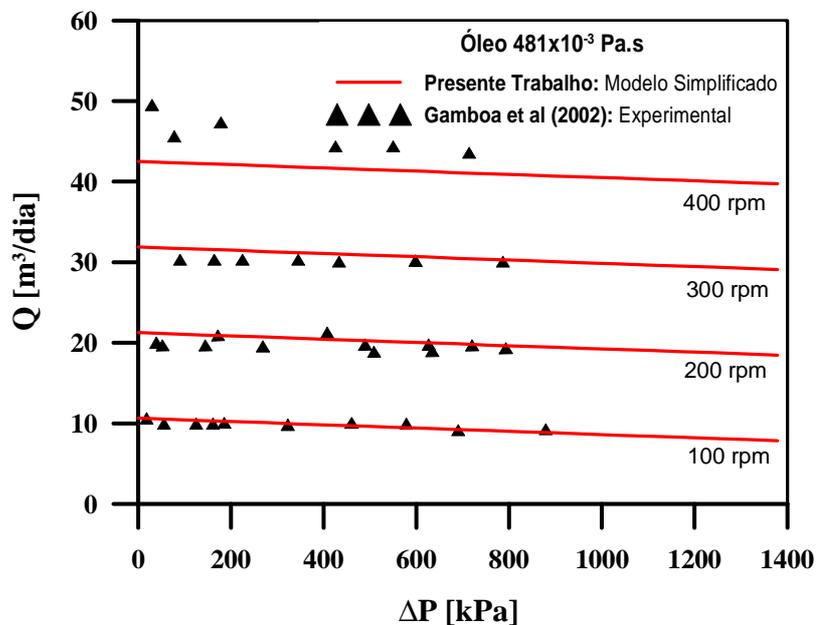
Conforme demonstrado no capítulo anterior, o modelo simplificado desenvolvido no presente trabalho necessita de uma estimativa para um parâmetro de comprimento característico do canal de selagem, L . Um caso com viscosidade do óleo de 42×10^{-3} Pa.s e rotação de 300 rpm foi usado para calibração do modelo simplificado pelo modelo 3D-t. Para esta condição operacional e fluido bombeado, o valor de L que forneceu a mesma vazão calculada pelo modelo 3-D foi $L=1.65\text{mm}$.

Depois da calibração, necessária uma única vez para cada bomba com características geométricas distintas, os resultados foram validados para velocidades de 100, 200, 300 e 400 rpm para escoamento com óleo e 300 e 400 rpm para escoamento com água.

Os resultados para vazão volumétrica versus diferencial de pressão total na BCP são mostrados, e comparados aos resultados experimentais de Gamboa *et al.* (2002) e Gamboa *et al.* (2003), nas figuras 4.19(a,b) para os dois óleos estudados.



(a)



(b)

Figura 4.19. Vazão volumétrica versus diferencial de pressão na BCP em diferentes rotações. Resultados do modelo simplificado para (a) óleo de 42×10^{-3} Pa.s e (b) óleo de 481×10^{-3} Pa.s.

O modelo simplificado reproduz corretamente os resultados experimentais, demonstrando a excepcional habilidade de um modelo extremamente simples, cujas hipóteses simplificadoras empregadas no seu desenvolvimento são extremamente fortes.

Para o caso do escoamento da água, resultados prévios indicaram que a fórmula empregada para o cálculo do fator de atrito em escoamentos laminares não era adequada, uma vez que os resultados experimentais não eram reproduzidos. Também, como o modelo computacional 3D-t indicava, o escoamento para fluidos de baixa viscosidade seria turbulento ou em transição laminar/turbulento.

Gamboa *et al.* (2003) também tentaram reproduzir seus resultados experimentais a partir de um modelo simplificado similar ao apresentado no presente trabalho. No entanto, o modelo por eles desenvolvido subestimava os resultados experimentais, produzindo um escorregamento extremamente elevado. Naquele trabalho, o fator de atrito foi calculado através de um modelo simplificado que não considerava a rugosidade da superfície do material. Foi usada a aproximação de Nikuradse ($f = 0.322/Re^{0.25}$) para fator de atrito aplicado a tubo liso.

Assim, empregando-se a fórmula de Colebrook para o fator de atrito turbulento, a qual leva em conta as características de rugosidade do material do sistema de bombeamento, os resultados da vazão volumétrica versus o diferencial de pressão total na bomba puderam finalmente ser obtidos e comparados aos resultados experimentais de Gamboa *et al.* (2003). Os valores das rugosidades disponibilizadas para a análise deste trabalho foram retirados de uma tabela de rugosidade determinada por diferentes processos de usinagem, a qual pode ser encontrada em Ferraresi (2006).

As figuras 4.20, 4.21 e 4.22 ilustram comparações, em diferentes rotações do rotor, dos resultados obtidos do modelo simplificado com os resultados experimentais de Gamboa *et al.* (2003) considerando-se canais de BCP de parede lisa, com rugosidade de aço laminado a frio e com rugosidade de aço laminado a quente, respectivamente.

Os resultados ilustrados nessas figuras confirmam a forte influência da rugosidade da superfície dos canais da BCP sobre o cálculo da vazão volumétrica bombeada para fluidos de baixa viscosidade. Esse comportamento leva a novas calibrações em modelos simplificados, demonstrando mais uma deficiência, frente ao modelo computacional 3D-t.

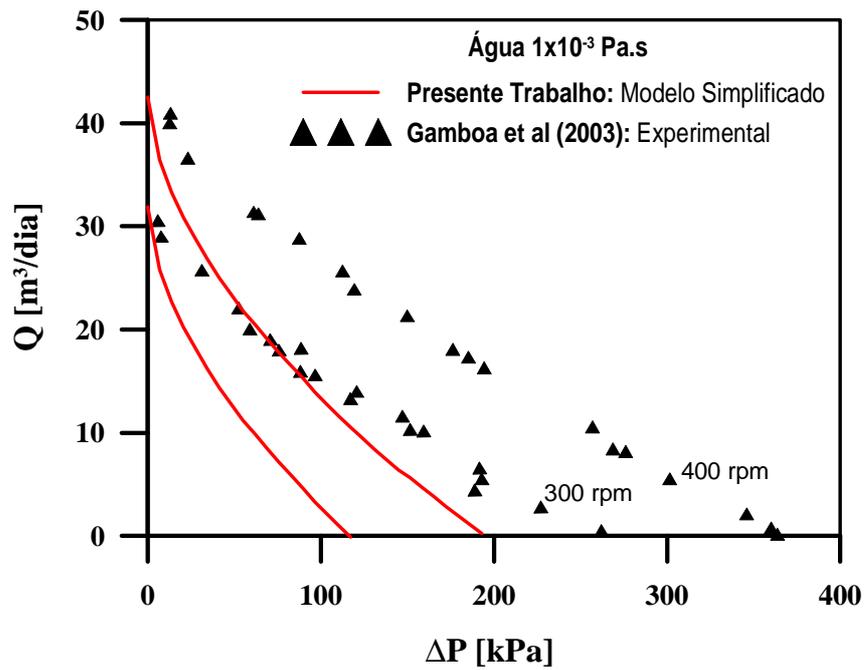


Figura 4.20. Vazão volumétrica versus diferencial de pressão na BCP, para o escoamento de água ($1 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$) em diferentes rotações. Parede lisa (rugosidade = 0 mm).

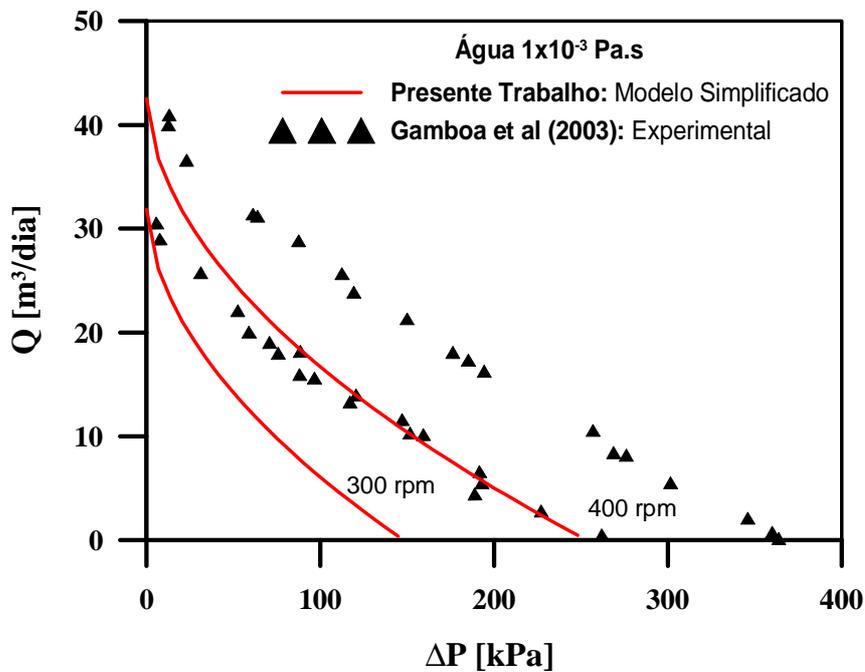


Figura 4.21. Vazão volumétrica versus diferencial de pressão na BCP, para o escoamento de água ($1 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$) em diferentes rotações. Aço laminado a frio (rugosidade = 0.002 mm).

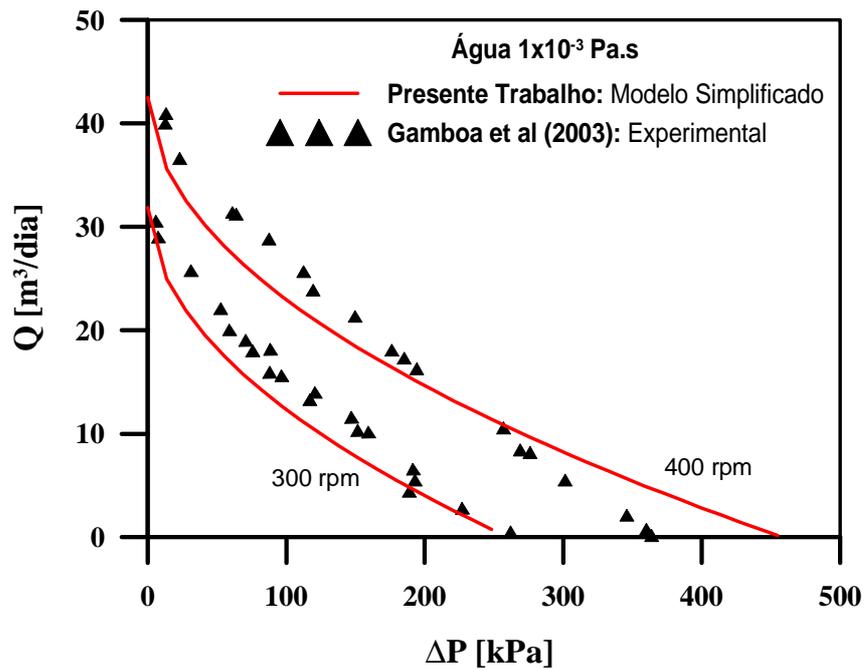


Figura 4.22. Vazão volumétrica versus diferencial de pressão na BCP, para o escoamento de água (1×10^{-3} Pa.s) em diferentes rotações. Aço laminado a quente (rugosidade = 0.015 mm).

Finalmente, faz-se necessário deixar claro que a forte solicitação computacional, de CPU e memória física, pelo modelo tridimensional depende das condições a serem simuladas e, desta forma, não podem ser comparados com as necessidades computacionais dos modelos simplificados. O presente modelo computacional completo pretende fornecer informações sobre a dinâmica do fluido na BCP, o qual não é avaliado pelos modelos simplificados.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E PROPOSTAS FUTURAS

CONCLUSÕES E PROPOSTAS FUTURAS

Um modelo computacional tridimensional transiente detalhado para análise do escoamento no interior de BCPs metálicas foi implementado satisfatoriamente, considerando o movimento periódico intrínseco do rotor.

Este modelo numérico fornece informações detalhadas sobre a performance da bomba para diferentes parâmetros geométricos e condições de operação, além de representar a primeira tentativa bem sucedida, pelo menos na literatura revisada neste trabalho, da simulação do escoamento completo numa geometria de BCP real, levando em consideração o movimento do rotor.

O modelo computacional, além de fornecer informações instantâneas e médias de vazão versus diferencial de pressão, que é o parâmetro de projeto mais comum e o qual pode ser estimado por meio de modelos simplificados, também fornece campos dinâmicos de pressão e de velocidade detalhados. Estas informações permitem o cálculo de outros parâmetros globais como torque, força e eficiência termodinâmica, os quais são importantes na operação e controle de projetos de sistemas de BCP.

A avaliação detalhada dos campos de pressão permite o desenvolvimento, futuro, de modelos de interação fluido-estrutura com capacidade de determinar resultados em casos de BCP com estator elastomérico. Isto pode ser obtido através da inclusão da deformação do estator por meio da implementação ou solução de algum modelo estrutural que represente as características reológicas do elastômero, uma vez que o modelo computacional disponibiliza informações completas do campo de pressão em qualquer superfície.

Além do mais, este modelo, baseado na solução completa das equações de Navier-Stokes que governam o escoamento laminar ou turbulento no interior da BCP, pode ser estendido futuramente para análises de escoamento multifásico, apoiadas em dados experimentais e modelos numéricos fisicamente consistentes, a qual é a situação mais comum em aplicações de campos de petróleo. A presença natural dos efeitos inerciais nas equações de transporte, não considerados em modelos simplificados desenvolvidos até o presente momento, mostrou ser importante para o cálculo de escoamento de fluidos de baixa viscosidade, pois, nas regiões de selagem dessas bombas, as interações entre forças de pressão

e forças viscosas, mais importantes no escoamento de fluidos de alta viscosidade, são alteradas devido aos efeitos inerciais. Certamente, em situações multifásicas estes efeitos deverão estar presentes.

Os resultados numéricos obtidos são consistentes com os resultados experimentais da literatura, sendo perfeitamente validados por eles, contudo são sensíveis ao tamanho da malha computacional usada para a discretização da bomba, principalmente em situações envolvendo fluidos com baixa viscosidade (< 40 cP). Essa sensibilidade foi relacionada ao regime de escoamento no interior da BCP, para casos com fluidos de baixa viscosidade, de maneira que foi necessário empregar um modelo de turbulência para que os resultados experimentais pudessem ser reproduzidos.

O modelo de turbulência que se mostrou viável na simulação foi um modelo de uma equação de transporte para a própria viscosidade turbulenta (“*eddy viscosity transport equation model*”), desenvolvido por Menter (1994, 1997) e implementado internamente no próprio ANSYS/CFX. Outros modelos mais tradicionais, como o modelo de duas equações $k-\epsilon$, mais avançados, como o modelo de transporte de tensões de Reynolds, não se mostraram capazes, por alguma razão até o momento desconhecida, de simular o escoamento adequadamente. Logo, uma das propostas de trabalhos futuras é estudar a presente impossibilidade de implementação desses modelos, certamente mais gerais e universais do que o presentemente empregado, além da possibilidade de aplicação de outros modelos de turbulência.

Além da sensibilidade ao tamanho da malha, mostrou-se na apresentação dos resultados que os resultados numéricos, para fluidos de baixa viscosidade em especial, são também bastante influenciados pela razão de aspecto do elemento de malha gerada, de maneira que trabalhos futuros deverão aprofundar o conhecimento sobre tal sensibilidade. Por exemplo, as subrotinas construídas para geração da malha numérica deverão possuir um algoritmo para análise das razões de aspecto nas três direções coordenadas, isto é, r_{xz} , r_{xy} , e r_{yz} .

Em termos de disponibilização de mais resultados numéricos, é também deixado como proposta futura a realização de mais simulações envolvendo mais variáveis operacionais de entrada como rotação, pressão na entrada, diferencial de pressão, viscosidade e,

principalmente, temperatura; bem como variáveis instantâneas e médias de saída como vazão, pressão, torque e eficiência.

Estudos de convergência mais aprofundados para todas as variáveis mostradas são fortemente recomendados, uma vez que os poucos resultados de convergência mostrados os exigem claramente.

Em adição ao modelo computacional completo, foi também implementado, com sucesso, um modelo simplificado para escoamento no interior de BCPs, tanto de alta como de baixa viscosidade, capaz de fornecer a vazão bombeada para um dado diferencial de pressão, a partir de sua calibração através do modelo computacional completo.

Predições para escoamento de fluidos de baixa viscosidade, onde o escoamento nas linhas de selo podem se tornar turbulentos, necessitaram da consideração da rugosidade superficial do material trabalhado na equação de fator de atrito de Colebrook. Provavelmente, isto poderia explicar porquê o modelo apresentado por Gamboa et al. (2003) foi incapaz de reproduzir os valores experimentais para escoamento com água.

O modelo simplificado é apropriado para aplicação em “*loops*” de controle de BCPs em tempo real, devido ao seu baixíssimo custo computacional (solicitação de CPU e de memória física), além de ser uma ferramenta de engenharia para cálculos rápidos.

Finalmente, o modelo simplificado pode também levar em conta, de maneira indireta, a possibilidade de folga variável ao longo da bomba, de modo que o mesmo pode ser estendido para situações de BCP envolvendo estator elastomérico. Trabalhos nessa direção são fortemente recomendados, em função do seu baixo custo computacional.

CAPÍTULO 6

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS CFX 11.0 Theory Manual (2008), ANSYS Inc., Cannonsbourg, PA, USA.

ANDRADE, S. F., 2008, "Modelo Assintótico Para escoamento Monofásico Em Bomba De Cavidade Progressiva", Dissertação de Mestrado, Pontificia Universidade Católica do Rio de Janeiro - PUC-Rio, Rio de Janeiro/RJ.

ASSMANN, B. W., 2005, "Curso de Bombeio de Cavidades Progressivas", Notas de Curso, PETROBRAS.

ASSMANN, B. W., 2008, "Simulação, Controle Inteligente e Sistemas Especialista de Dimensionamento de Poços de Petróleo com Elevação por Bombeio de Cavidades Progressivas", Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal/RN.

BALIGA, B. R. e PATANKAR, S. V., (1980), "A New Finite Element Formulation for Convection-Diffusion Problems", Numerical Heat Transfer, Vol. 3, pp 393-409.

BLANCO, L., 1999, "Estudo da Elevação de Óleos Pesados através de BCP Utilizando-se o Método de Elementos Finitos", Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP.

CARVALHO, P., 1999, "Gerenciamento do Bombeio de Cavidades Progressivas", Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP.

DUNN, L., MATTHEWS, C. e ZAHACY, T., 1994, "Progressing Cavity Pumping Systems: Design, Operation and Performance Optimization", Course Notes, C-FER, Edmonton, Alberta, Canada.

FERRARESI, D., 2006, "Fundamentos da Usinagem dos Metais", Editora Edgard Blücher, São Paulo/SP.

FERZIGER, J. H. e PERIC, M., 2001, "Computational Methods for Fluid Dynamics", Springer-Verlag, 3rd Edition.

GAMBOA, J., 2000, "Simulacion Computacional de una BCP Sin Interferencia", Tese de mestrado, Universidad Simón Bolívar, Sartenejas-Venezuela.

GAMBOA, J.; OLIVET, J. e ESPIN, S., 2003, "New Approach for Modelling Progressive Cavity Pumps Performance", Proceedings of SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Denver, Colorado, USA.

GAMBOA, J.; OLIVET, J.; IGLESIAS, J. e GONZALEZ, P., 2002, "Understanding the Performance of a Progressive Cavity Pump with a Metallic Stator", Proceedings of 20th International Pump Users Symposium.

ISO, 2008, "Downhole Equipment for Petroleum and Natural Gas Industries - Progressing Cavity Pump Systems for Artificial Lift", Technical Standards.

LIMA, J. A., PALADINO, E. E., ALMEIDA, R. F. C. e ASSMANN, F. P. M., 2009, "Mesh Generation Process for the Numerical Simulation of the Fluid Structure Interaction, within Progressing Cavity Pumps", Proceedings of Brazilian Congress of Mechanical Engineering – COBEM 2009, Gramado, Nov. 15-20.

LIMA, J. A. e PALADINO, E. E., 2006a, "Simulação Computacional da Interação Fluido-Estrutura no Interior de Bombas de Cavidades Progressivas", Relatório Técnico 1, Maio/2006, LMC/PPGEM/UFRN.

LIMA, J. A. e PALADINO, E. E., 2006b, "Simulação Computacional da Interação Fluido-Estrutura no Interior de Bombas de Cavidades Progressivas", Relatório Técnico 2, Dezembro/2006, LMC/PPGEM/UFRN.

LIMA, J. A. e PALADINO, E. E., 2007a, "Simulação Computacional da Interação Fluido-Estrutura no Interior de Bombas de Cavidades Progressivas", Relatório Técnico 3, Julho/2007, LMC/PPGEM/UFRN.

MALISKA, C. R., 2004, "Transferência De Calor e Mecânica Dos Fluidos Computacional", LTC Editora, 2ª Edition.

MENTER, F. R., 1994, "Eddy Viscosity Transport Equations and Their Relation to the κ - ϵ Model", NASA TM 108854.

MENTER, F. R., 1997, "Eddy Viscosity Transport Equations and Their Relation to the κ - ϵ Model", ASME J.Fluids Engineering, Vol. 119, pp 876-884.

- MOINEAU, R., 1930, "Le Nouveau Capsulism", Tese de doutorado, University of Paris, Paris.
- NELIK, L. e BRENNAN, J., 2005, "Progressing Cavity Pumps, Downhole Pumps, and Mudmotors", Gulf Publishing Company, Houston, TX, USA.
- OLIVET, J.; GAMBOA, J. e KENYERY, F., 2002, "Experimental Study of Two-Phase Pumping in a Progressive Cavity Pump Metal to Metal" Proceedings of SPE Annual Technical Conference and Exhibition, San Antonio, Texas, USA, SPE 77730.
- RAW, M. J., 1985, "A New Control-Volume-Based Finite Element Procedure for Numerical Solution of the Fluid Flow and Scalar Transport Equations", University of Waterloo, Canada.
- ROBELLO, S. G. e SAVETH, K., 1998, "Progressing Cavity Pump (PCP): New Performance Equations for Optimal Design", Proceedings of SPE Permian Basin Oil and Gas Recovery Conference, Midland, Texas, US, SPE 39786.
- THOMAS, J. E., 2001, "Fundamentos de Engenharia de Petróleo", Editora Interciência, Rio de Janeiro/RJ.
- VETTER, G. e WINCEK, M., 1993, "Performance Prediction of Twin Screw Pumps for Two-Phase Gas/Liquid Flow, pumping Machinery", Edited by Paul Cooper, ASME, FED Vol. 154.
- VETTER, G. e PALUCHOWSKI, D., 1997, "Modeling of NPSHR For Progressing Cavity Pumps", ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting.
- VETTER, G., WIRTH, W. e PREGLER, S., 2000, "Multiphase Pumping with Twin-Screw Pumps-Understand and Model Hydrodynamics and Hydroabrasive Wear", Proceedings of 17th International Pump Users Symposium.
- VIDAL, F., 2005, "Desenvolvimento de um Simulador de Bombeio por Cavidades Progressivas", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal/RN.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)