

**JOSÉ LUIS GERARDO RAMÍREZ DUQUE**

**Modelagem e Simulação de uma Bomba  
Multifásica de Duplo Parafuso com  
Recirculação Interna**

**Tese apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para a  
obtenção do título de Doutor em  
Ciências**

**São Paulo**

**2016**

**JOSÉ LUIS GERARDO RAMÍREZ DUQUE**

**Modelagem e Simulação de uma Bomba  
Multifásica de Tipo Duplo Parafuso  
com Recirculação Interna**

**Tese apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para a  
obtenção do título de Doutor em  
Ciências**

**Área de concentração:  
Engenharia Mecânica de Energia e  
Fluidos**

**Orientador:  
Prof. Dr. Silvio de Oliveira Júnior**

**São Paulo**

**2016**

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, setembro de 2016.

Assinatura do autor \_\_\_\_\_

Assinatura do orientador \_\_\_\_\_

Duque, José Luis Gerardo Ramírez

Modelagem e Simulação de uma Bomba Multifásica de Duplo Parafuso com Recirculação Interna / J .L. G. R. Duque -- versão corr.-- São Paulo, 2016. 186 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Bomba multifásica de duplo parafuso 2.Modelo termo-hidráulico 3.Abertura da câmara de descarga 4.Recirculação interna 5.Expansão térmica. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Viver sempre com humildade,  
aprendendo de todos e de tudo,  
pois sempre haverá uma melhor maneira  
de fazer as coisas

Miguel Angel Cornejo, Mensagem.

Para minha mãe.

## Agradecimentos

---

A Deus, pela vida, pela oportunidade da experiência vivida e por colocar no meu caminho pessoas que me ensinaram sobre petróleo, sobre a vida, sobre o mundo, sobre outras pessoas e que me fazem valorizar aquilo que tenho de mais precioso: meu tempo.

À minha mãe, pelo cuidado, pelos ensinamentos práticos ao longo da vida e pelo incondicional apoio.

À Ivy, minha companheira, amiga e mãe do meu filho, por acreditar sempre nas minhas capacidades e pela exclusiva dedicação ao nosso filho, quando precisei me ausentar e me dedicar aos estudos.

Ao meu filho Benjamin, que ainda é um bebê, mas que me presenteia diariamente com seus sorrisos e me faz acreditar em um futuro melhor.

Ao Professor Silvio, pelos ensinamentos, conselhos e pela paciência com minhas macarrônicas deficiências em Inglês e Português.

Ao amigo Juan, por me ajudar a resolver questões referentes ao código C++, por sua amizade de tantos anos.

Ao amigo Yamid, por seus conselhos, por sua amizade e pelas boas conversas, especialmente nos últimos meses.

Aos amigos Ali e Magid, pelos momentos de descontração nas corridas noturnas e este último, pela disposição em me ajudar com algumas questões matemáticas.

À Petrobras, pelo apoio econômico durante a maior parte dos meus estudos e pela oportunidade de estudar, trabalhar e aprender algo novo.

Ao Bornemann, pela solicitude com a qual me recebeu em sua fábrica, quando da minha visita à Alemanha.

Aos colegas da Flutrol, pela atenção e pela disposição em me ajudar a sanar dúvidas.

Ao Celso, pela ajuda com o código computacional.

E ao amigo Manuel, pelos almoços e conselhos, certamente fundamentais para que hoje eu tenha uma visão mais pragmática da vida.

# Sumário

---

Agradecimentos.....	vi
Sumário .....	viii
Lista de Figuras .....	xii
Lista de Tabelas.....	xx
Nomenclatura .....	xxii
Resumo.....	xxv
Abstract .....	xxvii
1 INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Justificativa .....	1
1.2 Objetivo.....	7
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	8
2.1 Introdução .....	8
2.2 Bombas multifásicas .....	8
2.3 Projetos de desenvolvimento de bombas multifásicas de duplo parafuso.....	9
2.3.1 Projeto Poseidon.....	9
2.3.2 Projeto MTT .....	9
2.3.3 Projeto MPA.....	9
2.3.4 Projeto DEMO 2000.....	10
2.3.5 Projeto MPT .....	10
2.4 Aplicações .....	10
2.4.1 Indústria de Petróleo e Gás.....	11
2.4.2 Tecnologia Submarina.....	11
2.4.3 Indústria Petroquímica .....	12

2.4.4	Outros Campos de Aplicação .....	12
2.5	Classificação das bombas multifásicas .....	13
2.6	Bombas multifásicas de duplo parafuso.....	14
2.7	Modelos matemáticos de bombas multifásicas de duplo parafuso	24
2.7.1	Modelos hidrodinâmicos de bombas multifásicas de duplo parafuso .....	24
2.7.2	Modelos Termo-Hidráulicos de Bombas Multifásicas de Duplo Parafuso .....	30
2.7.3	Modelos de transferência de calor de bombas multifásicas de duplo parafuso .....	42
2.7.4	Síntese dos modelos hidrodinâmicos, termo-hidráulicos e de transferência de calor das bombas multifásicas de duplo parafuso.....	48
2.8	Melhorias tecnológicas nas bombas multifásicas de duplo parafuso. ....	51
2.8.1	Recirculação de líquido .....	51
2.8.2	Injeção de líquido através da carcaça .....	53
2.8.3	Geometria Decrescente do Parafuso.....	54
3	MODELO MATEMÁTICO .....	56
3.1	Introdução: .....	56
3.2	Generalidades:.....	57
3.3	Balances de massa e energia .....	58
3.4	Refluxo.....	60
3.4.1	Fenda Radial .....	60
3.4.2	Fenda de Flanco.....	62
3.4.3	Fenda Periférica.....	64
3.5	Abertura gradual da câmara de descarga .....	66
3.5.1	Equações de abertura da fenda de flanco .....	68
3.5.2	Abertura da fenda periférica.....	72
3.5.3	Abertura da fenda radial .....	73
3.6	Recirculação entre a sucção e descarga da bomba.....	74
3.7	Transferência de calor .....	78

3.7.1	Transferência de calor no liner .....	80
3.7.2	Transferência de calor no rotor .....	82
3.7.3	Coeficientes de película.....	84
3.8	Expansão térmica .....	89
3.9	Potência.....	91
3.10	Cálculo das propriedades .....	92
4	IMPLEMENTAÇÃO NUMÉRICA.....	93
4.1	Recirculação .....	96
4.2	Fenda Radial Variável.....	96
4.3	Fenda de Flanco Variável.....	96
4.4	Fenda Periférica Variável.....	102
4.5	Transferência de calor .....	102
5	SIMULAÇÕES E RESULTADOS.....	106
5.1	Comparação do novo modelo com o de Nakashima.....	107
5.1.1	Abertura gradual da câmara de descarga:.....	109
5.1.2	Recirculação de líquido entre a sucção e a descarga da bomba:.....	117
5.1.3	Transferência de calor com o liner e o ambiente e cálculo da distribuição de temperatura na bomba.....	120
5.1.4	Expansão Térmica .....	127
5.1.5	Potência .....	138
5.2	Validação Experimental .....	139
5.2.1	Validação experimental com bomba Leistritz.....	139
5.2.2	Validação experimental em bomba Bornemann: .....	150
6	CONCLUSÕES: .....	159
6.1	Trabalhos futuros: .....	163
6.1.1	Sugestões para a modelagem e simulação:.....	163
6.1.2	Sugestões para os estudos experimentais: .....	165
	Referências Bibliográficas .....	167
	Apêndice A Sistema de coordenadas utilizado no liner.....	173
	A.1 Transformação de coordenadas .....	173
	Apêndice B Análise do efeito da troca de calor no modelo termo-hidráulico . .....	179

B1. Bomba Egashira:.....	180
B.2 Bomba Bornemann .....	182
B.2.1 Análise com o software comercial.....	182
B.2.2. Análise de resultados do modelo .....	184
Apêndice C Cálculo do número efetivo de câmaras .....	186
Apêndice D Resumo da metodologia empregada no desenvolvimento da tese .....	188

## Lista de Figuras

---

Figura 1.1 - Evolução de registros de exploração submarina da Petrobras nos últimos anos..	2
Figura 1.2 - Uso a nível mundial de bombas multifásicas.	3
Figura 2.1 - Tipos de Bombas Multifásicas.	13
Figura 2.2 - Bomba de duplo parafuso.	14
Figura 2.3 - Geometria das câmaras na bomba de duplo.	15
Figura 2.4 - Dimensões do parafuso.	16
Figura 2.5 - Fenda radial, de flanco e periférica, de uma bomba multifásica de duplo parafuso.	17
Figura 2.6 - Bomba multifásica de duplo parafuso: principio de funcionamento, escoamento através de câmaras e fendas.	17
Figura 2.7 - Distribuições de misturas de líquido-gás em bomba multifásica de duplo parafuso.	18
Figura 2.8 - Distribuições de misturas de líquido-gás com injeção de líquido na carcaça.	18
Figura 2.9 - Distribuição da potência durante a operação da bomba.	21
Figura 2.10 - Modelo para o refluxo interno e a compressão de gás.	25
Figura 2.11 - Excentricidade dos rotores nos furos da carcaça, devido ao aumento de pressão diferencial na bomba.	26
Figura 2.12 - Comparação entre resultados calculados e experimentais para: a) líquido com alta viscosidade, b) líquido com baixa viscosidade, c) mistura a 58% FVG, d) mistura a 93% FVG.	27
Figura 2.13 - a) Montagem experimental do compressor multifásico. b) Instalação de Transdutores e Sistema de aquisição de Dados.	28
Figura 2.14 - Diagrama distribuição de pressão para vários FVG.	29

Figura 2.15 - Tipos de fluxos na fenda periférica (anular) em uma bomba de parafuso: a) Couette; b) Taylor; c) Poiseuille. ....	31
Figura 2.16 - Comparação entre dados experimentais de Yamada (1962) e calculado pelas correlações de Nakashima – cilindros concêntricos. ....	32
Figura 2.17 - Influência da rotação no perfil de pressão: FVG=0,50, $P_s=1,0$ bar e $\Delta P=15,0$ bar, valores experimentais de Korner (1998). ....	32
Figura 2.18 - Perfil de pressão calculado para baixas FVG: $n=2900$ , $PS=1,0$ bar e $\Delta P=10,0$ bar. ....	33
Figura 2.19 - Gráficos, (a) densidade, (b) temperatura na fenda e (c) o componente de velocidade $u$ periférica. ....	35
Figura 2.20 - Montagem experimental. ....	37
Figura 2.21 - Dados experimentais em diferentes FVG à velocidade de rotação de 2900rpm em comparação às curvas características calculadas. ....	37
Figura 2.22 - Dados experimentais em diferentes FVG à velocidade de rotação de 2.900 rpm em comparação às distribuições de pressão calculadas. ....	38
Figura 2.23 - Comparação dos dados experimentais com as distribuições de temperatura a 90% de FVG, pressão diferencial de 4,0 bar e velocidade de rotação de 2900 rpm (Räbiger et al., 2008). ....	38
Figura 2.24 - Comparação dos dados experimentais com as distribuições de temperatura a 98% de FVG, pressão diferencial de 4,0 bar e velocidade de rotação de 2900 rpm. ....	39
Figura 2.25 - Instalação experimental para imagem a alta velocidade ....	39
Figura 2.26 - Refluxo dentro das fendas periféricas – 2900 rpm, 90% FVG, 4,0 bar. ....	40
Figura 2.27 - Refluxo dentro das fendas periféricas – 2900 rpm, 98% FVG, 4,0 bar. ....	40
Figura 2.28 - Os diagramas P-V do compressor com: a) vazões de água variável e b) velocidades de rotação variável. ....	41
Figura 2.29 - Representação simplificada das trocas de calor nas câmaras da bomba. ....	43
Figura 2.30 - Sistema de Coordenadas usadas para calcular a transferência de calor nos parafusos. ....	44

Figura 2.31 - Sistema de coordenadas excêntricas usados para calcular a transferência de calor na carcaça.....	44
Figura 2.32 - Distribuição de Temperatura no parafuso em a perda de escorva: (a) antes e (b) depois. Temperaturas em K. ....	45
Figura 2.33 - Distribuição de temperatura para o LOP.....	46
Figura 2.34 - Distribuição da temperatura na superfície do parafuso sem e com a expansão térmica. ....	48
Figura 2.35 - Recirculação interna dentro de uma bomba multifásica de duplo parafuso.....	51
Figura 2.36 - Recirculação Externa dentro de uma bomba multifásica de duplo parafuso.....	52
Figura 2.37 - Pontos de injeção de líquido através da carcaça.....	53
Figura 2.38 - Parafuso de geometria decrescente.....	54
Figura 2.39 - Resultados experimentais com a geometria de parafuso decrescente.....	55
Figura 3.1 - Representação simplificada do método de cálculo do modelo...	58
Figura 3.2. Balanço de energia e massa para uma câmara.....	59
Figura 3.3 - Passagem do fluido através das interseções formadas pela montagem dos parafusos e o <i>liner</i> na bomba.....	60
Figura 3.4 - Parâmetros geométricos para o cálculo do refluxo através da fenda radial. ....	61
Figura 3.5 - Parâmetros geométricos para o cálculo do refluxo através da fenda de flanco.....	63
Figura 3.6 - Processo de abertura da última câmara.....	66
Figura 3.7 - Ilustração do comportamento cíclico das câmaras e o processo de criação e abertura das câmaras.....	67
Figura 3.8 - Distribuição de pressão durante a abertura da última câmara. ...	68
Figura 3.9. Geometria da fenda de flanco e área equivalente.....	69
Figura 3.10 - Geometria da fenda de flanco em função do ângulo teta. ....	71
Figura 3.11 - Área do filete da última câmara para uma volta.....	72
Figura 3.12 - a) Desenvolvimento da fenda radial, b) comprimento axial em número de passos da câmara fluida no início da abertura da câmara. ....	73

Figura 3.13 - Recirculação interna dentro de uma bomba multifásica de duplo parafuso. ....	75
Figura 3.14 - Esquema de recirculação interna de uma bomba multifásica de duplo parafuso. ....	75
Figura 3.15 - a) Secção transversal da bomba, perto do canal de recirculação, b) Distribuição do fluxo de recirculação. ....	76
Figura 3.16 - Secção transversal da bomba multifásica de duplo parafuso. ..	79
Figura 3.17 - Resistencia térmica equivalente para o cálculo da transferência de calor entre o fluido de trabalho e o ambiente. ....	79
Figura 3.18 - Modelo computacional considerado para os cálculos. ....	81
Figura 3.19 - Domínio computacional transformado. ....	81
Figura 3.20 - Modelo computacional considerado para os cálculos. ....	83
Figura 3.21 - Domínio computacional transformado. ....	84
Figura 3.22 - Representação simplificada das trocas de calor nas câmaras da bomba. ....	87
Figura 3.23 - Transferência de calor entre o parafuso e o liner durante a operação da bomba. ....	87
Figura 3.24 - Distribuição de temperatura ao longo do rotor de uma bomba multifásica. ....	89
Figura 3.25. Espessura da fenda radial (esquerda) e periférica (direita) antes (linhas suaves) e depois (linhas arrojadas) da dilatação térmica. ....	90
Figura 4.1 - Fluxograma simplificado do programa principal. ....	97
Figura 4.2 - Fluxograma do calculo do fluxo de recirculação. ....	98
Figura 4.3. Fluxograma do calculo do refluxo na abertura da fenda de flanco. ....	99
Figura 4.4. Fluxograma do refluxo na abertura da fenda radial. ....	100
Figura 4.5. Fluxograma do calculo do refluxo na abertura da fenda periférica. ....	101
Figura 4.6. Orientação do volume do controle. ....	102
Figura 5.1 - Distribuição de pressão durante a abertura da última câmara. .	109
Figura 5.2 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica. Caso: água-ar, 10 bar de pressão diferencial. ....	110

Figura 5.3 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica. Caso: água-ar, 20 bar de pressão diferencial.....	111
Figura 5.4 - Vazão sucção, backflow e vazão teórica - Caso: água-ar, 30 bar de pressão diferencial -.....	111
Figura 5.5 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso. Caso: água-ar, 10 bar de pressão diferencial.....	113
Figura 5.6 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso. Caso: água-ar, 20 bar de pressão diferencial.....	113
Figura 5.7 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso. Caso: água-ar, 30 bar de pressão diferencial.....	114
Figura 5.8 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso. Caso: água-ar, 90% FVG, 10, 20 e 30 bar de pressão diferencial.....	114
Figura 5.9 - Vazão de sucção, refluxo e vazão teórica. Caso: óleo-gás, 40 bar de pressão diferencial.....	113
Figura 5.10 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso. Caso: óleo-gás, 40 bar de pressão diferencial.....	116
Figura. 5.11 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso - Caso: água-ar, 90% FVG, 20, 40 e 60 bar de pressão diferencial - .....	117
Figura 5.12 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica. Caso: óleo-gás, 40 bar de pressão diferencial.....	118
Figura 5.13 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso. Caso: óleo-gás, 40 bar de pressão diferencial.....	118
Figura 5.14 - Distribuição de temperatura ao longo do parafuso. Caso: óleo-gás, 40 bar de pressão diferencial. ....	119
Figura 5.15 - Distribuição da FVG nas câmaras ao longo do parafuso. Caso: óleo-gás, 40 bar pressão diferencial.....	120
Figura 5.16 - Fenômeno de convecção forçada no fluido no interior das câmaras e o fluido dentro do canal formado entre o <i>liner</i> e a carcaça -.....	121
Figura 5.17 - Variação da vazão de sucção com a pressão diferencial. Caso: óleo-gás e 90% FVG.....	122
Figura 5.18 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso. Caso: óleo-gás, 90% FVG e 40 bar de pressão diferencial.....	122

Figura 5.19 - Evolução da temperatura do fluido nas câmaras, comparado com a distribuição de temperatura no canal. ....	123
Figura 5.20 - Distribuição de temperatura ao longo do parafuso. Caso: óleo-gás, 90% GVF, 60 bar de pressão diferencial. ....	124
Figura 5.21 - Distribuição de temperatura no liner (Seção A). Caso: óleo-gás, 90% FVG, 60 bar de pressão diferencial. ....	125
Figura 5.22 - Distribuição de temperatura no liner (Seção B) - Caso: óleo-gás, 90% FVG, 60 bar de pressão diferencial. ....	126
Figura 5.23 - Distribuição de temperatura no liner (Seção C). Caso: óleo-gás, 90% FVG, 60 bar de pressão diferencial. ....	126
Figura 5.24 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica - Caso: água-ar, 10 bar de pressão diferencial - ....	127
Figura 5.25. Vazão de sucção, backflow e vazão teórica. Caso: água-ar, 20 bar de pressão diferencial. ....	128
Figura 5.26 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica. Caso: água-ar, 30 bar de pressão diferencial. ....	129
Figura 5.27 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso. Caso: água-ar, 10 bar de pressão diferencial. ....	130
Figura 5.28 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso. Caso: água-ar, 20 bar de pressão diferencial. ....	131
Figura 5.29 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso. Caso: água-ar, 30 bar de pressão diferencial. ....	131
Figura 5.30 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso a 90% FVG. Caso: água-ar, 10, 20 e 30 bar de pressão diferencial. ....	132
Figura 5.31 - Variação das fendas radial e periférica ao longo da bomba com a expansão térmica. Caso: água-ar, 90% FVG, 20 bar de pressão diferencial. ....	133
Figura 5.32 - Distribuição de temperatura. Exp. Térmica 1 (considera a fenda periférica), Exp. Térmica 2 (Considera as fendas radial e periférica). Caso: água-ar, 90% FVG, 20 bar de pressão diferencial. ....	133
Figura 5.33 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica. Caso: óleo-gás, 40 bar de pressão diferencial. ....	134

Figura 5.34 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso. Caso: óleo-gás, 40 bar. de pressão diferencial.....	135
Figura 5.35 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso. Caso: óleo-gás, 90% FVG, 20, 40 e 60 bar de pressão diferencial.....	136
Figura 5.36 - Distribuição de temperatura ao longo do parafuso. Caso: óleo-gás, 90% FVG, 20, 40 e 60 bar de pressão diferencial. ....	137
Figura 5.37 - Potência total para diferentes FVG e pressões diferenciais, operando com misturas de óleo-gás. ....	138
Figura 5.38 - Potência de atrito para diferentes FVG e pressões diferenciais, operando com misturas de óleo-gás. ....	139
Figura 5.39 - Montagem experimental da BMDP Leistritz P-100.....	140
Figura 5.40 - Vista da seção transversal da BMDP Leistritz P-100 utilizada nos experimentos.....	140
Figura 5.41 - Variação da vazão de sucção com o diferencial de pressão. Caso: água-ar, 0% FVG e 3600 rpm. ....	142
Figura 5.42 - Variação da vazão de sucção com o diferencial de pressão. Caso: água-ar, 50% FVG e 3600 rpm. ....	144
Figura 5.43 - Variação da vazão de sucção com o diferencial de pressão. Caso: água-ar, 90% FVG e 3600 rpm. ....	144
Figura 5.44 - Variação da vazão de sucção com o diferencial de pressão. Caso: água-ar, 95% FVG e 3600 rpm. ....	145
Figura 5.45 - Variação da temperatura de descarga com diferencial de pressão. Caso: água-ar, e 3600 rpm. ....	146
Figura 5.46 - Variação da eficiência volumétrica com o diferencial de pressão. Caso: água-ar, e 3600 rpm. ....	147
Figura 5.47 - BMDP Bornemann MW-6.5zk-37 com tecnologia de recirculação interna através da carcaça.....	151
Figura 5.48 - Montagem experimental da BMDP Bornemann MW-6.5zk-37 com recirculação interna através da carcaça.....	151
Figura 5.49 - Variação da vazão de sucção com a pressão diferencial. Caso: água-ar, 0% FVG e 1350 rpm.....	153

Figura 5.50 - Variação da vazão de sucção com a pressão diferencial. Caso: água-ar, 70% FVG e 1350 rpm. ....	154
Figura 5.51 - Variação da vazão de sucção com a pressão diferencial. Caso: água-ar, 95% FVG e 1350 rpm. ....	156
Figura 5.52 - Variação da temperatura com diferencial de pressão. Caso: água-ar, e 1350 rpm.....	156
Figura 5.53 - Variação da eficiência volumétrica com o diferencial de pressão. Caso: água-ar, 1350 rpm. ....	157
Figura 5.54 - Distribuição de pressão ao longo da bomba. Caso: água-ar 13,79 bar de pressão diferencial, 1800 rpm. ....	158
Figura A.1 - Relaciones geométricas para transformação de coordenadas cartesianas para coordenadas polares.....	173
Figura B.1 - Geometria e domínio computacional da carcaça (bomba Egashira) .....	179
Figura B.2 - Distribuição de temperatura e fluxo de calor na carcaça. ....	181
Figura B.3 - Geometria e domínio computacional do <i>liner</i> (Bomba Bornemann).....	182
Figura B.4 - Distribuição de temperatura e fluxo de calor no <i>liner</i> . ....	183
Figura D.1 - Esboço da metodologia proposta para desenvolvimento dos processos de modelagem e simulação das bombas multifásicas de duplo parafuso..	189

## Lista de Tabelas

---

Tabela 2.1 - Resumo dos modelos recentes para bombas de duplo parafuso. .....	20
Tabela 2.2. Modelos hidrodinâmicos, termo-hidráulicos, e de transferência de calor para bombas multifásicas de duplo parafuso. ....	49
Tabela 3.1. Relações usadas no cálculo da transferência de calor entre a superfície interna do <i>liner</i> e do parafuso.....	85
Tabela 3.2. Valores de $Nu,l$ usados no cálculo da transferência de calor na superfície externa do <i>liner</i> .....	88
Tabela 4.1. Critérios de convergência utilizados no programa. ....	94
Tabela 5.1. Parâmetros geométricos da bomba de Egashira. ....	107
Tabela 5.2: Parâmetros de Operação da bomba de Egashira. ....	107
Tabela 5.3. Parâmetros geométricos da bomba da Petrobras. ....	108
Tabela 5.4. Parâmetros de Operação da bomba. (Fonte: Elaborado pelo autor) .....	108
Tabela 5.5. Parâmetros geométricos da BMDP Leistriz P-100. ....	141
Tabela 5.6. Parâmetros de Operação da BMDP Leistriz P-100.....	141
Tabela 5.7. Incerteza dos instrumentos de medição usados nos experimentos .....	141
Tabela 5.8. Comparação entre os resultados de vazão de sucção e temperatura de descarga calculados pelo modelo e os dados experimentais de Kroupa (2011). ....	148
Tabela 5.9. Comparação entre os resultados de vazão de sucção e temperatura de descarga calculados pelo modelo e os dados experimentais de Kroupa (2011). ....	149

Tabela 5.10. Parâmetros geométricos da BMDP Bornemann MW-6.5zk-37. .....	152
Tabela 5.11. Parâmetros de Operação da BMDP Bornemann MW-6.5zk-37. .....	152
Tabela 5.12. Incerteza dos instrumentos de medição usados nos experimentos.....	152
Tabela 5.13. Comparação entre os resultados de vazão de sucção e temperatura de descarga calculados pelo modelo e os dados experimentais de Chan (2006). .....	155
Tabela B1. Superfícies e coeficientes de troca de calor interna e externa..	181
Tabela B2. Superfícies e coeficientes de troca de calor interna e externa..	183
Tabela B3. Balanços de energia para uma iteração (1/50 volta).....	184

# Nomenclatura

---

## Símbolos Latinos

<b>a</b>	: Distância entre centros dos eixos do parafuso (m)	<b>f<sub>t</sub></b>	: Índice do refluxo na ponta do parafuso respeito do refluxo total através de todas as fendas (mm)
<b>A</b>	: Vetor normal* área da face da célula, área transversal do canal (m <sup>2</sup> ), área superficial (m <sup>2</sup> )	<b>FVG</b>	: Fração volumétrica de gás
<b>A<sub>ff</sub></b>	: Variação da área da fenda de flanco com a rotação (m <sup>2</sup> )	<b>FVM</b>	: Método dos volumes finitos
<b>A<sub>fp</sub></b>	: Variação da área da fenda periférica com a rotação (m <sup>2</sup> )	<b>g</b>	: Aceleração da gravidade (m/s <sup>2</sup> )
<b>A<sub>s,t</sub></b>	: Área de refluxo efetivo na fenda periférica (mm <sup>2</sup> )	<b>h</b>	: Entalpia específica (kJ/kg), altura da fenda (m), coeficiente de película (kW/m <sup>2</sup> K)
<b>A<sub>Tf</sub></b>	: Área inicial da fenda de flanco (m <sup>2</sup> )	<b>H</b>	: Altura do filete do parafuso (m), altura do canal retangular (m)
<b>API</b>	: Instituto americano de petróleo	<b>I</b>	: Partes da Equação de Navier-Stokes, derivada em relação a <i>t</i>
<b>b</b>	: Variação do raio interno da fenda de flanco respeito da rotação (m)	<b>J</b>	: Jacobiano
<b>B</b>	: Espessura do filete do parafuso ou canal (m)	<b>J, K, L</b>	: Partes da equação de Navier-Stokes, derivadas em relação a <i>x</i> , <i>y</i> e <i>z</i>
<b>Backflow</b>	: Refluxo (m <sup>3</sup> /h)	<b>k</b>	: Câmara k, condutividade térmica (kW/m K)
<b>BMDP</b>	: Bomba multifásica de duplo parafuso	<b>k<sub>e</sub></b>	: Coeficiente de perdas para o ingresso do fluido na fenda
<b>c</b>	: Calor específico (kJ/kg.K), velocidade do som (m/s)	<b>K</b>	: expoente adiabático
<b>C<sub>M</sub></b>	: Coeficiente de torque	<b>K<sub>f</sub></b>	: número de filetes
<b>CFD</b>	: Dinâmica de fluidos computacional	<b>l</b>	: Variação da largura da fenda radial com a rotação(m), comprimento do parafuso (mm), Comprimento da fenda periférica do parafuso (m)
<b>d</b>	: Diâmetro interno do parafuso (m)	<b>l<sub>f</sub></b>	: Largura equivalente para o cálculo da área equivalente da fenda de flanco (m)
<b>dP</b>	: pressão diferencial (bar)		
<b>D</b>	: Diâmetro externo do parafuso (m)		
<b>D<sub>h</sub>, d<sub>h</sub></b>	: Diâmetro hidráulico (mm)		

$l_h$	: Arco helicoidal para o cálculo da fenda equivalente
$L$	: Largura da fenda radial (m)
$LOP$	: Loss of prime (perda de escorva)
$m$	: Massa (kg)
$N_{BM}$	: Número efetivo de câmaras
$Nu$	: Número de Nusselt
$p$	: Passo do parafuso (m)
$P$	: Pressão (Pa), unidade de potência (kW)
$Pr$	: Número de Prandtl
$q$	: Fluxo de calor ( $W/m^2$ )
$Q$	: Calor (kJ), Refluxo ( $m^3/h$ )
$Q_{s,i}$	: refluxo através da fenda $i$ do parafuso
$q^*$	: Calor transferido por unidade de comprimento ( $kJ/kg.m$ )
$r$	: Raio (mm)
$R_k$	: Resistência térmica na condução
$R_h$	: Resistência térmica na convecção
$Re$	: Número de Reynolds
$R_{ext}$	: Raio externo do parafuso (m)
$R_{int}$	: Raio interno do parafuso (m)
$R_{qp}$	: Relação entre a troca de calor pela carcaça e a potência fornecida pela bomba
$s$	: Altura da fenda ( $\mu m$ )
$t$	: Tempo (s)
$T$	: Temperatura ( $^{\circ}C$ ou $K$ ), torque (N m)
$Ta$	: Número de Taylor
$Teo$	: Teórico
$T_d$	: Temperatura de descarga (K)
$TNBP$	: Ponto de ebulição normal verdadeiro (K)
$T_s$	: Temperatura de sucção (K)
$u,U$	: Energia interna ( $kJ/kg$ , $kJ$ )
$U,w$	: Velocidade média (m/s)
$V$	: Volume ( $m^3$ )

$V_{lkg}$	: Velocidade do refluxo através da fenda (m/s)
$W$	: Trabalho (kJ), largura do canal (m)
$x, y, z$	: Coordenadas ou distâncias (m)
$X$	: Fração mássica de gás
$z$	: Fração mássica dos componentes

### Símbolos Gregos

$\alpha, \beta, J, \gamma$	: Parâmetros analíticos
$\beta$	: Ângulo em função da geometria do parafuso para o cálculo da área da fenda de flanco (rad)
$\Delta$	: Variação
$\epsilon$	: Excentricidade relativa
$\rho$	: Densidade ( $kg/m^3$ )
$\mu$	: Viscosidade dinâmica (Pa s)
$\lambda$ ou $f$	: Fator de atrito, coeficiente de dilatação térmica ( $1/K$ )
$\eta$	: Eficiência
$\eta_v$	: Eficiência volumétrica
$r, \theta, \zeta$	: Coordenadas cilíndricas
$\theta$	: Ângulo de rotação (rad)
$\omega$	: velocidade de rotação (rad/s)

### Subscritos

$an$	: Anular
$c$	: Carcaça, circular, crítico
$cha, k$	: Câmara, câmara k
$D$	: Descarga
$dp$	: Diferença de pressão
$e$	: Externo
$exp$	: Experimental
$g$	: Fase gasosa
$f$	: Flanco, fluido
$F$	: Fenda de flanco
$H$	: Homogênea
$i$	: Entrada, interno
$i,j,k$	: Indicadores de células
$in$	: Entrada do refluxo
$mod$	: Modelo
$j$	: Componente j

**l** : Líquido, índice de área da face da célula

**L** : *Liner*

**m,n** : Índice direção

**o** : Saída

**p** : Pressão constante, periférica

**r** : Rotor

**R** : Fenda radial

**Rot** : Rotação

**s** : Sólido

**t** : Turbulento

**tech** : Técnico

**th** : Teórico

**z** : Axial

### **Sobrescritos**

**i** : Instante *i*

# Resumo

---

As crescentes exigências sobre o desempenho de sistemas de bombeamento multifásico combinadas aos aspectos relacionados com a maior disponibilidade operacional desses sistemas, bem como as futuras condições de funcionamento atingindo pressões perto de 150 bar, destacam a importância de desenvolver modelos matemáticos precisos para prever o comportamento do desempenho nestes equipamentos.

Nesta tese foi aperfeiçoado o modelo termo-hidráulico de uma bomba multifásica de tipo duplo parafuso desenvolvido por Nakashima (2005) e foram incluídos os efeitos da abertura gradual da última câmara, recirculação de líquido entre a sucção e descarga, transferência de calor através do *liner* e expansão térmica. Uma vez fornecidos os dados geométricos da bomba e as suas condições de operação, é possível calcular os parâmetros de desempenho mais importantes, como: eficiência volumétrica, vazão de sucção e refluxo, potência consumida e distribuição de pressão e temperatura. As equações implementadas foram desenvolvidas a partir dos balanços de massa e energia nas câmaras, tendo em conta a geometria da bomba e a variação das fendas durante sua operação. As rotinas e métodos necessários para a sua solução numérica foram implementadas utilizando programação orientada a objetos (C++).

Os resultados fornecidos pelo modelo aperfeiçoado foram comparados com dados experimentais da literatura e uma boa concordância foi encontrada na faixa de até 95 % FVG, nos casos estudados, para bombas com e sem tecnologia de recirculação. Devido à complexidade dos fenômenos físicos envolvidos durante a operação da bomba, o impacto de cada um dos efeitos incorporados nos cálculos do modelo foi avaliado e discutido individualmente. Assim, foi demonstrada a grande influência da recirculação, da abertura gradual da câmara de descarga e da expansão térmica nos cálculos dos parâmetros de operação mais importantes da bomba. Além

disso, a transferência de calor pode ser considerada desprezível, já que seu valor é baixo quando comparado com a potência fornecida pela bomba e, portanto, não influencia os balanços de energia que determinam os estados termodinâmicos das câmaras. No entanto, esse efeito é necessário para calcular a distribuição de temperatura da bomba e a expansão térmica nos parafusos e no *liner*.

**Palavras Chave:** Abertura da câmara de descarga, Bomba de duplo parafuso, Bomba multifásica, Expansão térmica, Modelo termo-hidráulico, Recirculação, Transferência de calor.

# Abstract

---

The increasing requirements about the performance of multiphase pumping systems combined with those related to a higher operational availability of such systems, as well as future operating conditions with pressure increase at about 150 bar, highlights the importance of developing accurate mathematical models to predict the performance behavior of these equipments.

In this thesis it was improved the thermo-hydraulic behavior of a twin screw multiphase pump developed by Nakashima (2005), and were included the effects of the gradual opening of the last chamber, fluid recirculation between suction and discharge of the pump, heat transfer through the liner, thermal expansion and different working fluids (water-air and oil-gas). Giving pump geometry and operational conditions, it is possible to calculate the most important pump parameters performance, such as, volumetric efficiency, suction flow, back-flow, power consumption and pressure and temperature distribution. The model equations were developed based on mass and energy balances in the chambers taking into account the pump geometry and the clearance variation due to operation. Its implementation was made in C++.

The results obtained by the new model were compared with experimental data of the bibliography, and a good accuracy was found in it with values till 95% GVF for the studied cases, with and without recirculation technology. Due to the physical phenomenon complexity related with the pump operation, the impact of each effect in the model calculations was evaluated and discussed separately. So, it was demonstrated the importance of the recirculation, the gradual opening of the last chamber and the thermal expansion in the calculation of the most important pump operation parameters. However, the heat transfer can be neglected, because its value is very low when compared with the pump power supply, and therefore, it does not influence the energy balances that determine thermodynamic state in the chambers. However, this effect is necessary to calculate the temperature distribution along the pump and the thermal expansion in the screws and the liner.

**Key words:** Discharge chamber opening, Heat transfer, Multiphase pump, Recirculation, Thermal Expansion, Thermo-hydraulic model, Twin screw pump.

---

# 1 INTRODUÇÃO

---

## *1.1 Justificativa*

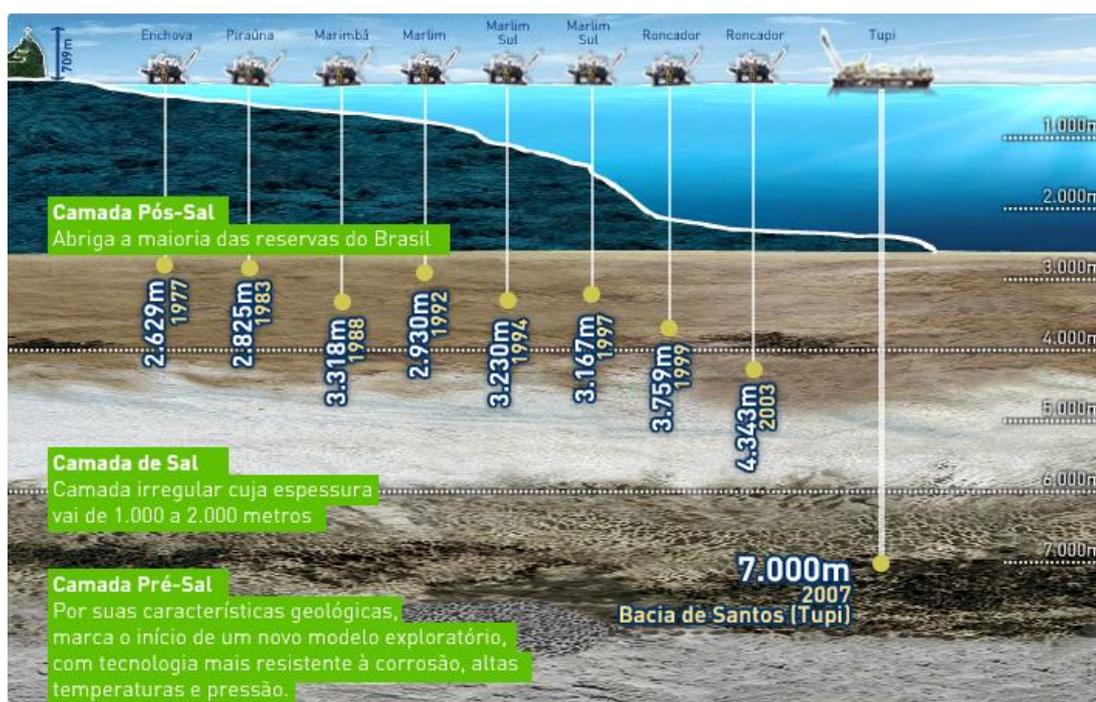
A necessidade de garantir as reservas energéticas nas próximas décadas é um tema de pesquisa em nível mundial. As alternativas energéticas renováveis, desenvolvidas para ajudar a minimizar o impacto ambiental dos combustíveis fósseis, como é o caso da energia solar, energia eólica, biocombustíveis, ainda não podem garantir a energia necessária para substituir os combustíveis fósseis tradicionais. Além disso, nem todas são economicamente viáveis atualmente e seu verdadeiro impacto sobre o meio ambiente, uso do solo, segurança alimentar e contribuição na redução das emissões de carbono na atmosfera são temas de discussão. Diante desse contexto, as energias não renováveis tradicionais como o petróleo ainda serão determinantes na matriz energética mundial nas próximas décadas.

A exploração de petróleo no Brasil estende-se desde 1939 quando as primeiras jazidas de petróleo foram descobertas na localidade de Lobato, Bahia. No entanto, apenas a partir da década de 50, com a constituição da Petrobrás, é que a exploração de petróleo no país teve início efetivo com a instalação de duas refinarias, Mataripe (Estado de Bahia) e Cubatão (Estado de São Paulo) em 1954. Inicialmente, todas as jazidas encontravam-se na plataforma continental, localizadas principalmente no Recôncavo Baiano. A história do sucesso na exploração marítima, que projetou mundialmente o Brasil como líder em tecnologia neste nicho da indústria petrolífera, começou efetivamente apenas em 1968 (Nakashima, 2005).

Os primeiros poços perfurados no litoral brasileiro encontravam-se em águas rasas, onde a profundidade da lâmina d'água não ultrapassava os 400 metros. A expansão da produção para águas profundas começou a partir de 1984 e 1985, quando foram descobertos, respectivamente, os campos gigantes de Albacora e

Marlim, os primeiros localizados em águas profundas. Com isso, tem-se início à busca de capacitação técnica para a perfuração e produção em grandes profundidades através dos PROCAP (Programas da Petrobras de Desenvolvimento Tecnológico de Sistemas de Produção em Águas Profundas). Os dois primeiros programas, PROCAP-1000 e PROCAP-2000, que buscaram desenvolver tecnologias para a exploração em profundidades de até 1000 e 2000 metros, respectivamente, levaram a sucessivos recordes de profundidade nas décadas de 1980 e 1990 e, em 1999, a Petrobrás atinge a produção a 1850 metros no campo de Roncador. Com todos esses avanços, cerca de 82% do petróleo brasileiro vem de plataformas marítimas hoje em dia. Sendo 18% em águas rasas e 64% em águas profundas. A tendência para o futuro é que a participação da produção em águas profundas aumente ainda mais tendo em vista que 46% das reservas comprovadas encontram-se em profundidades de 400 a 1000 metros. Assim, a maioria da exploração concentrou-se nas águas profundas atingindo profundidades maiores a 4000 m na camada de pré-sal, no campo Roncador no ano 2003, e 7000 m na camada de pré-sal na Bacia de Santos no ano 2007. (Fig. 1.1).

Figura 1.1 - Evolução de registros de exploração submarina da Petrobras nos últimos anos.

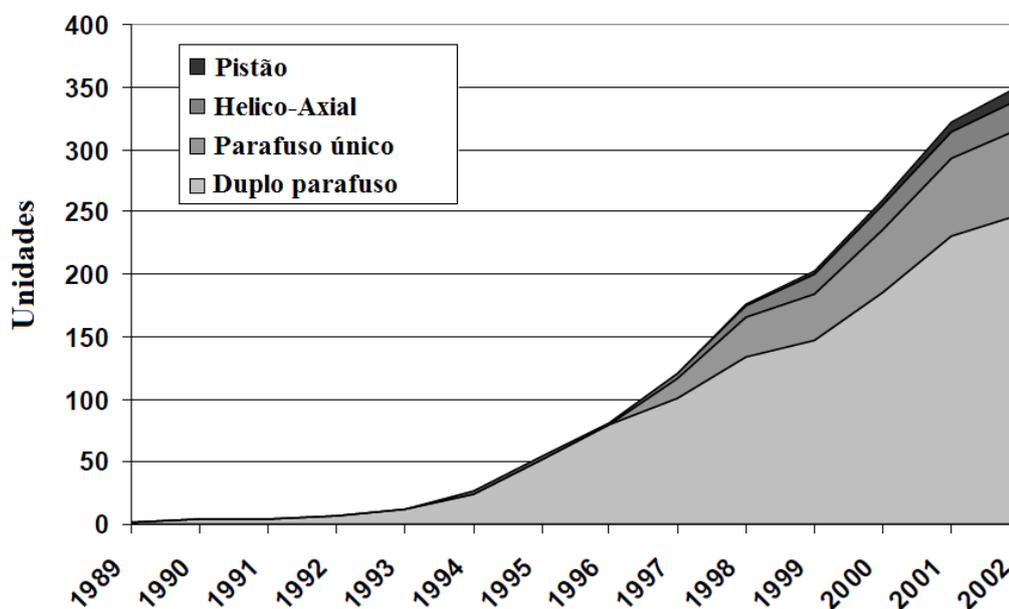


Fonte: Petrobras.

Além da tendência no futuro na extração de óleo submarino em profundidades superiores a 7000 m, mais da metade do óleo encontrado no mundo ainda permanece em poços maduros abandonados. Por este motivo, o desenvolvimento de tecnologias multifásicas econômica e ambientalmente viáveis é crucial para garantir as necessidades energéticas futuras. A dependência de energias não renováveis nos próximos 30 anos é garantida em parte devido ao aumento do consumo energético, principalmente pelo desenvolvimento de economias emergentes e o incremento da população mundial.

Anos atrás, a extração do óleo remanescente nos poços maduros era inviável economicamente. No entanto, a diminuição das jazidas de óleos leves na plataforma continental e o incremento dos preços internacionais dos combustíveis fizeram reavaliar sua viabilidade econômica. Portanto, as tecnologias de recuperação de fluidos multifásicos pesados capazes de estender a vida útil dos depósitos de petróleo devem ser desenvolvidas e aperfeiçoadas. Dentre elas podem-se citar os equipamentos de bombeamento multifásico.

Figura 1.2 – Utilização de bombas multifásicas no mundo.



Fonte: Scott (2002).

A crescente demanda e requerimentos da indústria do petróleo, impulsionou o desenvolvimento de diferentes tecnologias de bombeamento multifásico. Estas tecnologias podem ser classificadas em bombas de deslocamento positivo e bombas roto-dinâmicas. Entre as bombas de deslocamento positivo, as bombas de duplo parafuso são dominantes (Fig. 1.2). Neste tipo de bomba, a rotação das engrenagens dos parafusos cria uma ou mais câmaras, as quais se deslocam continuamente desde a região da sucção até a descarga. Portanto, qualquer tipo de produto (gás, líquido ou sólido) capaz de ser inserido na câmara de sucção será levado até a descarga. Esta característica permite que a bomba possa ser manejada para operar em vazões e pressões consideravelmente grandes, além de altas frações volumétricas de gás (FVG) que podem atingir valores entre 95 e 98 %, e tolerar suas flutuações.

A tecnologia de bombas multifásicas de duplo parafuso (BMDP) é ainda considerada nova, embora tenha sido mencionada na literatura em aplicações de líquidos em 1934, sua origem encontra-se em 1988, produto de projetos de pesquisas apoiados pelo governo alemão, como o Projeto Poseidon, MTT, MPP entre outros (World Pumps, 2009), os quais serão discutidos na revisão bibliográfica. Durante os últimos anos, as bombas multifásicas ganharam uma maior aceitação, especialmente no campo da produção de petróleo. Têm importantes aplicações na extração de petróleo submarino e substituíram equipamento convencional de produção, por uma tecnologia simples e econômica.

A bomba multifásica permite que o escoamento de líquido/gás sem processamento possa ser transportado a grandes distâncias, para centros de processamento remotos sem precisar de separação prévia.

O interesse para a produção multifásica conduz a instalações nos campos mais simples e menores, motivado principalmente pela necessidade de uma produção mais econômica.

O bombeamento multifásico permite eliminar o uso de separadores, compressores, equipamentos individuais de bombeamento, aquecedores, queimadores de gás e linhas separadoras de fluxo e, portanto, melhora a produção com custos menores. Removendo todo este equipamento, o custo de uma instalação de bomba multifásica é perto do 70% de uma instalação convencional (Dal Porto & Larson 1996), e é possível obter uma economia significativa eliminando também a

estrutura em mar aberto. Por exemplo, em 2000, alcançou-se uma redução de 30% em despesas de capital ao instalar um sistema modular de bombeamento multifásico em uma plataforma de petróleo localizada no Mar do Norte, 120 km das Ilhas Shetland. Além disso, este sistema modular também reduziu o peso estrutural, o módulo completo tinha um peso de cerca de 700 toneladas das quais foram poupadas 300 toneladas de peso total. (Multiphase pumps, 2000).

Um benefício adicional é a redução do impacto ambiental nas instalações em terra. Seu menor tamanho ocupa uma pequena fração do espaço dos aparelhos tradicionais, e sua capacidade de transportar o gás num sistema fechado, evita o uso de ventilação e queima, dessa forma, garante baixas emissões, diminuindo o impacto sobre o meio ambiente. A sua capacidade para bombear o fluxo do poço para as unidades de processamento centralizadas distantes, e trabalhar com pressões de entrada muito baixas, faz das bombas multifásicas uma ferramenta ideal para a exploração de campos marginais. No entanto, as bombas multifásicas têm menor eficiência energética (30-50%, dependendo da fração de volume de gás e de outros fatores) em relação às bombas convencionais (60-70%) e os compressores (70-90%). (Shippen & Scott, S 2002).

O preço de extração de petróleo depende em grande parte do custo dos equipamentos de separação, instalados na locação dos poços, especialmente nos campos antigos, onde o levantamento artificial e o tratamento do campo podem fazer a produção inviável economicamente. Em velhos campos, as quantidades de água são acrescentadas na relação gás-petróleo (RGP), o que reduz a produção de petróleo. Enquanto que a tecnologia de produção convencional precisa de ajuste constante dos equipamentos de campo para enfrentar as constantes variações nas jazidas, a grande faixa operativa das bombas multifásicas permite uma reação flexível às condições variáveis do poço. Os poços já fechados e abandonados podem retornar à produção com a tecnologia de bombeamento multifásico. A redução da pressão hidrostática do poço permitirá que se mantenha produzindo, e o investimento se recupera pela produção rapidamente (Schoener, 2004).

Uma importante ferramenta na pesquisa e desenvolvimento está na modelagem e simulação de sistemas multifásicos que podem ser: sistemas de transporte, elevação ou bombeamento, os quais tem envolvidos complexos padrões

de escoamento que podem ser considerados como fluxo homogêneo ou com fases separadas, e cujo equacionamento poucas vezes tem soluções analíticas, precisando, na maioria das vezes, complexas soluções numéricas.

Um problema adicional é o cálculo das propriedades do fluido, devido ao grande número de componentes na mistura como o óleo e bem como a mudança das propriedades como a viscosidade, densidade, calor específico, devido aos processos de troca de massa, energia e quantidade de movimento, que envolvem complicados processos como a solubilidade do gás no fluido. Devido ao grande número de parâmetros envolvidos, os modelos e simulações e ainda as partes experimentais por simplicidade, consideram, na maioria das vezes, misturas de água ar (Nemoto, 2012).

O petróleo é composto de múltiplos hidrocarbonetos, sendo que as fases líquida e gasosa coexistem durante a operação da bomba (McCain, 1990). A transferência de massa entre as fases depende da pressão e temperatura locais. Portanto, as vazões de gás e óleo dependem do diagrama de fases ou diagrama pressão-volume-temperatura (PVT) do fluido. Com as altas variações de pressão, os efeitos da transferência de massa não podem ser ignorados. Além disso, os hidrocarbonetos provenientes do reservatório estão misturados com água, de modo que três fases ocorrem em geral, o que faz com que muitas vezes emulsões sejam consideradas.

Considerando diferentes tipos de fluidos, muitos trabalhos de modelagem e simulação que descrevem o funcionamento das bombas multifásicas de duplo parafuso, incluindo misturas de água, ar e óleo, são apresentados na revisão bibliográfica. Da mesma forma, diferentes considerações para o fluxo nas câmaras, refluxo, troca de calor nos parafusos e a carcaça entre outros, foram sistematizados e discutidos.

O modelo termo-hidráulico desenvolvido por Nakashima (2005) para uma bomba multifásica de duplo parafuso procurava auxiliar a compreensão do funcionamento da bomba e permitir estudos comparativos contra outras alternativas de processamento primário de petróleo. Para tanto, o modelo calcula: a distribuição de pressão e temperatura nos parafusos, vazão de refluxo, potência consumida e transferência de calor para os parafusos e a carcaça.

O modelo baseia-se em balanços de energia e massa para cada câmara da bomba desde a sua formação na sucção até a descarga, sendo que cada fluxo necessário aos balanços é modelado separadamente. Dentre as contribuições, destacam-se as correlações desenvolvidas para calcular o refluxo, uma nova forma de calcular o número útil de câmaras e a possibilidades de trabalhar com misturas de óleo e gás. No entanto, o modelo desenvolvido precisava ser aperfeiçoado e para tanto, Nakashima sugeriu o estudo detalhado do fenômeno da abertura da câmara de descarga, a consideração da expansão térmica, melhorar a modelagem da geometria da bomba e implementar melhorias tecnológicas como a recirculação de líquido entra a sucção e a descarga da bomba. Assim, este trabalho foi proposto visando incorporar esses aspectos no modelo termo-hidráulico de Nakashima (2005), a partir dos seguintes objetivos.

## ***1.2 Objetivo***

O objetivo deste trabalho é desenvolver e validar um modelo do comportamento termo-hidráulico de uma bomba multifásica do tipo duplo parafuso a partir do modelo desenvolvido por Nakashima (2005). O modelo deve ser capaz de calcular os parâmetros necessários para avaliar o desempenho e ser usado em diferentes tipos de bombas de parafuso.

Uma vez fornecidos os dados da bomba e as condições de operação, o modelo deve ser capaz de calcular todos os parâmetros de operação incluindo os efeitos de:

- A recirculação de líquido entre a descarga e a sucção da bomba, para garantir a selagem das suas câmaras.
- A abertura gradual da câmara de descarga da bomba.
- A transferência de calor através do *liner* e a carcaça da bomba.
- A distribuição de temperatura ao longo da bomba.
- A Expansão térmica.

Os resultados obtidos pelo modelo serão validados com dados experimentais de ensaios de bombas multifásicas de duplo parafuso encontradas na literatura.

---

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

---

### *2.1 Introdução*

Neste capítulo, foi analisada e sistematizada a revisão bibliográfica da modelagem, da simulação e de rotinas experimentais para prever o desempenho das bombas multifásicas de tipo duplo parafuso. Os modelos matemáticos encontrados foram classificados em três tipos: hidrodinâmicos, termo-hidráulicos e de transferência de calor. Incluiu-se também informação sobre a história, desenvolvimento, principais aplicações e princípios de funcionamento destes tipos de equipamentos.

### *2.2 Bombas multifásicas*

O desenvolvimento de bombas multifásicas esteve marcado por uma série de projetos experimentais onde os resultados exitosos marcaram o caminho para seu uso efetivo na atualidade. A companhia de bombas Bornemann, que forneceu bombas para serem testadas, observou como foram resolvidos os problemas de instalação inicial, de modo que as bombas pudessem desenvolver todo seu potencial (Multiphase pumps, 2009).

A companhia Bornemann foi uma das primeiras a testar a tecnologia, depois de alguns passos iniciais, as falhas frequentes de bombas, devido às tarefas não resolvidas, levam à companhia a colocar o desenvolvimento em espera. Desta forma, o interesse no bombeamento de misturas líquido-gás desapareceu da estratégia da companhia por quase 30 anos. Mais tarde, a companhia deu outro olhar para impulsionar a tecnologia multifásica, desta vez com mais sucesso, como demonstraram os estudos que são apresentados adiante.

## ***2.3 Projetos de desenvolvimento de bombas multifásicas de duplo parafuso***

### **2.3.1 Projeto Poseidon**

Em 1985 com o projeto Poseidon iniciou a tecnologia de bomba multifásica, na indústria de exploração e produção de petróleo. Uma das razões principais deste desenvolvimento foi o grande investimento econômico relacionado com as estruturas em mar aberto. As empresas consideraram que se fosse possível aumentar a produção total no poço submarino, assim como em instalações distantes de processamento em terra, haveria grandes reduções em custos. A empresa Bornemann fornece a primeira bomba multifásica em 1990 para o início da campanha de ensaios de campo até 1992. Durante esta campanha se observaram dois fenômenos inesperados importantes: fases prolongadas de gás e uma carga térmica sobre os selos mecânicos (Multiphase pumps, 2009).

### **2.3.2 Projeto MTT**

Em 1987 juntaram-se diversas companhias e institutos da Alemanha que trabalhavam na tecnologia multifásica para desenvolver um projeto em conjunto, com o objetivo de desenvolver e quantificar o mercado potencial da nova tecnologia. Bornemann desenvolveu uma bomba multifásica semelhante à usada no projeto Poseidón, a que foi objeto de testes de 1990 até 1992. Os investigadores utilizaram misturas de água-nitrogênio para testar que uma bomba multifásica de duplo parafuso poderia operar com frações de gás de até 90% (noventa por cento). A distribuição da pressão ao longo dos parafusos também foi examinada, verificado o aumento da capacidade durante o bombeamento das misturas líquido/gás (Multiphase pumps, 2009).

### **2.3.3 Projeto MPA**

Em 1997, um novo projeto foi feito na Alemanha, onde se reúnem parceiros de importantes universidades e indústrias, para fabricar bombas multifásicas, as quais foram instaladas em um laboratório, que simulava as condições submarinas de 1.000 m de profundidade, por meio de uma câmara de pressão. A instalação foi feita em

2004 e permitiu entre outras coisas, extrapolar os requerimentos de potência até 7 MW, verificar a confiabilidade dos selos mecânicos nas bombas multifásicas, o desgaste dos componentes em presença de fluidos e sólidos agressivos, e uma contínua operação, controle e observação para 24.000 horas de trabalho, com o fim de melhorar a confiabilidade dos componentes principais (Multiphase pumps, 2009).

### **2.3.4 Projeto DEMO 2000**

Em 1998, as companhias Aker Kvaerner e Bornemann combinaram a cooperação para a fabricação de equipamentos de bombeamento multifásico submarino. Este módulo foi objeto de várias campanhas de ensaios científicos e finalmente foi instalado no Mar do Norte como a primeira bomba multifásica de duplo parafuso em condições submarinas reais, estando em operação com sucesso desde fevereiro de 2006 (Multiphase pumps, 2009).

### **2.3.5 Projeto MPT**

Em 2005 na Alemanha se decide apoiar uma investigação sobre o uso sustentado das reservas de hidrocarbonetos por meio da aplicação da tecnologia de bombeamento multifásico. Este projeto envolveu toda a cadeia do processo, desde as reservas até a utilização dos hidrocarbonetos.

Para este projeto, fabricou-se um sistema de teste de bomba multifásica especialmente projetada para as demandas do impulso multifásico desde um único poço. Este protótipo foi instalado para testes de campo em um campo petrolífero no oeste de Sibéria em 2008 (Multiphase pumps, 2009).

## ***2.4 Aplicações***

Em diferentes aplicações de engenharia, normalmente apresentam-se meios multifásicos a ser movimentados, incluindo processos industriais simples. Os casos, mais comuns são líquidos contendo gases, o bombeamento de misturas líquido-gás, a entrega de forma confiável de líquidos emitindo gases. Entre os campos de maior aplicação encontram-se: a indústria de petróleo e gás, a tecnologia submarina, a indústria petroquímica, entre outros.

### **2.4.1 Indústria de Petróleo e Gás**

As bombas multifásicas, especialmente as de duplo parafuso, são ideais para o bombeamento das misturas de óleo cru, gás, água e pequenas partículas sólidas resultantes da extração de petróleo. A sua aplicação é possível tanto em terra como em alto mar. Sua tecnologia permite sua operação com elevadas porcentagens de gás. A sua construção compacta e o perfil especial dos parafusos permitem altas pressões de bombeamento em operação com tubulações.

Os sistemas de bombeamento multifásico são aplicáveis para depósitos de gás e petróleo em instalações off-shore e on-shore, com vazões reduzidas, locações remotas, com pressões de poço em queda em processos de desenvolvimento, e aquelas em que se previa uma renovação das instalações auxiliares, por exemplo, separadores. Não existem restrições, são aplicáveis a diferentes condições ambientais e são possíveis de operar em todas as condições geográficas e climáticas.

É importante considerar que quando aumenta a demanda de petróleo, diminui sua extração. Além disso, a exploração de novos depósitos petrolíferos é cada vez mais complicada, pois se devem realizar furações a profundidades cada vez maiores. Assim, a tecnologia de sistemas de bombas deve ter a capacidade de responder às exigências crescentes (Bornemann Pumps, 2012).

Por outro lado, o condensado de gás natural, que é uma mistura de hidrocarbonetos líquidos de baixa densidade, está presente no estado gasoso na corrente de gás ao sair do poço de produção no depósito. Assim, em certas condições de pressão e temperatura existentes nas instalações de produção, se condensam, ocasionando uma corrente líquida. Transportar gás natural, portanto requer um alto nível tecnológico e demanda bombas multifásicas (Bornemann Pumps, 2012).

### **2.4.2 Tecnologia Submarina**

O desenvolvimento de tecnologias de bombeamento multifásico submarino nos últimos anos torna possível atualmente a extração de petróleo em águas marinhas profundas.

A tecnologia submarina oferece dois aspectos relevantes para o futuro da exploração de petróleo e gás. Permite a exploração de jazidas submarinas sem necessidade de plataformas ou barcos de furação. Os sistemas de transferência se instalam diretamente no fundo do mar e bombeiam petróleo e gás diretamente através de tubulações submarinas para estações de tratamento em terra firme. Isto tem grandes vantagens econômicas e ecológicas.

Assim, devido às unidades de bombeamento seguras e totalmente automáticas, é possível alcançar jazidas até 3000 m de profundidade. Isto incluindo as zonas marítimas que até agora foram consideradas inacessíveis devido às fortes tormentas, intensas correntes e ondas fortes.

O bombeamento multifásico submarino tem vantagem de não ser influenciado pelo clima e as condições do mar, o que permite uma produção sem interrupções. O que assegura à indústria petroleira um importante incremento da rentabilidade (Bornemann Pumps, 2012).

### **2.4.3 Indústria Petroquímica**

Confiabilidade e rentabilidade são dois fatores prioritários na indústria petroquímica. Menor necessidade de reparações, maior tempo de vida útil e eficiência de operação.

Os custos de operação e manutenção nas bombas de duplo parafuso, em comparação com outras tecnologias, são extremadamente baixos. Os produtos a transportar como, por exemplo, o óxido de etileno apresenta um potencial de risco, tanto humano como ambiental. Isto determina a importância da absoluta vedação da bomba. Outro benefício dessas bombas é sua capacidade para o transporte de fluidos de viscosidade extremamente baixa na presença de vapor de alta pressão.

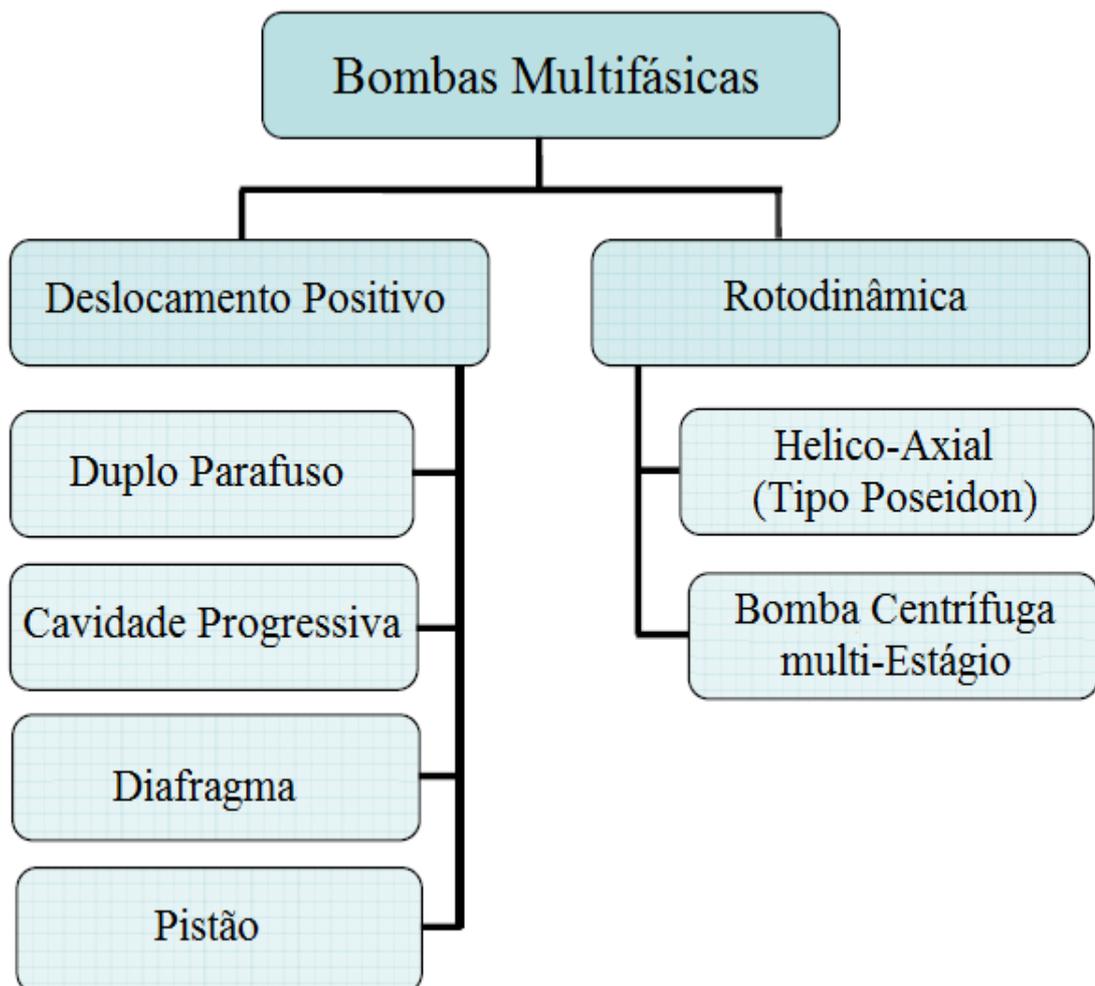
### **2.4.4 Outros Campos de Aplicação**

Outros setores onde é possível encontrar sistemas de bombeamento multifásico são: a indústria marinha, a química, a alimentícia e a farmacêutica, bem como nos campos da mineração, tratamento de águas residuais industriais ou municipais, matadouros, indústria energética, refrigeração, purificação de água, entre outros (Bornemann Pumps, 1997).

## 2.5 Classificação das bombas multifásicas

O desenvolvimento de bombas multifásicas (gás-líquido) nos últimos anos, especialmente nas aplicações relacionadas com a indústria petrolífera, envolve diferentes tecnologias, que podem ser classificadas como bombas de deslocamento positivo e bombas rotodinâmicas (Fig. 2.1). Apesar de ter maior variedade nas tecnologias de bombas de deslocamento positivo, as bombas rotodinâmicas como as de tipo helico-axiais têm maior capacidade de bombeamento, embora haja menor quantidade de unidades instaladas, a maior parte delas em aplicações submarinas.

Figura 2.1 - Tipos de Bombas Multifásicas.

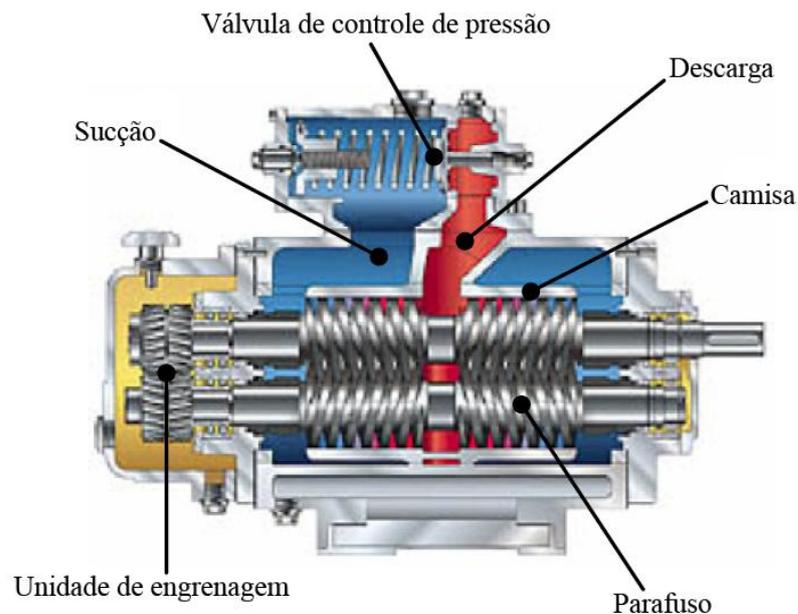


Fonte: Shippen & Scott (2002).

O princípio de operação das bombas de deslocamento positivo baseia-se na energia transferida ao fluido em função do volume da câmara de bombeamento e a velocidade em que se movimenta esse volume.

As bombas de deslocamento positivo operam com o princípio de que uma quantidade definida de fluido se transfere através da bomba com base no volume criado pela câmara de bombeamento e a velocidade à que se movimenta este volume. O diferencial de pressão que se desenvolve na bomba é função da resistência de todo o sistema de bombeamento, ou seja, o escoamento deve superar as perdas de pressão para entregar o fluido na pressão estabelecida. Para qualquer bomba de deslocamento positivo, a interação entre bomba e seções de tubulação adjacentes determina o rendimento da bomba.

Figura 2.2 - Bomba de duplo parafuso.



Fonte: Rábiquer et al. (2008).

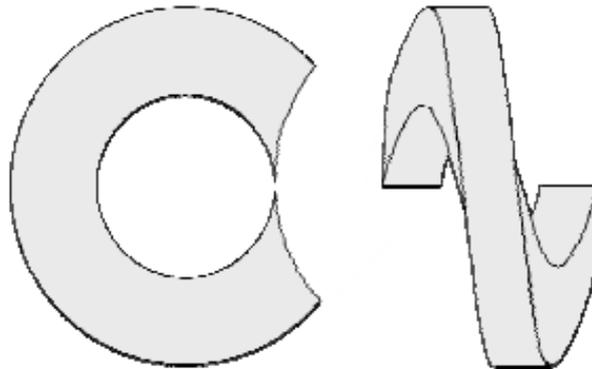
## 2.6 Bombas multifásicas de duplo parafuso

As bombas de parafuso são um tipo especial de máquina rotativa de deslocamento positivo na qual o fluxo através do eixo de bombeamento é axial. Nesse tipo, a rotação dos parafusos faz com que seus filetes se engrenem, formando câmaras fechadas como mostra a figura 2.2. Essas câmaras aprisionam o fluido na entrada e o transportam ao longo do eixo até a descarga, onde os filetes desengrenam

e liberam o fluido. Por ser de deslocamento positivo, a bomba, teoricamente, consegue transportar qualquer substância (sólida, líquida ou gasosa) que possa ser introduzida nas passagens da sucção. Isto permite que a bomba trabalhe com frações volumétricas de gás (FVG), variando de zero até 95%, e que sua eficiência, com a adequada especificação dos materiais, não se deteriore com a presença de areia. Em alguns casos, pode-se atingir frações de 100% de gás temporariamente, caso a bomba separe e acumule líquido para ser recirculado na sucção.

As cavidades seladas criadas pela selagem do líquido nas fendas entre os parafusos e a carcaça tomam a forma apresentada na figura 2.3. Estas cavidades movimentam-se axialmente com relação à rotação dos parafusos, criando um escoamento de baixa velocidade e sob esforço cortante comparado com uma bomba centrífuga (Kroupa, 2011).

Figura 2.3 - Geometria das câmaras na bomba de duplo.

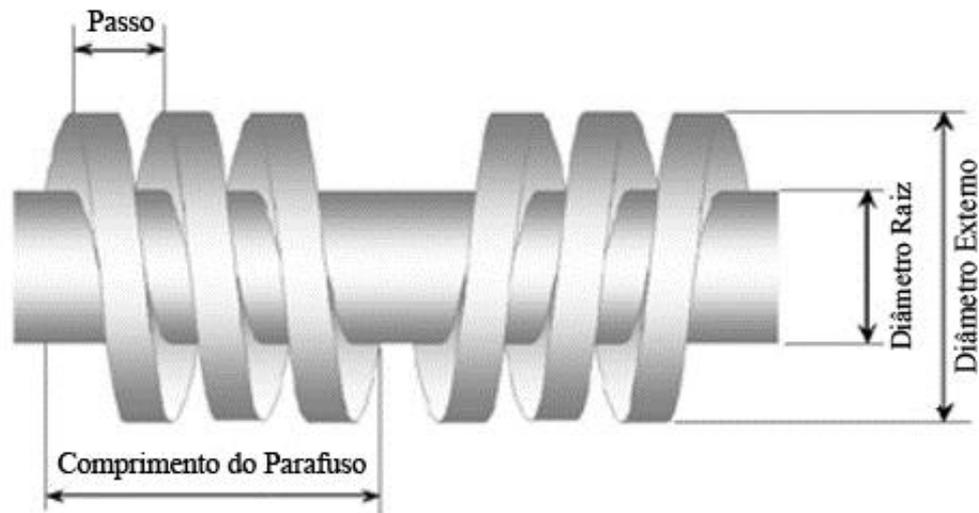


Fonte: Kroupa (2011).

A figura 2.4 mostra as principais dimensões dos rotores de uma BMDP. Os espaços resultantes da sua montagem na carcaça (Fig. 2.5), originam as seguintes fendas:

- Fenda periférica: localizada entre os filetes do parafuso e sua carcaça;
- Fenda radial: localizada entre os filetes de um parafuso e a raiz dos filetes do outro parafuso;
- Fenda de flanco: localizada entre os filetes dos dois parafusos.

Figura 2.4 - Dimensões do parafuso.

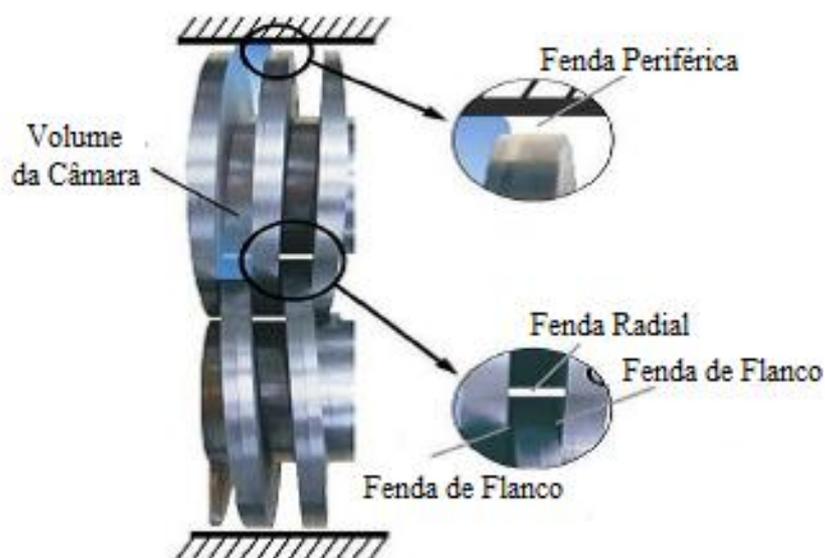


Fonte: Martin (2003).

Esses parâmetros geométricos determinam a eficiência volumétrica da bomba assim, a vazão teórica pode ser obtida por meio da velocidade de rotação e dos parâmetros geométricos dos parafusos (Raio interno, externo e passo). Os quais são chaves na modelagem e simulação desses equipamentos. A vazão real, entretanto, é sempre menor, pelo refluxo existente através das câmaras da bomba, devido à presença necessária de espaços entre os componentes fixos e rotativos da bomba, que formam as fendas por onde passa o fluido, como mostra a figura 2.6. Essas fendas, devido ao movimento de rotação da bomba que arrasta o fluido e, principalmente, à diferença de pressão entre duas câmaras, permitem que uma parte do fluido bombeado retorne através delas.

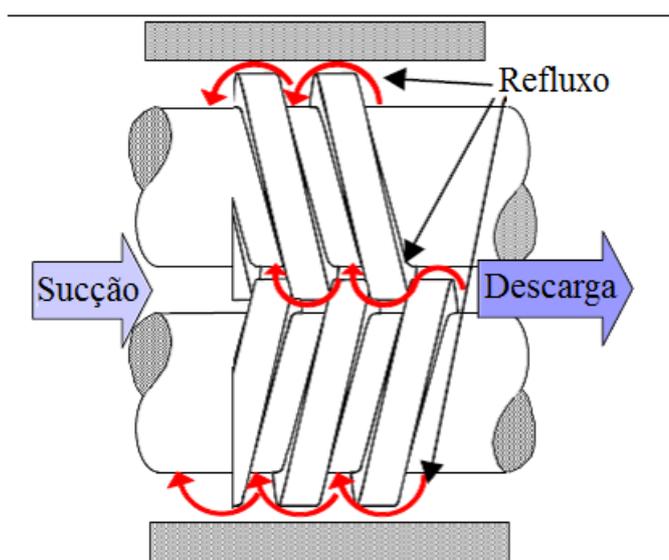
Uma explicação física do comportamento operacional deste tipo de bomba foi proposta por Christiansen (Wincek 1992). Neste modelo, o líquido é considerado distribuído na periferia do parafuso pela ação das forças centrífugas. Dessa forma, se pode assumir que as fendas estão preenchidas apenas pela fase líquida, considerando uma distribuição radial estratificada para o gás e o líquido na câmara (Fig. 2.7). No entanto, esta hipótese não é válida para valores elevados de FVG, já que a infiltração de gás nas fendas gera um padrão de fluxo complexo, difícil de definir e modelar.

Figura 2.5 - Fenda radial, de flanco e periférica, de uma bomba multifásica de duplo parafuso.



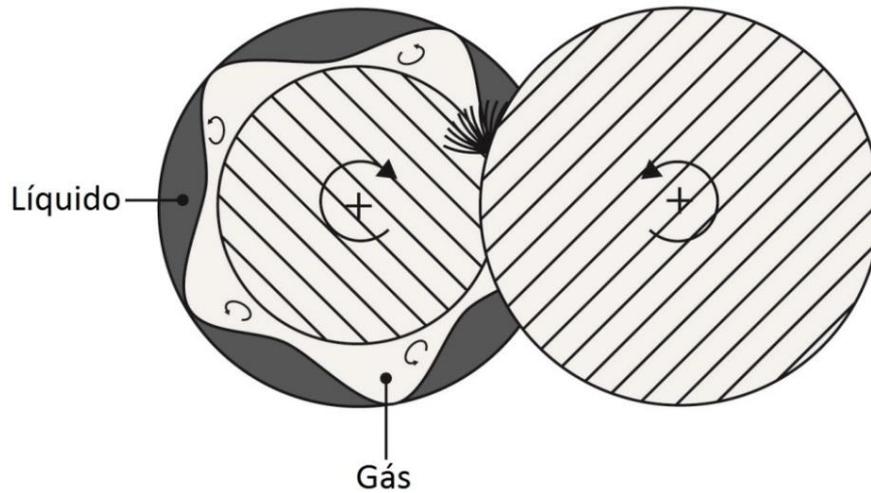
Fonte: Xu (2008).

Figura 2.6 - Bomba multifásica de duplo parafuso: princípio de funcionamento, escoamento através de câmaras e fendas.



Fonte: Kroupa (2011).

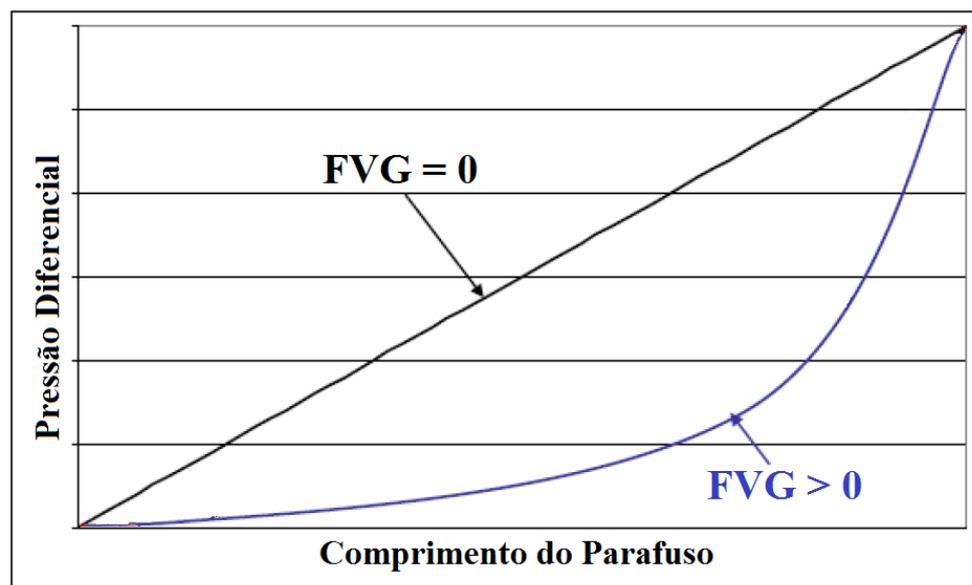
Figura 2.7 - Distribuições de misturas de líquido-gás em bomba multifásica de duplo parafuso.



Fonte: Vetter et al. (2000).

O perfil de pressão ao longo dos parafusos é influenciado pela FVG do fluido bombeado. Para  $FVG = 0$ , o fluido é incompressível e o perfil de pressão é linear. No entanto, com o fluido compressível (como o multifásico), o perfil não é linear tendo um gradiente de pressão que é incrementado na região de descarga (Fig. 2.8).

Figura 2.8 – Distribuição de pressão ao longo da bomba operando com misturas de líquido-gás.



Fonte: Adaptado de Chan (2006).

A proposta de injetar líquido através da carcaça da bomba, diretamente nas câmaras, ajuda a manter a escorva, facilitando o controle do perfil de pressão dentro da bomba. Aumentando a quantidade de líquido numa câmara específica, consegue-se aumentar a pressão nessa câmara o que pode atingir um perfil de pressão mais próximo do linear, como o representado pela linha vermelha do gráfico 2.8.

A razão de pressão das câmaras perto da descarga é reduzida e as câmaras perto da sucção da bomba contribuem no aumento da pressão total. Ao eliminar alterações súbitas na pressão no interior, acredita-se que alguns problemas de vibração podem ser eliminados.

Alguns dos modelos encontrados na literatura do comportamento da bomba foram estudados. Wincek (1992) desenvolveu um modelo de misturas de água-ar, onde se dividiu a evolução das câmaras da bomba em pequenos passos e equações desenvolvidas para calcular o refluxo em cada fenda (periférica, radial e flanco).

Com estas equações é assumida a lei de gás ideal para a fase gasosa, o processo de compressão isotérmica, sem mudança de fase e as folgas preenchidas unicamente com líquido, assim, o modelo pode calcular o perfil de pressão e a taxa de refluxo. Egashira et al. (1996) assumiu que o perfil de pressão varia exponencialmente com a distância da sucção. Além disso, o expoente da função é obtido a partir de dados experimentais pelo qual não foi proposta nenhuma expressão. Feng et al. (2001) propuseram balanços de massa e energia para o cálculo dos perfis de pressão e temperatura. Eles consideraram gás perfeito, sem mudança de fase, fluxo adiabático e calor específico constante para o líquido e o gás. Rausch et al. (2004) usando a abordagem e suposições semelhantes, mas sugerindo a correção das condições de sucção que ocorrem durante o refluxo. Nakashima, Oliveira e Caetano (2002) dividiram o processo de bombeamento multifásico em uma sequência de processos mais simples (separação, compressão, bombeamento e recirculação). Esta abordagem permitiu a simulação de misturas de hidrocarbonetos num simulador de processos.

Outras considerações comuns são as suposições de fluxo adiabático, comportamento de gás ideal e propriedades de transporte constantes ( $C_p$ ,  $\rho$  e  $\mu$ ) para a fase líquida. A diferença é principalmente o cálculo do coeficiente de atrito ( $\lambda$ ). Wincek (1992) considerou fluxo laminar ou turbulento rugoso. Egashira et al. (1996)

e Feng et al. (2001) usaram só correlações para fluxo laminar. Feng et al. (1996) e Nakashima et al. (2002) propuseram fluxo laminar e turbulento liso para o cálculo do fator de atrito. Somente Rausch et al. (2004) assumiram regimes de fluxo laminar, turbulento liso e rugoso. Para todos os casos o fator de atrito é calculado com base nas correlações para escoamento em canais. Um resumo dos principais modelos para bombas de duplo parafuso é apresentado na tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Resumo dos modelos recentes para bombas de duplo parafuso.

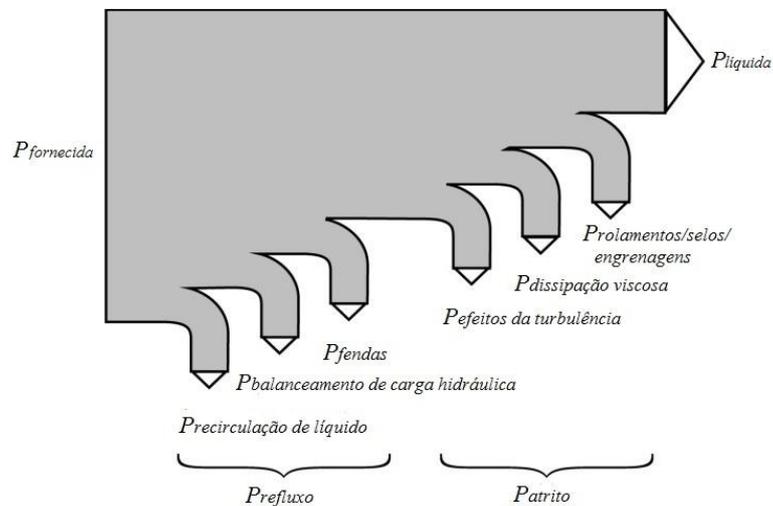
Refluxo na Fenda	Compressão de Gás	
	Isotérmico	Adiabático
Líquido	Vetter and Wincek (1993) Prang and Cooper (2002) Martin and Scott (2003)	Nakashima (2002) Rausch et al. (2004)
Fluxo Gás/líquido	Vetter et al. (2000)	Räbiger et al. (2006)

Fonte: Xu (2008).

Apesar das vantagens das bombas multifásicas de duplo parafuso como economia de instrumentos e equipamentos auxiliares, redução de peso e espaço, e menor pessoal associado aos custos de operação e manutenção, sua eficiência energética é baixa (30-50%) quando comparada com as bombas monofásicas (60-70%) e compressores (70-90%) (Nakashima, 2005).

Para ilustrar as perdas relacionadas à operação com bombas multifásicas Räbiger (2009) descreveu como ocorre a distribuição de potência na bomba e como o efeito do aumento da temperatura está relacionado com o bombeamento de fluido. De acordo com Kroupa (2011), a entrada de potência do motor ( $P_{fornecida}$ ) é distribuída em três grupos:  $P_{líquida}$ ,  $P_{refluxo}$ , e  $P_{atrito}$ .  $P_{líquida}$  é a potência necessária para movimentar o fluido através da bomba, independente de ser monofásico ou multifásico.  $P_{refluxo}$  é a quantidade de potência dissipada no refluxo nas fendas. A fração final de potência,  $P_{atrito}$ , é transformada na energia interna do fluido. Enquanto  $P_{líquida}$  e  $P_{refluxo}$  constituem uma parte da potência de trabalho fornecida ao fluido, na  $P_{atrito}$  a potência é degradada em energia interna, transferida ao fluido de trabalho. Na figura 2.9, apresenta-se um diagrama da distribuição de potência no fluido.

Figura 2.9 - Distribuição da potência durante a operação da bomba.



Fonte: Kroupa (2011).

Em alguns casos, as indústrias do petróleo requerem a operação de bombas multifásicas entre 0 e 100% FVG. Estudos têm demonstrado que bombas multifásicas com sistemas de recirculação podem operar até 99.5% FVG. (Muller-Linket al., 2002).

O gradiente de pressão sobre a bomba operando com misturas de gás-líquido é progressivamente crescente para a descarga. A hipótese de que as fendas são preenchidas com líquido é assumida na modelagem e simulação das bombas, considerando a estratificação do fluido (separando o gás do líquido) durante a rotação dos parafusos (Fig. 2.6). Não obstante essa hipótese não pode ser assumida quando há altas vazões de gás (FVG acima de 85%). Nesse caso, as duas fases não serão separadas e ficarão misturadas em uma espécie de espuma homogeneizada por pulverização (Vetter et al., 2000). Normalmente esta mistura (modelo homogêneo) considera propriedades médias para a densidade e viscosidade. Alguns modelos foram apresentados na tabela 2.1.

Como resultado do aumento da densidade da mistura, o efeito da compressão de gás através da bomba têm uma redução significativa da FVG e a vazão volumétrica. O incremento da pressão e viscosidade do gás nas câmaras aumenta a temperatura e, portanto, produz a dilatação dos parafusos e da carcaça. Normalmente

estes efeitos são reduzidos pela capacidade de refrigeração do líquido que passa através da bomba, mas no caso de altos FVG, a mistura reduz a capacidade de esfriamento e não sela adequadamente as câmaras, o que gera expansão térmica dos elementos da bomba. Normalmente este efeito é considerado no projeto da bomba usando fendas excêntricas que também fornecem proteção contra a deflexão causada pelas altas diferenças de pressão. Estas fendas intensificam o refluxo e diminuem a vazão volumétrica da bomba. O refluxo faz com que o fluido aquecido retorne às câmaras anteriores, o que incrementa o problema de sobreaquecimento. A potência teórica da bomba multifásica de duplo parafuso é dada pelo produto da vazão volumétrica teórica e a diferença de pressão entre sucção e descarga.

O consumo total da bomba é dado pela soma da potência teórica e a potência de atrito que dependem basicamente da rotação, densidade do fluido e geometria da bomba. (Cooper et al., 1996 e Mezzedimi et al., 1999).

Estudos de Cooper et al. (1996) mostraram uma variação linear da potência líquida com a diferença de pressão. Além disso, a potência pouco varia com aumento da fração de gás, diminuído ligeiramente com o aumento da FVG. No trabalho de Mezzedimi et al. (1999), pode-se observar que, nas mesmas condições de operação (vazão volumétrica e  $\Delta p$ ), a potência diminui quase linearmente, com o incremento da fração de gás. Essa redução pode atribuir-se ao aumento de temperatura, e infiltração de gás nas fendas, nos fluxos com elevadas FVG. Esses efeitos causam uma diminuição do atrito nas fendas, o que explica a redução da potência consumida. Diferentemente de alguns autores, a eficiência volumétrica não afeta a potência consumida, mas sim a aproveitada pelo fluido. A potência total consumida é dada pela soma das potências teórica e de atrito. Quando parte do fluido retorna através das fendas, parte da potência de eixo esta sendo desperdiçada.

Körner (1998) examinou a influência da FVG, rotação e diferença de pressão na distribuição da pressão na bomba. Os resultados mostraram que altos valores de rotação e FVG, e pequena diferença de pressão, tornam o perfil mais parabólico devido ao aumento de pressão na direção da região de descarga. Este comportamento é invertido para valores de FVG entre 75 e 80%, tornando o perfil de pressão linear novamente. Nessa condição, o rendimento volumétrico tende a diminuir com o aumento da diferença de pressão. Uma observação interessante é que, embora a

evolução do perfil de pressão seja diferente, dependendo da diferença de pressão ou da rotação, o ponto de inversão entre 70 e 80% é sempre o mesmo. Nakashima (2000) demonstrou que baixa pressão de sucção e diferenças de pressão, assim como altos valores de FVG, velocidade de rotação e viscosidade, causam um perfil de pressão mais parabólico, com grandes gradientes de pressão perto da região de descarga. Este comportamento corrobora a teoria e experimentos disponíveis na literatura. Além desses fatores, de acordo com Egashira et al. (1996), a viscosidade do gás e a temperatura do fluido também alteram o perfil de pressão. Nakashima (2000) sugere uma forma de classificar estes fatores, dividindo-os em dois grupos: fatores que alteram a compressibilidade do fluido multifásico, e fatores que alteram o acúmulo de líquido nas câmaras do parafuso. No primeiro caso, os parâmetros como a pressão de sucção e fração de gás são considerados. Aumento na pressão e baixos FVG reduzem a compressibilidade do fluido permitindo que seu comportamento seja próximo do fluido incompressível, com perfil de pressão linear. Isto ocorre porque a possibilidade de acumulação de fluido é reduzida, e, neste caso, a vazão de fluido e as diferenças de pressão na entrada e na saída da câmara tem que ser semelhantes. O segundo caso inclui fatores como a diferença de pressão entre sucção e descarga, rotação e viscosidade. Baixas diferenças de pressão e alta viscosidade reduzem o refluxo, e diminuem a quantidade de fluido que entra nas câmaras e assim, favorecem um perfil com pequenas variações de pressão ao longo do comprimento da bomba. No entanto, a alta velocidade diminui o tempo de vida da câmara, assim para o mesmo refluxo, a quantidade de líquido acumulado será menor. Outros parâmetros que podem alterar o acúmulo de líquido são: a geometria da bomba, os diâmetros internos e externos, altura do filete e espessura das fendas.

A eficiência volumétrica da bomba depende diretamente da magnitude do refluxo: quanto maior, faz com que o rendimento volumétrico seja menor. A figura 2.8 mostra que o gradiente de pressão na região de sucção diminui com o aumento da FVG, reduzindo o refluxo devido ao gradiente de pressão e, portanto, aumentando a eficiência volumétrica. Diversos trabalhos confirmam essa relação entre eficiência volumétrica e FVG (Cooper et al., 1996, Mezzedimi et al., 1999 e Brandt e Wietstock, 1992).

Os testes realizados com FVG, de até 100%, mostraram a degradação da

eficiência volumétrica a elevadas percentagens de gás. Experiências realizadas com 80% (Cooper et al., 1996) ou 90% (Mezzedimi et al., 1999) de FVG, demonstram esta tendência, cuja origem é provavelmente a falta de líquido para a selagem das câmaras e assim garantir a escorva da bomba. Outro fator importante é o passo do parafuso. Segundo Cooper et al. (1996), passos menores implicam maior número de câmaras que diminui o refluxo e o fluxo pulsante. Isso ocorre por que teoricamente geram uma distribuição de pressão linear e uniforme ao longo do parafuso.

Outro fator que afeta o desempenho da bomba, especialmente nos casos de baixa FVG, alta viscosidade do fluido e baixo número de Reynolds é o aquecimento viscoso. Neste caso, o refluxo é incrementado pelo aumento da temperatura do líquido que diminui a velocidade do fluido. De acordo com Prang e Cooper (2004), este efeito é causado pelo esforço de cisalhamento no líquido à medida que passa através da fenda no parafuso. O aumento de temperatura do líquido é determinado pela potência de arraste resultante do esforço cortante tangencial na fenda, dividido pela vazão mássica e o calor específico.

## ***2.7 Modelos matemáticos de bombas multifásicas de duplo parafuso***

Para realizar uma análise adequada da literatura, os modelos foram classificados da seguinte forma: modelos hidrodinâmicos, pela simplicidade de analisar separadamente a hidrodinâmica dos fluxos na bomba; modelos termo hidráulicos, baseados nos balanços de massa e energia desenvolvidos nas câmaras no interior das bombas; e modelos de transferência de calor, que estudam a troca de calor na carcaça e os parafusos, e sua influência na vazão volumétrica da bomba.

### **2.7.1 Modelos hidrodinâmicos de bombas multifásicas de duplo parafuso**

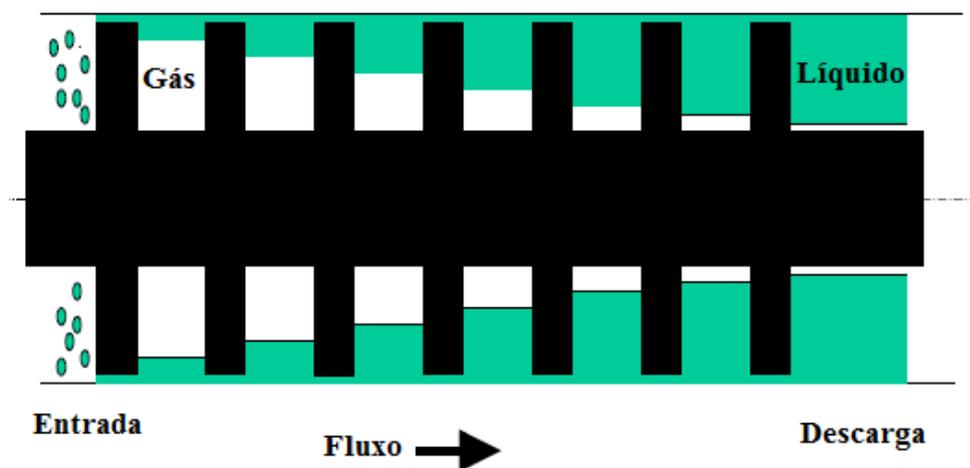
Alguns modelos representativos do comportamento hidráulico de bombas de duplo parafuso são descritos a seguir.

Em 2004, Prang e Cooper, com o objetivo de aperfeiçoar a previsão de desempenho de fluxo multifásico em bombas de duplo parafuso, desenvolveram um

modelo teórico e computacional. No entanto, as mudanças nas aplicações desses tipos de bombas, obrigam melhorar os modelos existentes, nos aspectos da física dos fluxos laminares, turbulentos, e multifásicos dentro da bomba incluindo-se as considerações térmicas e de mecânica de fluidos.

Com base em estudos analíticos, Vetter et al. (1993 e 2000) desenvolveram um modelo para previsão, que inclui: efeitos constantes e variáveis das fendas internas, distribuição da pressão, FVG, refluxo interno laminar e turbulento, viscosidade do líquido, velocidade de rotação, calor específico e geometria do parafuso. Assume-se que o refluxo só contém líquido, o qual é centrifugado pelos parafusos para as fendas entre os rotores e a carcaça envolvente. O modelo de Vetter et al. é ilustrado na figura 2.10.

Figura 2.10 - Modelo para o refluxo interno e a compressão de gás.



Fonte: Prang e Cooper (2004).

Assim, a taxa de deslocamento através do  $i$ -ésimo filete (quer dizer, fora da  $i$ -ésima câmara) está representada pela seguinte relação:

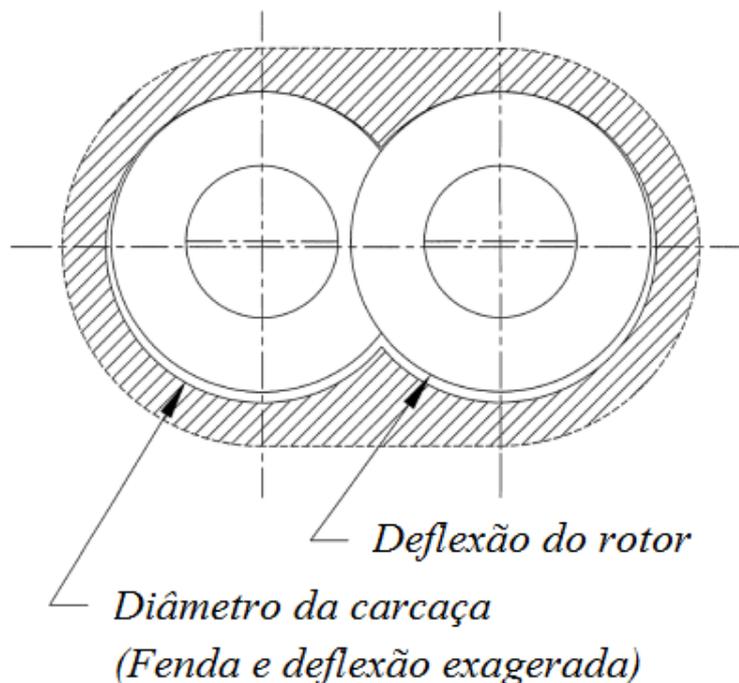
$$Q_{s,i} = V_{lkg} \times A_{s,t} \times \frac{1}{f_t} = \sqrt{\frac{2(p_{i+1} - p_i)}{\rho_l(k_e + f \frac{l}{d_h})}} \times A_{s,t} \times \frac{1}{f_t} \quad (2.1)$$

A análise dos resultados experimentais corroborou que o método calcula corretamente o comportamento da bomba, por exemplo, a vazão na sucção diminui

com o incremento da diferença de pressão. Isto é, a diminuição da tradicional linha reta para fluxos líquidos laminares com alta viscosidade; a diminuição inicialmente rápida de fluxos líquidos turbulentos de baixa viscosidade, e a diminuição insignificante para altas FVG e pressão diferencial para todas as viscosidades.

O incremento da pressão diferencial aumenta a carga radial aplicada, e, portanto, a flexão nos parafusos. Seu efeito nas fendas é mostrado na figura 2.11. Além dos efeitos do incremento de pressão, as elevadas FVG fazem com que o perfil de pressão torne-se mais parabólico e, assim, a carga radial é aplicada mais perto da descarga (Fig. 2.8), incrementando os efeitos de flexão nos parafusos. Esse problema é complexo no caso que há expansão térmica com o aumento na temperatura de descarga do fluido a altas FVG, o que reduz a altura da fenda, gerando problemas de interferência na bomba. No entanto, esses estudos são baseados em modelos de transferência de calor e não são tratados na temática dos modelos hidrodinâmicos.

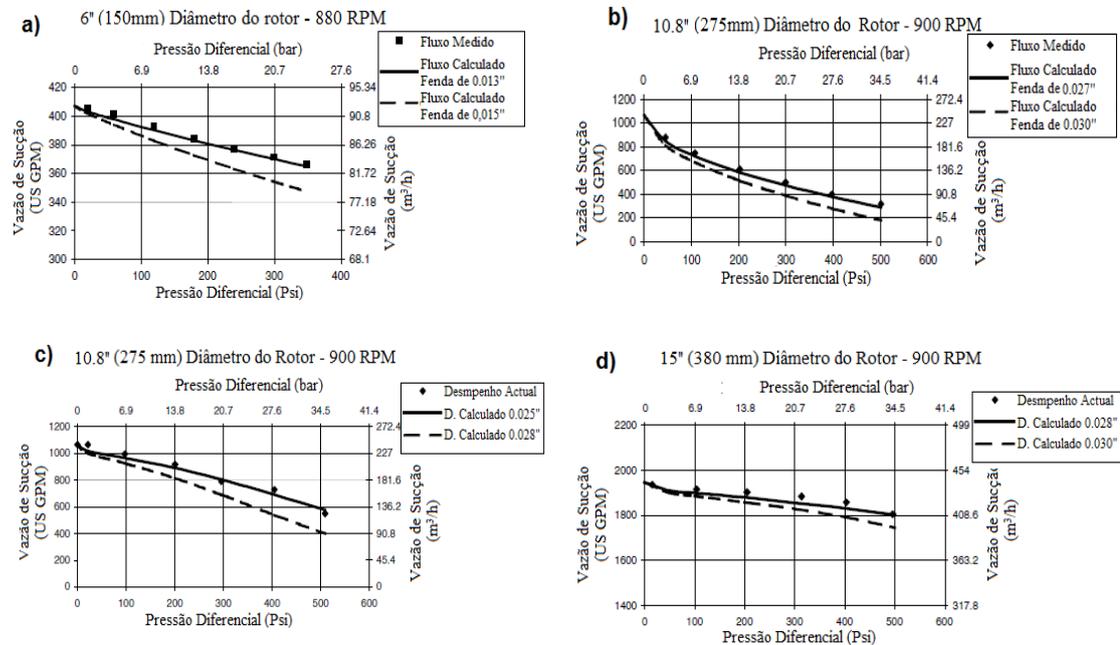
Figura 2.11 - Excentricidade dos rotores nos furos da carcaça, devido ao aumento de pressão diferencial na bomba.



Fonte: Prang (2004).

Na figura 2.12, são comparados os resultados calculados e experimentais para fluxos de líquidos de alta e baixa viscosidade, e com misturas de 58% e 93% de FVG, para diferentes diâmetros do rotor e altura da fenda.

Figura 2.12 - Comparação entre resultados calculados e experimentais para: a) líquido com alta viscosidade, b) líquido com baixa viscosidade, c) mistura a 58% FVG, d) mistura a 93% FVG.



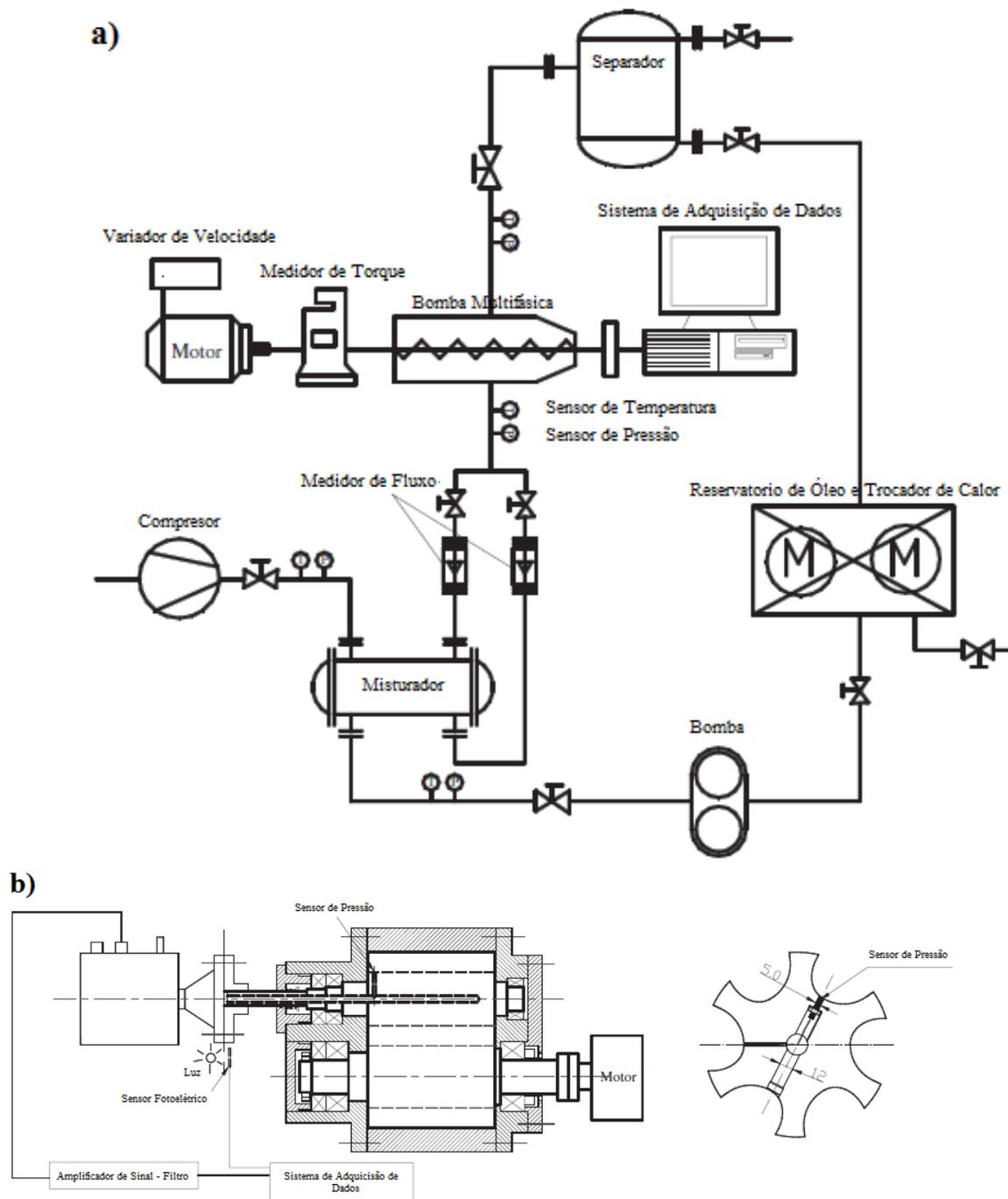
**Figura 2.12**

Fonte: Adaptado de Prang (2004).

Cao et al. (2011) propuseram um modelo matemático para descrever a distribuição de pressão dentro das câmaras de um compressor multifásico de duplo parafuso. Os resultados foram comparados com valores obtidos da montagem experimental apresentada na figura 2.13. A distribuição de pressão ao longo do compressor foi obtida por meio de um pequeno transdutor no interior de um dos rotores. Ar e óleo lubrificante (Shell Corena S RS32) foram usados como fluidos de trabalho.

Para a modelagem do refluxo, foram propostos balanços de massa nas fendas, considerando-se fluxos monofásicos e multifásicos. As equações foram baseadas na correlação de Lockhart-Martinelli, a correlação de Lin e a fórmula Reader-Harris/Gallagher.

Figura 2.13 - a) Montagem experimental do compressor multifásico. b) Instalação de Transdutores e Sistema de aquisição de Dados.



Fonte: Cao et al. (2011).

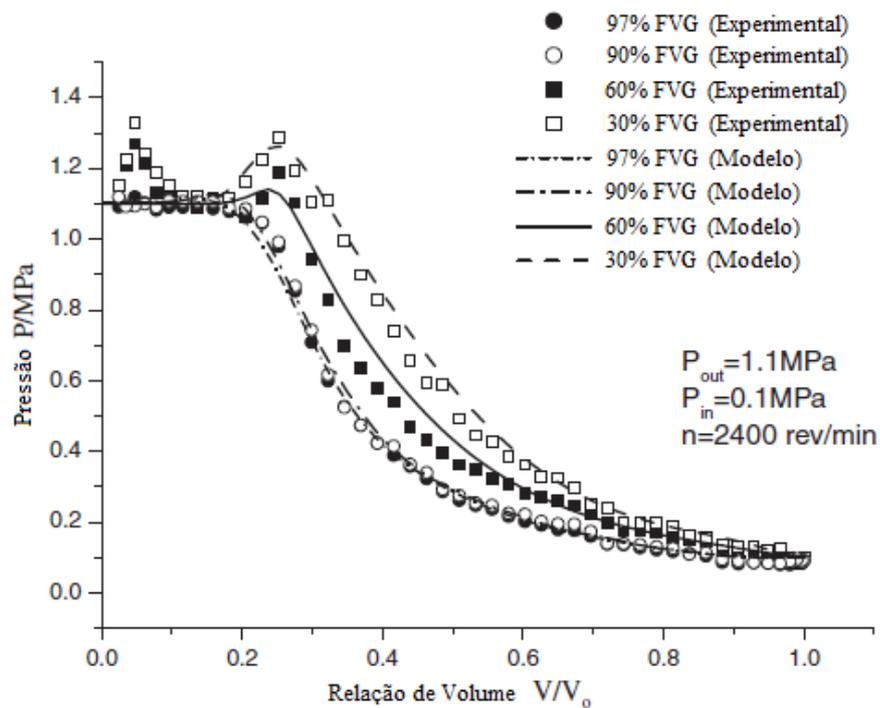
A distribuição de pressão foi definida pela equação 2.2:

$$\frac{dp}{d\theta} = -\frac{Kp}{V_g} \frac{dV_g}{d\theta} + \frac{Kp}{m_g \omega} \left( \frac{T_{g,in}}{T_g} \sum \dot{m}_{g,in} - \sum \dot{m}_{g,out} \right) \quad (2.2)$$

Os resultados do estudo forneceram importantes informações qualitativas sobre as características volumétricas e termodinâmicas do compressor multifásico. Encontrou-se que a curva de pressão durante o processo de descarga tem baixa fracção de gás, elevada pressão de descarga, alta velocidade de rotação e elevada pressão de entrada.

Os valores obtidos pelo modelo concordam com os resultados experimentais quanto à distribuição de pressão a elevadas FVG. No entanto, discordam levemente nas FVG menores, especialmente a 60% FVG (Figura 2.14).

Figura 2.14 - Diagrama distribuição de pressão para vários FVG.



Fonte: Cao et al. (2011).

## 2.7.2 Modelos Termo-Hidráulicos de Bombas Multifásicas de Duplo Parafuso

Nakashima et al. (2004), desenvolveram um modelo para simular o desempenho de uma bomba multifásica de duplo parafuso. Neste trabalho, um modelo termo-hidráulico foi elaborado considerando as condições de funcionamento da bomba, para ser capaz de calcular pressão e distribuição da temperatura ao longo dos parafusos, refluxo, potência consumida e transferência de calor no parafuso e a carcaça. Devido ao fluxo complexo, a bomba foi representada por um determinado número de câmaras e admitiu-se que o fluido desloca-se em passos da câmara de sucção até a de descarga. Assim, considera-se que a formação e deslocamento de uma determinada câmara até a sua abertura para a descarga ocorre em pequenos passos. Para cada passo, obtém-se a quantidade de matéria e energia que entra e sai da câmara e, considerando-se que o volume dela é constante, calcula-se a nova pressão e temperatura que ela terá na posição seguinte por meio dos balanços de massa e energia.

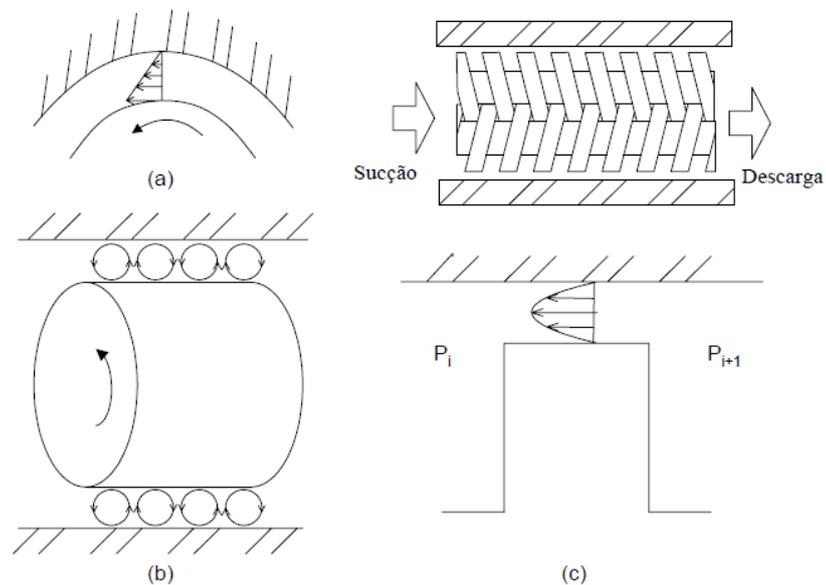
Correlações foram desenvolvidas para considerar o efeito da rotação do eixo na vazão de refluxo e o aumento da energia interna do fluido pelo atrito. O refluxo mais importante ocorre na fenda periférica, este fenômeno é modelado, considerando a combinação dos seguintes padrões de fluxo: a) Couette b) Taylor c) Poiseuille, como é apresentado na figura 2.15. Durante a rotação, quando o fluxo é laminar, os componentes axiais e tangenciais da velocidade do fluido são independentes um do outro. Neste caso, a rotação não vai influenciar nas perdas de atrito axiais. No entanto, quando aparecem os vórtices de Taylor no fluxo devido a forças centrífugas - após a rotação crítica - e quando o fluxo é turbulento, os componentes de velocidade não são mais independentes. Consequentemente, nestes regimes é esperada que a rotação do cilindro interno influencie as perdas de atrito axiais.

Para considerar os efeitos de atrito, durante a rotação sobre o refluxo, a equação 2.3 foi desenvolvida, as correlações para as fendas periféricas para canais anulares no regime laminar e turbulento com vórtices. Os termos apresentados na equação 2.3 são  $\lambda_t$  (coeficiente de atrito turbulento),  $Re$  (Número de Reynolds),  $R_i$  (raio interno),  $\omega$  (velocidade angular),  $U_z$  (velocidade média axial),  $\beta$  (fator de

correlação 3). A figura 2.16 apresenta a comparação do modelo com os dados experimentais obtidos por Yamada (1962).

$$\lambda_t = \frac{0,1677}{Re^{1/4}} \left\{ \left[ 1 + 0,629 \left( \frac{\omega R_i}{U_z} \right)^2 \right]^{3/8} + \left[ 1 + 0,629 \left( \beta \frac{\omega R_i}{U_z} \right)^2 \right]^{3/8} \right\} \quad (2.3)$$

Figura 2.15 - Tipos de fluxos na fenda periférica (anular) em uma bomba de parafuso: a) Couette; b) Taylor; c) Poiseuille.



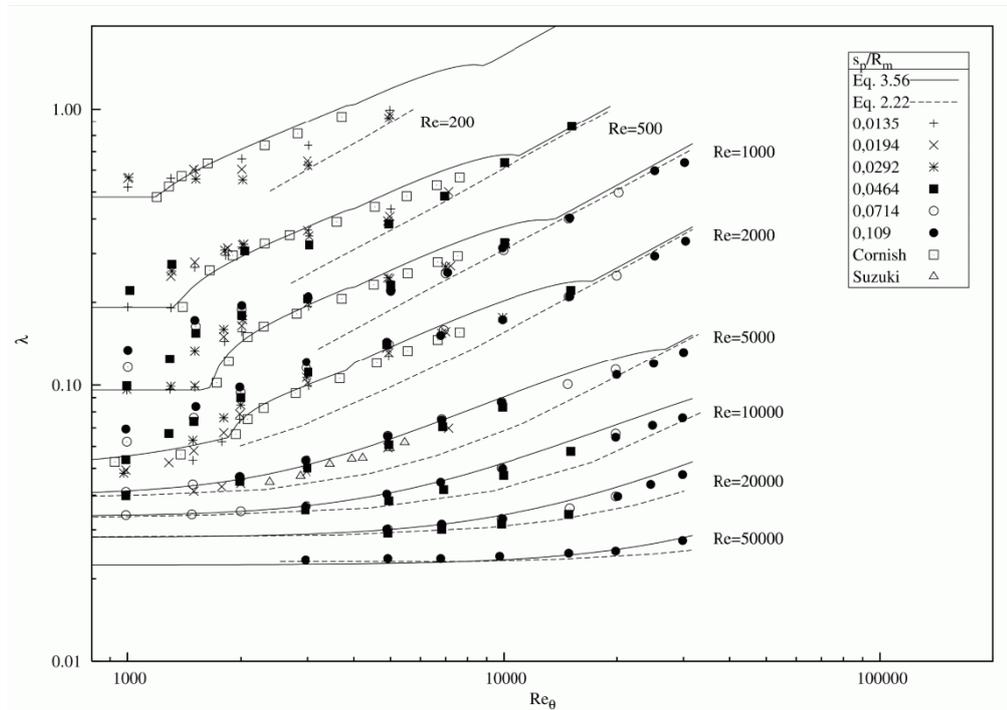
Fonte: Nakashima (2005).

Balances de massa e de energia permitem calcular as variáveis desconhecidas para cada instante. Desprezando a variação da energia cinética e potencial, a equação 2.4 e equação 2.5 foram dadas para utilizar no modelo termo-hidráulico.

$$\omega \frac{dU_k^i}{d\theta} = \omega \frac{d(m_k^i u_k^i)}{d\theta} = \dot{Q}_k^i + \dot{W}_k^i + \dot{m}_{ke}^i h_{ke}^i - \dot{m}_{ks}^i h_{ks}^i \quad (2.4)$$

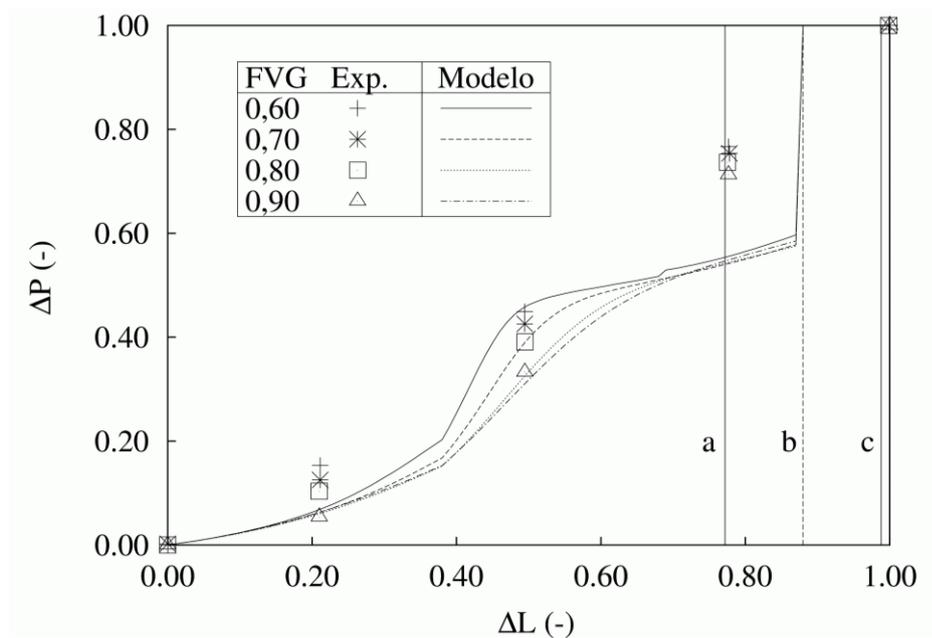
$$\frac{d(z_k^i m_k^i)}{dt} = z_{je}^i \dot{m}_{ke}^i - h_{js}^i \dot{m}_{ks}^i \quad (2.5)$$

Figura 2.16 - Comparação entre dados experimentais de Yamada (1962) e calculado pelas correlações de Nakashima – cilindros concêntricos.



Fonte: Nakashima et al. (2004).

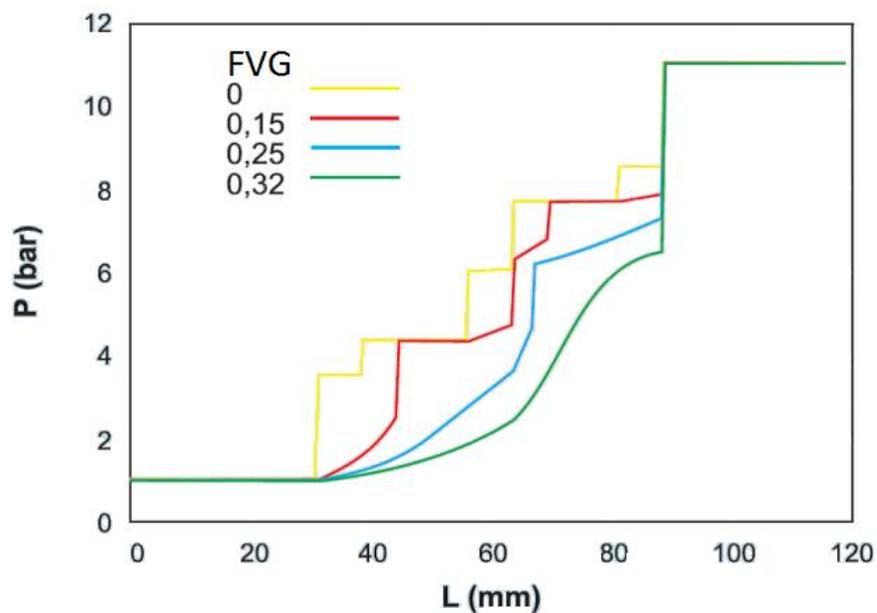
Figura 2.17 - Influência da rotação no perfil de pressão: FVG=0,50,  $P_s=1,0$  bar e  $\Delta P=15,0$  bar, valores experimentais de Korner (1998).



Fonte: Nakashima et al. (2005).

O modelo atinge muito bem o comportamento do perfil de pressão, ao se comparar com dados experimentais, como é apresentado na figura 2.17. Quanto maior a quantidade de gás e rotação, o perfil de pressão torna-se mais parabólico. Esse comportamento muda só quando a FVG é muito elevado (acima de 90%). Outra importante análise é feita para o perfil de pressão para valores baixos FVG, o qual é mostrado na figura 2.18. Sem gás no fluxo (FVG = 0%) o aumento da pressão não é linear e contínuo, como é mostrado na literatura, mas ocorre quando uma câmara de  $k$  torna-se câmara  $k + 1$ .

Figura 2.18 - Perfil de pressão calculado para baixas FVG:  $n=2900$ ,  $PS=1,0$  bar e  $\Delta P=10,0$  bar.



Fonte: Nakashima et al. (2005).

Devido à falta de modelos precisos para calcular o desempenho de uma bomba de duplo parafuso, Rübiger et al. (2005), utilizaram técnicas de CFD para desenvolver um modelo de volumes finitos para fluxos compressíveis com altas FVG, dentro da fenda de uma bomba de parafuso, para estimar o comportamento termodinâmico, a vazão de refluxo e vazão volumétrica de sucção da bomba. No entanto, as condições isotérmicas não foram aplicadas pela falta de líquido necessário para absorver o calor gerado na compressão. Admitiu-se que as misturas

foram consideradas ar como gás ideal, o que faz com que os processos experimentais e de simulação sejam mais simples.

Admitindo-se que o refluxo é composto por fluido incompressível nas diferentes fendas (periférica, radial e de franco), o problema foi representado pelas seguintes equações de governo na forma vetorial (Equação 2.3):

$$\frac{\partial}{\partial t} I + \frac{\partial}{\partial x} J + \frac{\partial}{\partial y} K + \frac{\partial}{\partial z} L = 0 \quad (2.6)$$

Os componentes de cada vetor representam as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia (Räbiger et al. 2005).

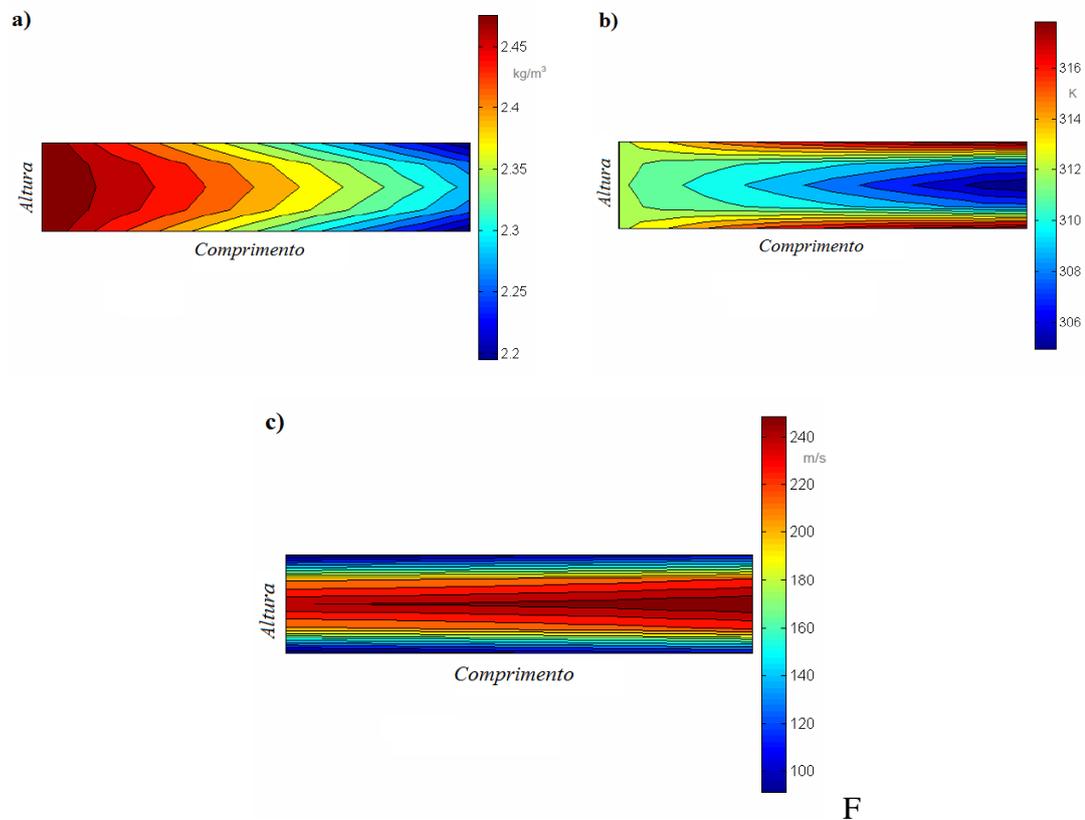
O modelo de volume finito determinou para uma, duas e três dimensões, a distribuição nas fendas das seguintes propriedades: densidade, velocidade, pressão e temperatura (Räbiger et al. 2005).

Na figura 2.15 aparecem na direção x, as distribuições de velocidade, densidade e temperatura, em função do comprimento e altura da fenda (100 micrômetros).

A flexibilidade do programa e o modelo de volume finito permitem fazer uma análise paramétrica das condições de contorno, as quais são definidas por: densidade, velocidade na entrada, pressão da descarga, paredes móveis e geometria da fenda. O comportamento termodinâmico pode ser avaliado considerando a compressibilidade do fluido, que é importante nas operações com elevadas FVG, em que o pouco líquido é incapaz de absorver o calor gerado pela compressão da fase gasosa.

Uma análise teórica e experimental de uma bomba multifásica de duplo parafuso operando com elevadas FVG (perto dos 100%), foi apresentada por Räbiger et al. (2008). A análise permitiu desenvolver um novo modelo capaz de calcular as trocas de massa e energia nas câmaras da bomba, para conhecer seus estados correspondentes, especialmente em condições de alta FVG. Experimentos foram realizados, para validar o desempenho do modelo, principalmente em altas FVG (de 90% até 99%), bem como a avaliação de diferentes condições de operação transitória, e a consolidação de uma teoria sobre o padrão de fluxo no interior das fendas periféricas. Os experimentos foram realizados com água-ar.

Figura 2.19 - Gráficos, (a) densidade, (b) temperatura na fenda e (c) o componente de velocidade  $u$  periférica.



Fonte: Rábiger et al. (2005).

No desenvolvimento do modelo, as câmaras foram considerados volumes que armazenam massa e energia, ligadas entre elas por fendas, através das quais passa o refluxo, onde é realizada a troca de massa entre as câmaras da bomba, desde a descarga até a sucção da bomba.

Este modelo é semelhante aos modelos de Wincek (1992) e Körner (1998), mas tem melhorias na física da modelagem das fendas, considerando efeitos térmicos nas câmaras e a compressibilidade dos refluxos. Nas condições de escoamento crítico, a modelagem das fendas permitiu a determinação do coeficiente de película por convecção e as alterações da secção transversal das fendas pelo efeito da expansão térmica do parafuso (Rábiger et al. 2008).

A primeira lei da termodinâmica para processos transitórios foi aplicada para um volume de controle, sem levar em consideração as energias cinética e potencial,

para determinar a energia interna e a temperatura do fluido após a entrada e saída de cada câmara, como é mostrado na equação 2.7.

$$m_{cha,2} \cdot u_{cha,2} - m_{cha,1} \cdot u_{cha,1} = Q_{12} + W_{tech,12} + \left( h_{in} + \frac{w_{in}^2}{2} + g \cdot z_{in} \right) \cdot \Delta m_{in} - \left( h_{out} + \frac{w_{out}^2}{2} + g \cdot z_{out} \right) \cdot \Delta m_{out} \quad (2.7)$$

A equação de conservação anterior pode ser usada para as fases líquida e gasosa dentro das câmaras, de acordo com o método descrito por Rübiger et al. (2006 e 2007).

- Conservação da massa (Equação 2.8)

$$\frac{\partial(\rho_H \cdot w \cdot s)}{\partial t} = 0 \quad (2.8)$$

- Conservação de quantidade de movimento (Equação 2.9)

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{1}{s} \cdot \frac{\partial(\rho_H \cdot w^2 \cdot s)}{\partial t} + \lambda \cdot \frac{\rho_H}{4 \cdot s} \cdot w^2 = 0 \quad (2.9)$$

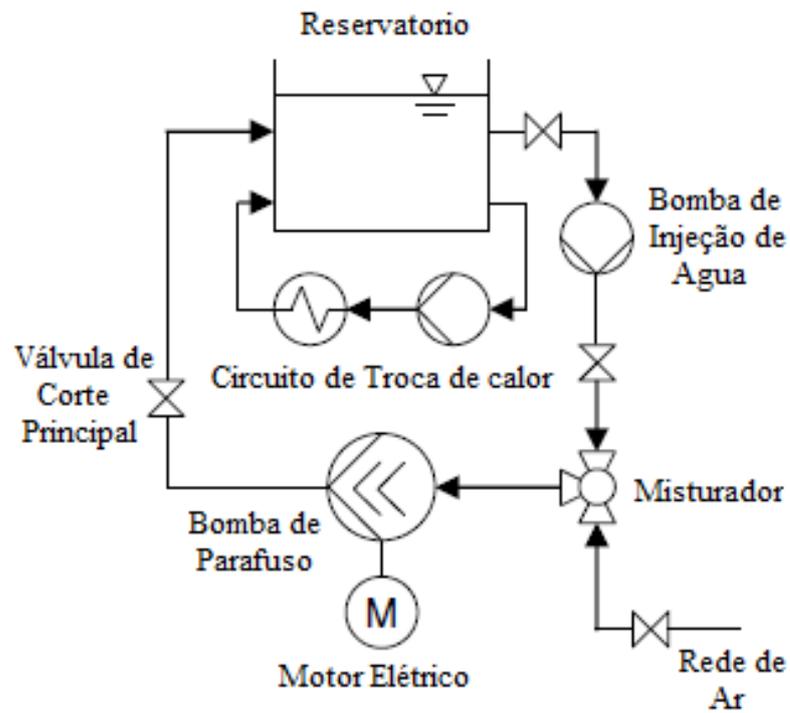
- Conservação da energia (Equação 2.10)

$$c_{p,H} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + w \cdot \frac{\partial w}{\partial t} = q^* \quad (2.10)$$

A montagem experimental é mostrada na figura 2.20.

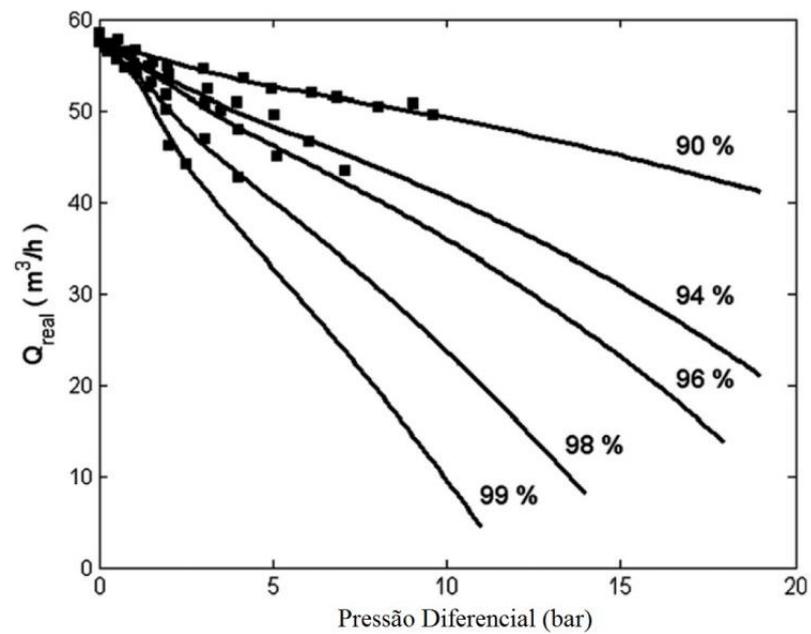
As figuras 2.21 até 2.24 apresentam os parâmetros de desempenho da bomba, obtidos a uma velocidade de rotação de 2.900 rpm e diferentes configurações de operação. Os pontos nos gráficos representam os valores medidos experimentalmente, enquanto as linhas representam os resultados do modelo.

Figura 2.20 - Montagem experimental.



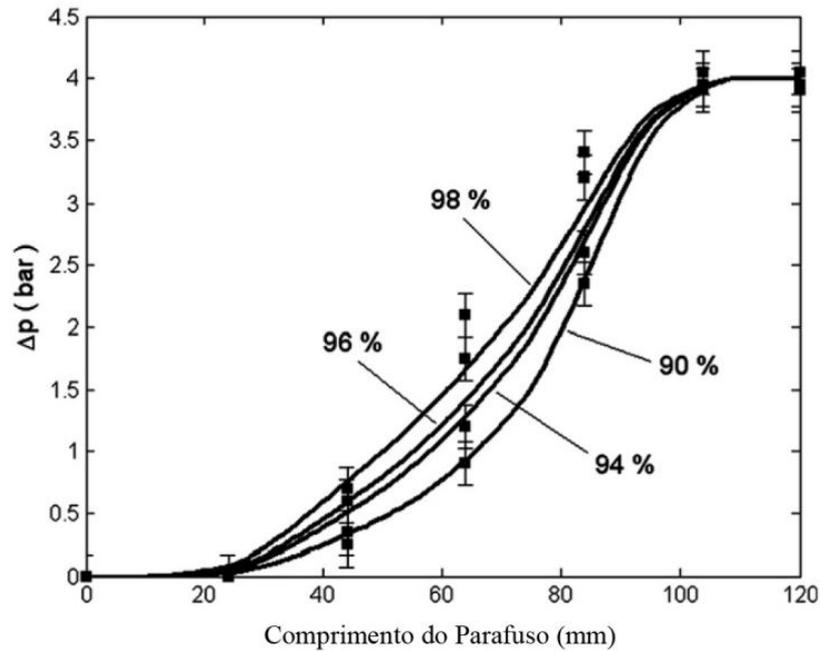
Fonte: Rábiger et al. (2008).

Figura 2.21 - Dados experimentais em diferentes FVG à velocidade de rotação de 2900rpm em comparação às curvas características calculadas.



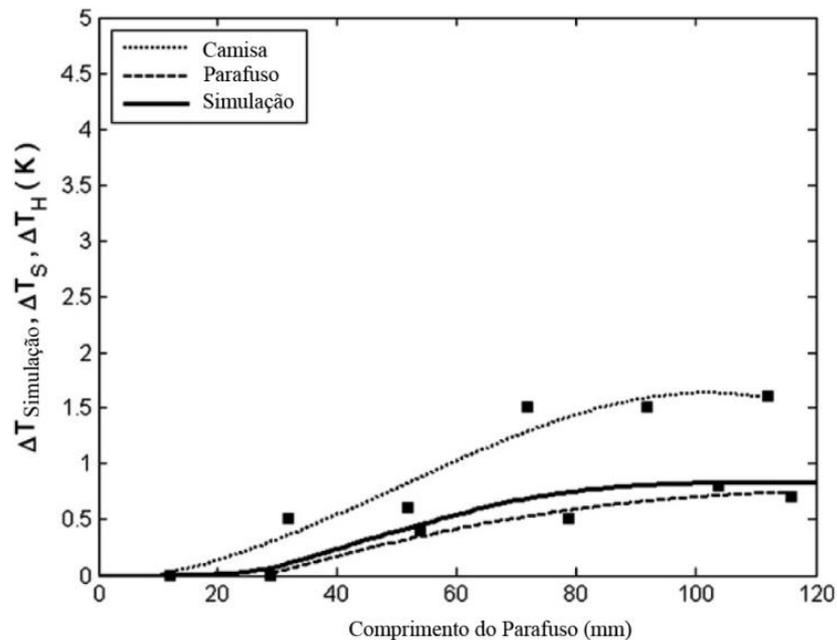
Fonte: Rábiger et al. (2008).

Figura 2.22 - Dados experimentais em diferentes FVG à velocidade de rotação de 2.900 rpm em comparação às distribuições de pressão calculadas.



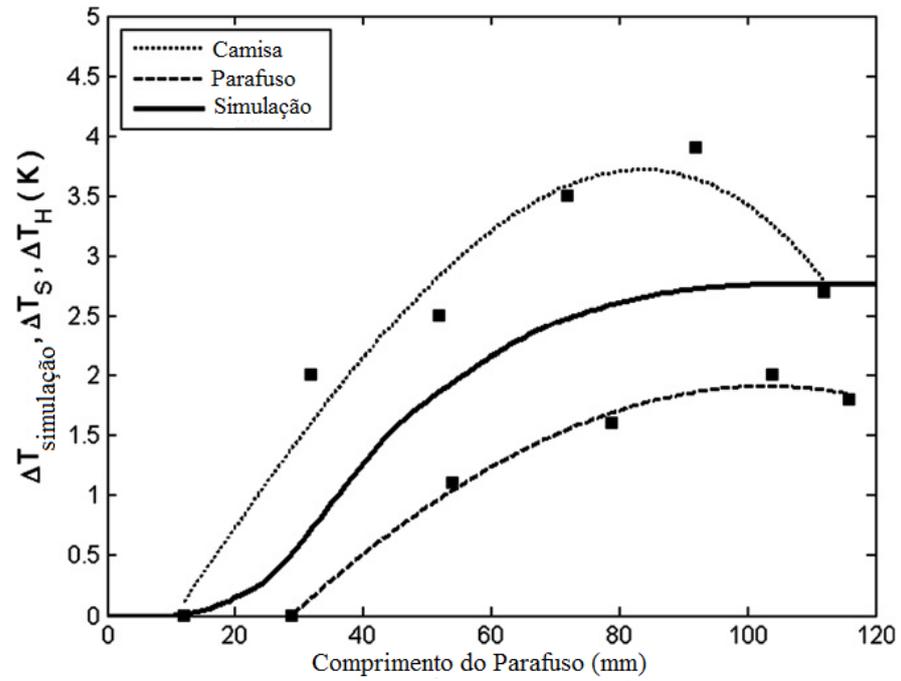
Fonte: Rábiger et al. (2008).

Figura 2.23 - Comparação dos dados experimentais com as distribuições de temperatura a 90% de FVG, pressão diferencial de 4,0 bar e velocidade de rotação de 2900 rpm (Rábiger et al., 2008).



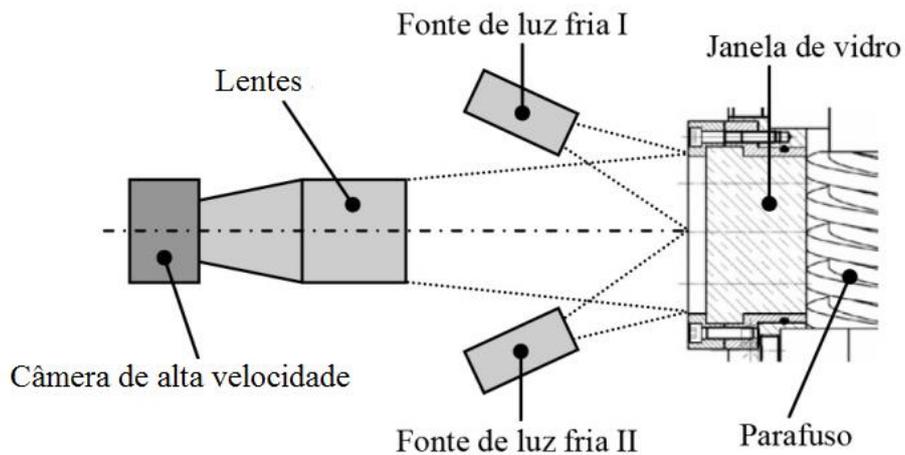
Fonte: Rábiger et al. (2008).

Figura 2.24 - Comparação dos dados experimentais com as distribuições de temperatura a 98% de FVG, pressão diferencial de 4,0 bar e velocidade de rotação de 2900 rpm.



Fonte: Rábiger et al. (2008).

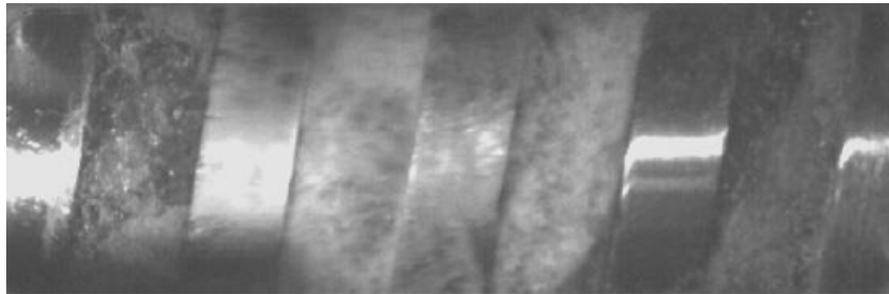
Figura 2.25 - Instalação experimental para imagem a alta velocidade.



Fonte: Rábiger et al. (2008).

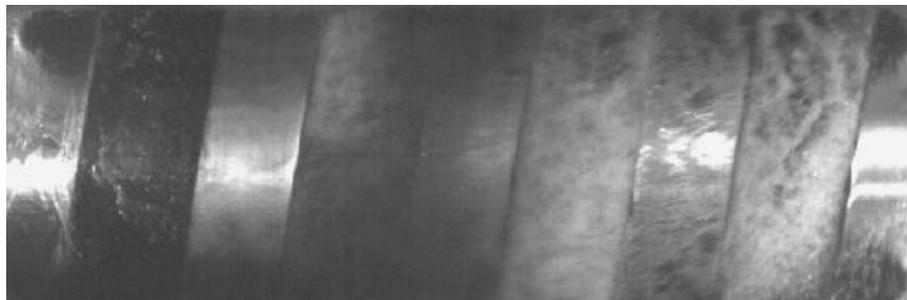
Uma configuração experimental com uma câmara de alta velocidade foi desenvolvida para identificação da composição de fluido e o padrão de escoamento, através das aberturas circulares (Fig. 2.25). A influência da variação da FVG sobre o comportamento de refluxo às condições constantes de pressão diferencial e de rotação é apresentada nas figuras. 2.26 e 2.27.

Figura 2.26 - Refluxo dentro das fendas periféricas – 2900 rpm, 90% FVG, 4,0 bar.



Fonte: Rábiger et al. (2008).

Figura 2.27 - Refluxo dentro das fendas periféricas – 2900 rpm, 98% FVG, 4,0 bar.

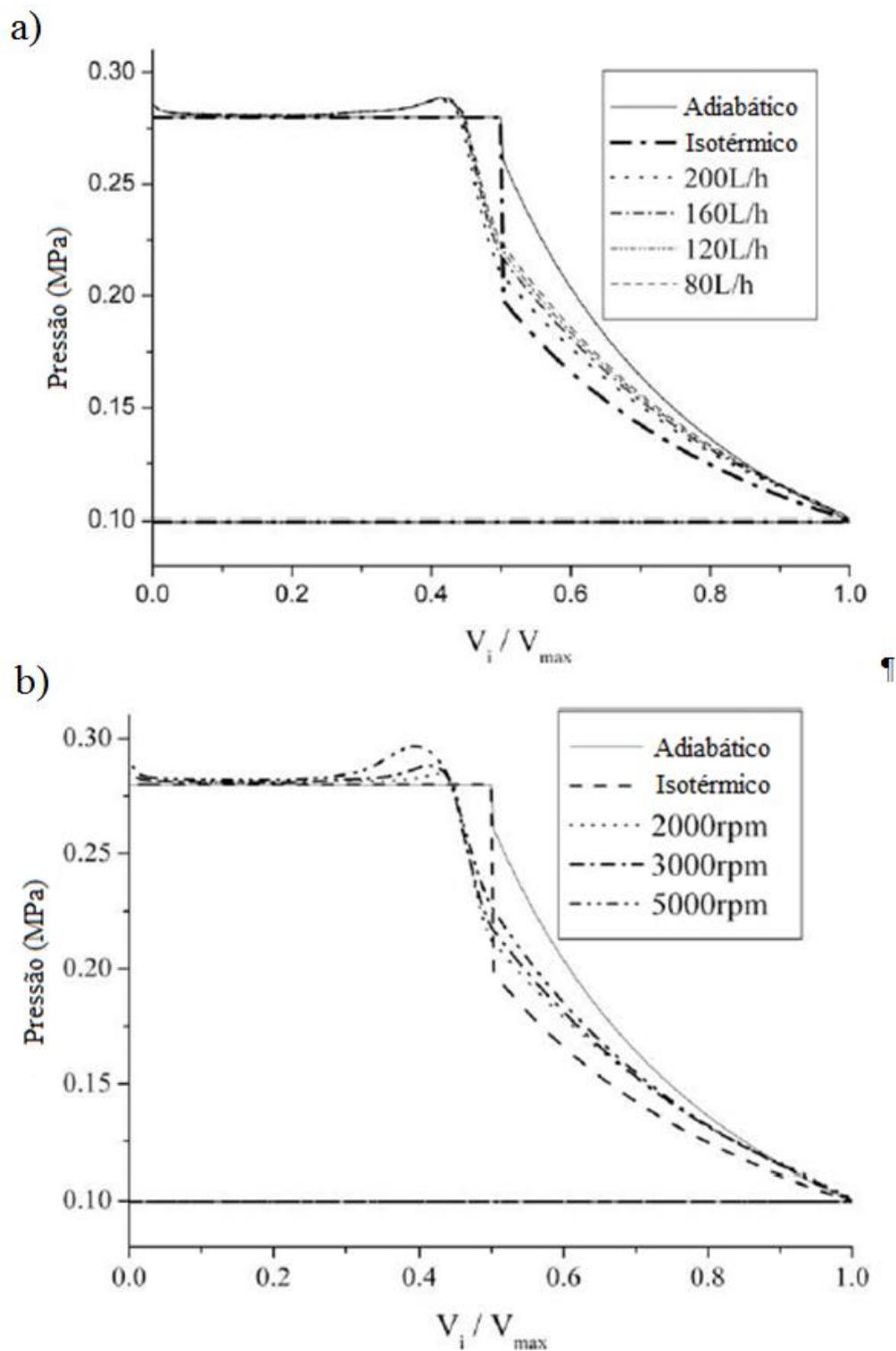


Fonte: Rábiger et al. (2008).

Em 2009, Jianfeng et al., apresentaram a pesquisa do desempenho de um compressor de duplo parafuso para injeção de água, que é usado nos sistemas de células combustíveis de automóveis. Nesse estudo foi desenvolvido um modelo do trabalho do compressor, baseado nas equações de conservação de massa e energia. Também foi considerado o refluxo interno, a transferência de calor entre o fluido de trabalho (água-ar) e a carcaça do compressor.

Nas considerações do modelo foram assumidas pressão e temperatura homogêneas para água e ar, em cada câmara e para qualquer instante de tempo, que

Figura 2.28 - Os diagramas P-V do compressor com: a) vazões de água variável e b) velocidades de rotação variável.



Fonte: Jianfeng et al. (2009).

o fluxo do ar ou mistura água-ar através das fendas é adiabático. Finalmente, as mudanças de energia cinética e potencial do ar foram negligenciadas.

As Equações 2.11, 2.12 e 2.13 apresentam as equações do governo do modelo matemático, as que foram usadas para calcular pressão, temperatura e outras propriedades termodinâmicas. As equações diferenciais simultâneas que descrevem a energia interna e da massa de ar em cada câmara, em termos do ângulo de rotação do rotor (Xing, 2000 e Huagen. et al. 2004).

$$\frac{d(U)}{d\theta} = \sum \frac{dm_i}{d\theta} h_i - \sum \frac{dm_o}{d\theta} h_o + \frac{dW}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} \quad (2.11)$$

$$\frac{dW}{d\theta} = -p \frac{dV}{d\theta} \quad (2.12)$$

A variação da massa de ar no volume de controle e dada pela Equação 2.13:

$$dm = dm_i - dm_o \quad (2.13)$$

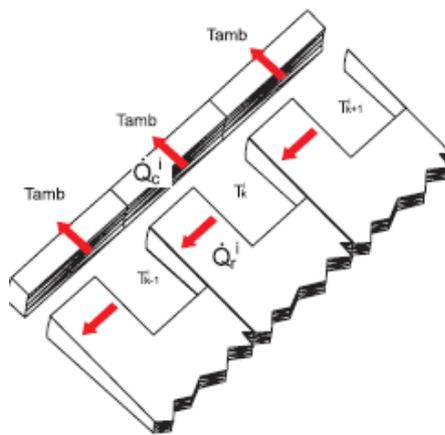
A validação experimental do modelo foi realizada com um protótipo de compressor de duplo parafuso para injeção de água, para diferentes condições de operação. Os resultados mostraram que as predições do modelo concordam com os valores obtidos nas medições experimentais. Por exemplo, os resultados dos diagramas p-V calculados pelo modelo mostram que a injeção de água pode facilitar o processo de compressão para o próximo processo de compressão isotérmica (Fig. 2.28).

### **2.7.3 Modelos de transferência de calor de bombas multifásicas de duplo parafuso**

Nakashima et al. (2006) estudaram a influência do incremento de temperatura em uma bomba multifásica de duplo parafuso, e seus efeitos na expansão térmica de componentes da bomba (carcaça e rotores) o que pode conduzir a falhas e danos.

Os autores desenvolveram um modelo onde o calor transferido para o fluido pode ser dividido em duas parcelas: transferência através do parafuso e da carcaça da bomba. Como ilustra a figura 2.29, a transferência de calor através da carcaça é provocada pela diferença de temperatura entre fluido e meio ambiente. Já no caso dos parafusos, o que provoca o fluxo de calor é a diferença de temperatura entre as câmaras. Existe transferência de calor das câmaras posteriores para as anteriores.

Figura 2.29 - Representação simplificada das trocas de calor nas câmaras da bomba.



Fonte: Nakashima et al. (2006).

Para os parafusos, um sistema de coordenadas helicoidais (Fig. 2.30) é utilizado para calcular a transferência de calor. Considerou-se simetria axial para a construção de um modelo bidimensional. Dessa forma, a equação 2.14, de conservação da energia para os parafusos no sistema de coordenadas helicoidais fica:

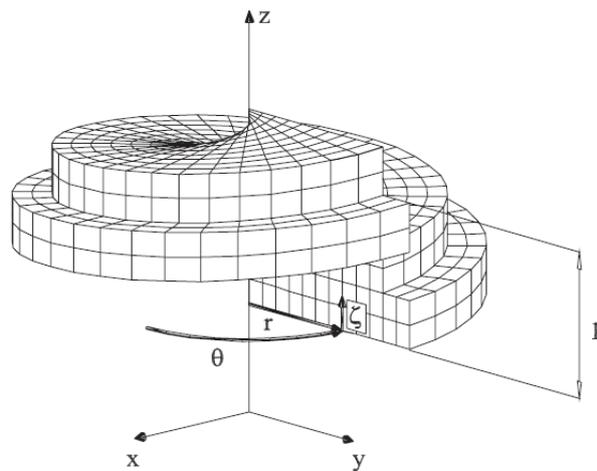
$$\frac{\rho_r c_r}{k_r} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \left[ 1 + \left( \frac{p}{2\pi r} \right)^2 \right] \frac{\partial^2 T}{\partial \zeta^2} \quad (2.14)$$

O cálculo da troca de calor na carcaça é feito admitindo-se que existe simetria nos eixos x e y, considerando-se fronteiras adiabáticas. Assim desenvolveu-se um sistema de coordenadas cilíndrico excêntrico (Fig. 2.31), Como a diferença de temperatura entre o fluido de trabalho e o meio ambiente é consideravelmente maior que a diferença entre as duas câmaras consecutivas, foi ignorado o gradiente de temperatura axial e o fluxo principal de calor ocorre no plano perpendicular ao eixo

da carcaça, e o problema é agora bidimensional. Dessa forma, os balanços da energia são apresentados na equação 2.15:

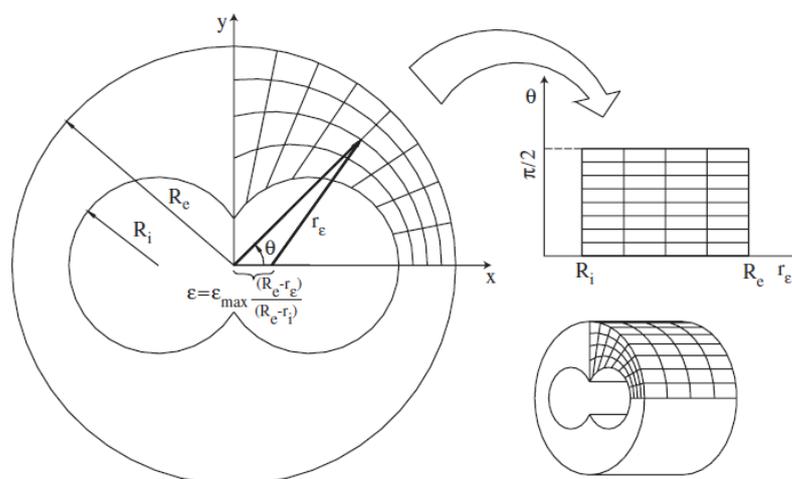
$$\frac{1}{J} \frac{\rho_c c_c}{k_c} \frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r_\epsilon} \left( J \alpha \frac{\partial T_c}{\partial r_\epsilon} - J \beta \frac{\partial T_c}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( J \gamma \frac{\partial T_c}{\partial \theta} - J \beta \frac{\partial T_c}{\partial r_\epsilon} \right) \quad (2.15)$$

Figura 2.30 - Sistema de Coordenadas usadas para calcular a transferência de calor nos parafusos.



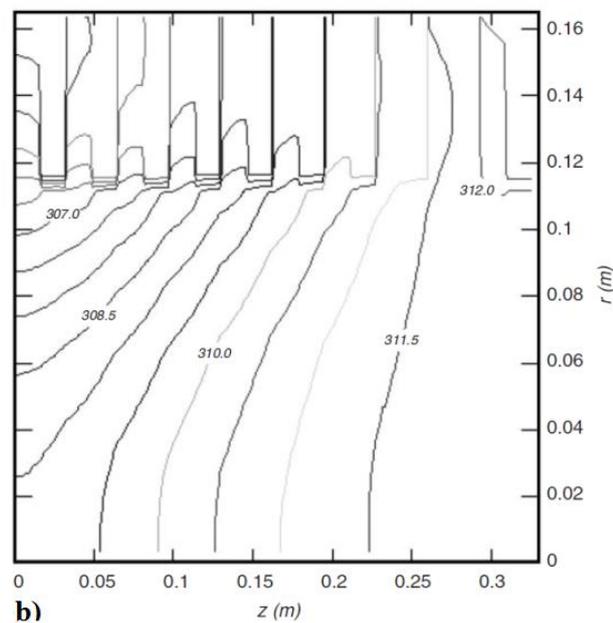
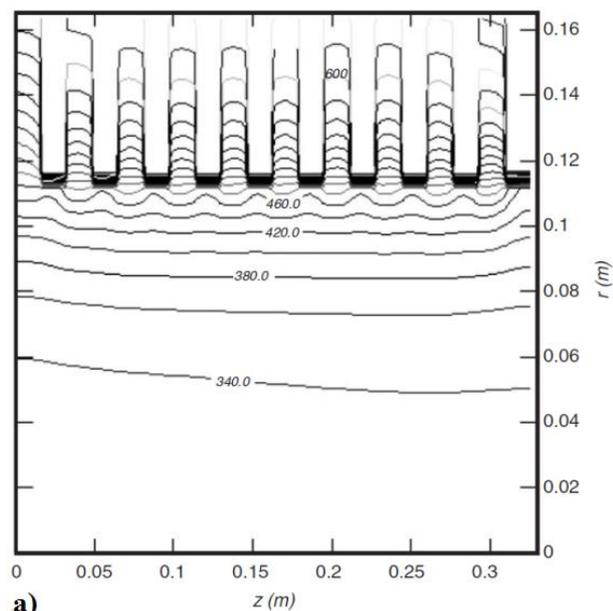
Fonte: Nakashima et al. (2006).

Figura 2.31 - Sistema de coordenadas excêntricas usados para calcular a transferência de calor na carcaça



Fonte: Nakashima et al. (2006).

Figura 2.32 - Distribuição de Temperatura no parafuso na perda de escorva (LOP): (a) antes e (b) depois. Temperaturas em K.



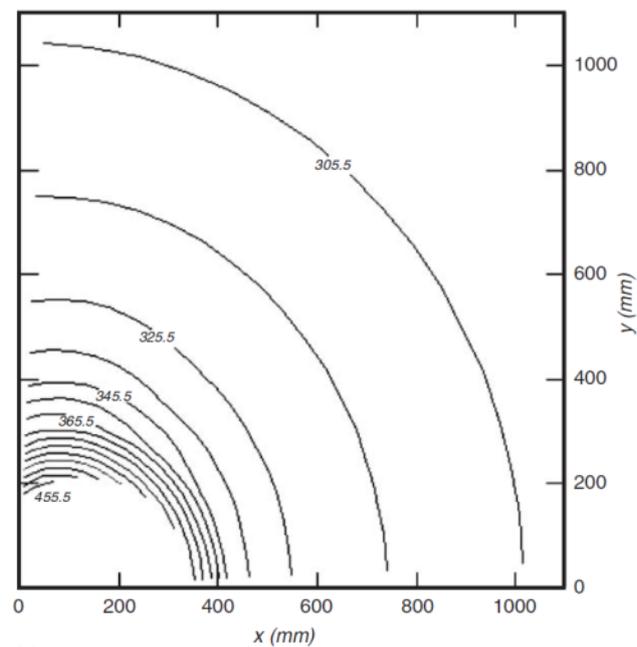
Fonte: Nakashima et al. (2006).

Os resultados mostraram que as temperaturas alcançadas no parafuso e na carcaça, foram menores do que os valores permissíveis no projeto da bomba (mesmo nos eventos de perda de escorva (LOP), onde são atingidas as condições mais críticas). A figura 2.32 mostra a distribuição da temperatura ao

longo do parafuso para dois cenários: a) antes da perda de escorva e b) depois da perda dela.

A figura 2.33 mostra a distribuição transversal de temperatura na carcaça na secção de descarga da bomba.

Figura 2.33 - Distribuição de temperatura na carcaça para o LOP.



Fonte: Nakashima et al. (2006).

Räbiger et al. (2005) desenvolveram um modelo de transferência de calor para a simulação de aquecimento e expansão do eixo dentro de uma bomba multifásica de parafuso. Os componentes sólidos das bombas multifásicas de dois parafusos estão sujeitos a cargas térmicas significativas, especialmente quando se trabalha a altas pressões e FVG. Os efeitos térmicos podem levar à expansão do parafuso e interferência e bloqueio no interior da carcaça, o que gera a parada súbita e inevitável da operação.

Devido à falta de um modelo para analisar os efeitos termodinâmicos e de transferência de calor, incluindo o gradiente de temperatura tangencial de todo o parafuso, Räbiger et al. (2005) desenvolveram um modelo para prever a expansão térmica do parafuso e sua influência sobre o fluxo nas fendas, as quais diminuem sua altura à medida que a geometria da bomba é afetada pelo efeito da expansão. O modelo

baseado em volumes finitos analisa a transferência de calor transiente nos parafusos (os elementos mais afetados pela expansão).

O problema de condução transiente é descrito pela seguinte equação diferencial parcial (Equação 2.16):

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{\dot{q}}{\rho \cdot c_p} \quad (2.16)$$

Equação 2.17 apresenta a equação diferencial que rege o campo transitório de temperatura:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k_s}{c_s \cdot \rho_s} \cdot \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \quad (2.17)$$

A discretização da equação anterior para os pontos nodais dos volumes finitos aplicados no domínio do parafuso leva a: (equação 2.18)

$$c_s \cdot \rho_s \cdot \frac{d}{dt} I_{i,j,k} \cdot V_{i,j,k} + \sum_{m=1}^3 \sum_{l=1}^6 (F_{m,l} \cdot A_{m,l})_{i,j,k} = 0 \quad (2.18)$$

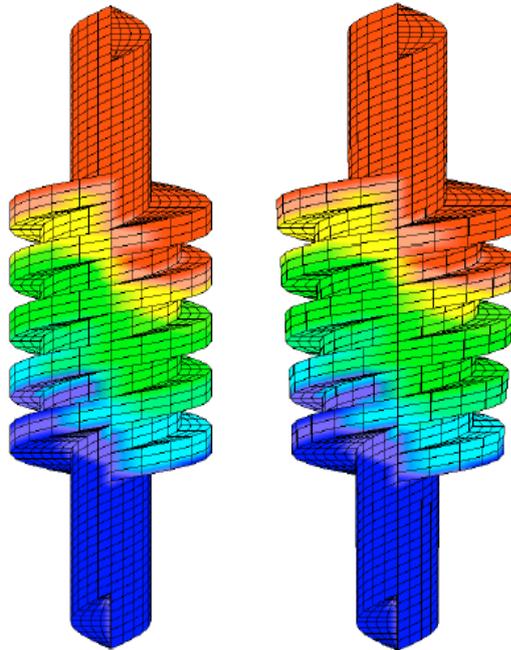
Onde,

$m = 1, 2$  e  $3$  para cada derivada nas três coordenadas ( $x, y$  e  $z$ ).

$l = 1, 2, 3, 4, 5$  e  $6$  para cada face da célula.

Os resultados mostraram que a transferência de calor transiente é muito dependente da convecção e, portanto da velocidade de rotação dos parafusos e da distribuição de temperatura do fluido multifásico na superfície do parafuso. A figura 2.34 mostra a distribuição tridimensional da temperatura na superfície do parafuso e expansão térmica do parafuso calculada pelo modelo pelo modelo computacional.

Figura 2.34 - Distribuição da temperatura na superfície do parafuso sem e com a expansão térmica.



Fonte: Rábiger et al. (2005).

#### **2.7.4 Síntese dos modelos hidrodinâmicos, termo-hidráulicos e de transferência de calor das bombas multifásicas de duplo parafuso.**

A informação mais relevante dos estudos anteriores referentes à modelagem e simulação de bombas multifásicas foi sistematizada na tabela 2.2, os diferentes tipos de modelos foram classificados cronologicamente, indicando os autores, o tipo de estudo (teórico e/ou experimental), o fluido de trabalho e os modelos em que os autores se basearam. Por fim a última coluna faz uma breve descrição de cada modelo. .

Tabela 2.2. Modelos hidrodinâmicos, termo-hidráulicos, e de transferência de calor para bombas multifásicas de duplo parafuso.

CLASSIFICAÇÃO	#	ANO	AUTOR(ES)	TIPO DE ESTUDO		FLUIDO DE TRABALHO	BASEADO NO	DESCRIÇÃO
				Teórico	Experimental			
MODELOS HIDRODINÂMICOS	1	2000	Vetter et al.	x	x	Misturas água/ar	Modelo de Wincek and Vetter et al.	Modelos da avaliação hidrodinâmica de uma bomba de duplo parafuso cuja influência da FVG na capacidade da bomba é modelada por o “modelo de disco”
	2	2004	Prang et al.	x	x	Água/ar (0%,58% e 86% FVG)	Modelo de Vetter et al.	Variações de fluxo pelos efeitos da variação das fendas internas, distribuição de pressão, refluxo laminar e turbulento e aquecimento viscoso.
	3	2008	Nakashima et al.	x		---	Baseado na revisão de diferentes correlações usadas para queda de pressão e circulação em fendas anulares	Uma correlação simples e geral foi desenvolvida para calcular a queda de pressão através de fendas anulares considerando rotação de eixo e diferentes regimes de fluxo
	4	2011	Cao et al.	x	x	Ar/óleo refinado (Shell Corena SRS32)	Lockhart-Martinelli's correlações.	Apresenta uma pesquisa do perfil de pressão dentro da câmara da bomba bajo vários regimes de trabalho, e um modelo para descrevê-lo.
MODELOS TERMO- HIDRÁULICOS	5	2004	Nakashima et al.	X		Pode simular hidrocarbonetos e misturas água-ar	Modelos de Wincek, Egashira e otros, Feng et al., e Nakashima et al.	O modelo determina a eficiência volumétrica, a potência absorvida, a transferência de calor, a distribuição de pressão e temperatura, considerando a influencia da rotação na fenda periférica.
	6	2005	Räbiger et al.	X		---	Equações de Navier Stokes, fluxos compressíveis através de canais.	O modelo para o fluxo compressível para cada fenda que permite avaliar o comportamento termodinâmico para o refluxo de cada fenda.
	7	2006	Räbiger et al.	x		---	Modelo de equilíbrio homogêneo para fluxos multifásicos	Descreve o comportamento termodinâmico da bomba considerando a transferência de calor entre gás líquido, efeitos de compressibilidade aceleração do fluxo multifásico nas fendas.

Tabela 2.2. (continuação) Modelos hidrodinâmicos, termo-hidráulicos, e de transferência de calor para bombas multifásicas de duplo parafuso.

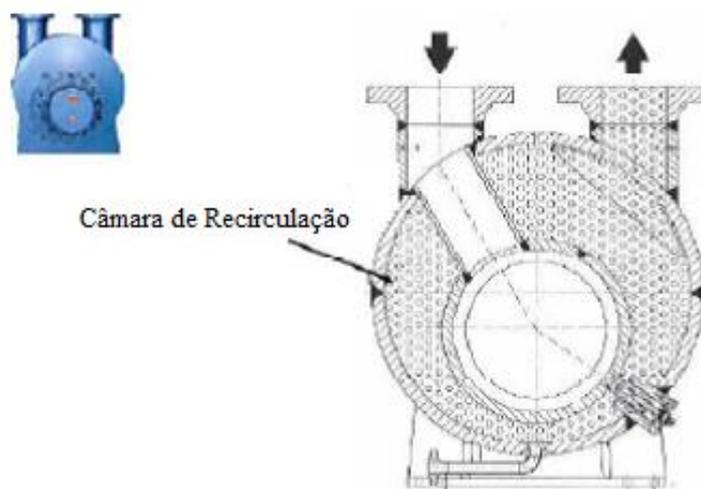
CLASSIFICAÇÃO	#	ANO	AUTOR(ES)	TIPO DE ESTUDO		FLUIDO DE TRABALHO	BASEADO NO	DESCRIÇÃO
				Teórico	Experimental			
MODELOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	8	2008	Räbiguer et al.	x		Água e ar	Modelo de Wincek and Korner	Modelo que calcula as características volumétricas e termodinâmicas da bomba e as distribuições locais das variáveis.
	9	2009	Jianfeng et al.	x	x	Água e ar	Estudos de Zhao et al., Xing, Wu et al., e Guo	Modelo determina o comportamento termodinâmico de um compressor multifásico de tipo duplo parafuso, considerando os refluxos nas fendas e a transferência de calor durante o processo.
	10	2005	Räbiguer et al.	x		Pode ser usado qualquer fluido, por que as propriedades devem ser estabelecidas.	---	Modelo de transferência de calor para calcular expansão térmica os rotores da bomba e sua influencia no refluxo dentro da fenda periférica e radial.
	11	2006	Nakashima et al.		x	Pode simular hidrocarbonetos e misturas água-ar	O método de Ferreira e Yanagihara de volumes finitos; e o estudo de Nakashima et al.	Modelo dos processos de transferência de calor na carcaça e rotores da bomba, este calcula a distribuição da temperatura no fluido, considerando a potência e o calor transferido e a energia interna do fluido.
	12	2010	Tie-yu Gao et al.		x	Ar/óleo mineral (30, 60, 90 e 97% FVG)	Trabalhos experimentais de Peng et al., e Xing.	A temperatura exata e a distribuição de temperatura nos rotores, além de avaliar a deformação nos parafusos.

## 2.8 Melhorias tecnológicas nas bombas multifásicas de duplo parafuso.

### 2.8.1 Recirculação de líquido

A recirculação de líquido melhora o desempenho das bombas multifásicas de tipo duplo parafuso ajudando a atingir condições de operação severas, bem como aumentar a eficiência volumétrica em altas vazões de gás. Na operação, durante períodos de alta FVG, a quantidade de líquido que acompanha o gás é muito pequena e para determinada FVG, a bomba perde a sua capacidade de comprimir o gás até a pressão de saída o que faz com que ele recircule até a entrada da bomba.

Figura 2.35 - Recirculação interna dentro de uma bomba multifásica de duplo parafuso.



Fonte: Kroupa (2011).

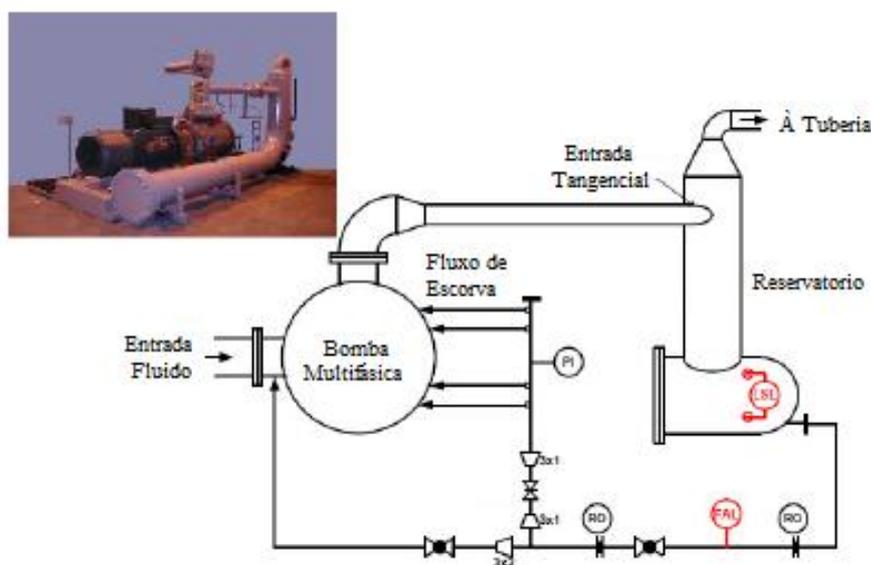
Da mesma forma, toda a potência que era usada para comprimir o gás se torna energia interna, e causa um rápido incremento da temperatura no interior da bomba. Apesar das fendas estreitas melhorarem a eficiência volumétrica, o incremento da temperatura pela operação a altas FVG gera expansão térmica nos parafusos, aumentando o risco de contato entre as peças, o que pode danificar a máquina.

Um sistema de recirculação de líquido separa a fase líquida da fase gasosa na descarga da bomba, para que uma fracção do líquido volte a ser injetada na sucção da bomba.

Existem dois principais modelos de recirculação, o primeiro patenteado pela Bornemann (Fig. 2.35), é baseado em recirculação interna, onde a carcaça está projetada para que tanto na sucção, como na descarga se mantenha a maior quantidade de líquido possível.

O segundo é a recirculação externa (da empresa Leistritz), mostrado na figura 2.36. Neste projeto, um reservatório é usado para acumular líquido na descarga, para depois ser recirculado à sucção regulada por uma válvula de controle.

Figura 2.36 - Recirculação Externa dentro de uma bomba multifásica de duplo parafuso.



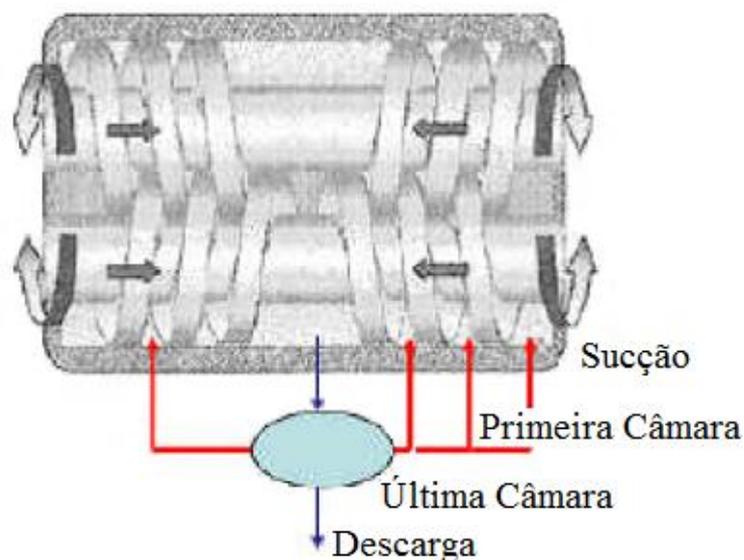
Fonte: Xu (2008).

Sem o efeito de resfriamento do líquido da recirculação, a temperatura torna-se uma variável crítica. A energia interna absorvida pelo líquido torna o processo de compressão de gás quase adiabático. No entanto a recirculação leva essa energia interna à entrada da bomba, aumentando a temperatura do fluido na sucção. O efeito desta recirculação na eficiência da bomba e a temperatura de descarga, se deve avaliar com mais atenção.

## 2.8.2 Injeção de líquido através da carcaça

Xu avaliou experimentalmente a hipótese de Evan Chan de injeção de líquido através da carcaça no banco de provas da Texas A&M (Xu, 2008). Na figura 2.37 se mostram os pontos de injeção ao longo do parafuso. Nesta experiência injetou-se líquido de alta viscosidade diretamente nas câmaras da bomba para aumentar a viscosidade do fluido do trabalho.

Figura 2.37 - Pontos de injeção de líquido através da carcaça.



Fonte: Xu (2008).

A figura 2.37 mostra os pontos de injeção ao longo da carcaça da bomba. Nesta experiência foi injetado líquido de alta viscosidade diretamente nas câmaras da bomba para elevar a viscosidade da mistura e melhorar a escorva da bomba.

Encontrou-se que a eficiência volumétrica melhorou com a injeção de fluido viscoso em diferentes pontos ao longo do parafuso. Os resultados experimentais mostram que há uma redução na vazão quando aumenta a pressão diferencial. No teste com água, depois da injeção do fluido mais viscoso nas câmaras resultou no aumento da vazão total. A maior eficiência volumétrica também foi conseguida através da injeção do fluido de alta viscosidade mais próximo de sucção. (Xu, 2008).

Diferentemente das conclusões dos estudos prévios de Chan (2006), Xu concluiu que a viscosidade é o fator determinante para o desempenho da bomba, mesmo em altas FVG. A injeção de líquido diretamente dentro da câmara, cria um selo de fluido viscoso que comprime o gás. Xu mostrou experimentalmente que a injeção de líquido melhora o desempenho da bomba, a eficiência volumétrica, a vazão de fluxo total e demonstrou que a distribuição de pressão mais linear depende da localização dos pontos de injeção de fluido viscoso, onde a melhor localização encontrou-se diretamente zona de sucção da bomba.

### 2.8.3 Geometria Decrescente do Parafuso

Bornemann desenvolveu a geometria decrescente do parafuso para bombas de duplo parafuso (Fig. 2.38), para ajudar a aumentar a compressão de gás a altas FVG. O princípio é semelhante ao dos compressores de parafuso, que varia o volume da câmara ao longo do parafuso para comprimir o gás. À medida em que o gás é comprimido, o volume necessário para mover o fluido na seguinte câmara é menor. Ao variar o passo ao longo do parafuso, os volumes das câmaras diminuem ao longo do comprimento do parafuso e isto diminui gradualmente o volume do pacote do fluido que é conduzido da sucção até a descarga durante o processo de compressão (Rohlfing e Muller-Link, 2006).

Figura 2.38 - Parafuso de geometria decrescente.

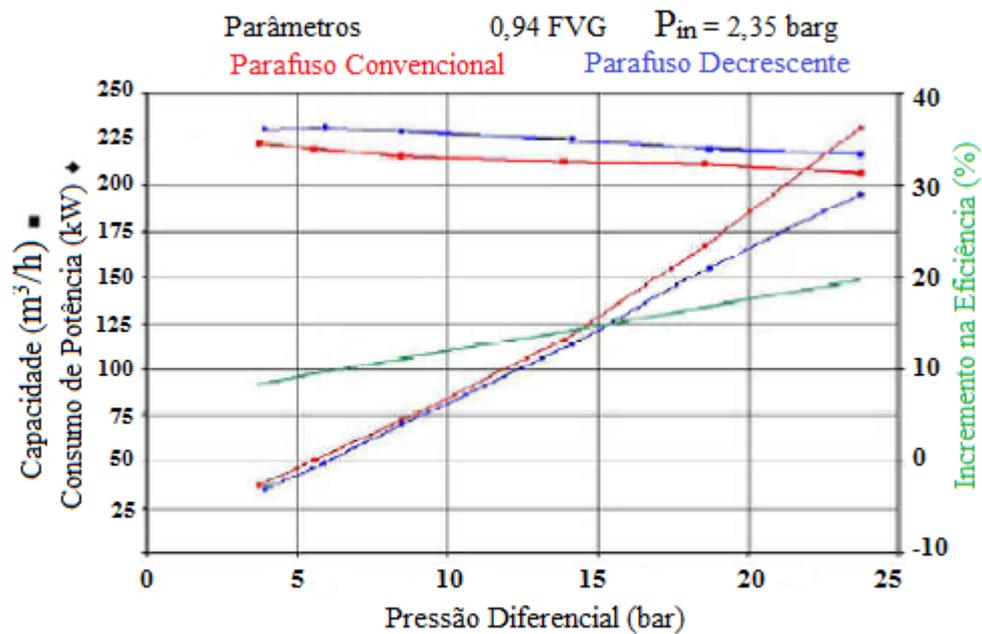


Fonte: Chan (2006).

Os resultados experimentais da Bornemann, realizados para parafusos de passo decrescente, são mostrados na figura 2.39. Os resultados mostram uma melhora na vazão de fluxo total para cada diferencial de pressão, uma ligeira diminuição no consumo de energia e uma melhora na eficiência da bomba. Foi

mostrado que na medida em que o fluido se movimenta para a descarga da bomba, as câmaras com volume mais reduzido precisam de menos líquido para a selagem das câmaras e compressão do gás. No entanto, a geometria decrescente do parafuso melhorou o desempenho da bomba, mas ainda há o problema da temperatura do fluido na descarga. Além disso, como as câmaras decrescentes são projetadas para operar em condições de alta FVG, a bomba perde capacidade para ser usada a baixos valores de FVG e 100% de líquido. Geometricamente, isso faz sentido porque o líquido é considerado incompressível na maioria das circunstâncias, de modo que os volumes das câmaras decrescentes não deixam o líquido retornar para as câmaras anteriores conforme o fluido se movimenta desde a sucção até a descarga.

Figura 2.39 - Resultados experimentais com a geometria de parafuso decrescente.



Fonte: Rohlfing e Muller-Link (2006).

---

## 3 MODELO MATEMÁTICO

---

### 3.1 Introdução:

Neste capítulo apresenta-se o modelo matemático desenvolvido, incluindo os efeitos da abertura da câmara de descarga, a recirculação, a transferência de calor no *liner* e a expansão térmica nos parafusos. No caso da abertura gradual da câmara, foram desenvolvidas equações que representam a variação de cada fenda (radial, flanco, periférica) em cada fração de rotação do eixo. Na recirculação entre a seção de descarga e sucção da bomba, consideraram-se as equações de energia, aplicadas no canal de recirculação presente entre a descarga e a carcaça da bomba. No *liner*, foi desenvolvido um domínio computacional da sua geometria, para a solução da transferência de calor, considerando-se a convecção interna e externa, e a condução através dele e a carcaça. E finalmente, a expansão térmica foi modelada baseando-se nas equações desenvolvidas por Timoshenko e Goodier (1980) visando avaliar seus efeitos na espessura das fendas (radial, periférica e flanco) e sua relação com falhas e danos, causados pela aparição de fenômenos de interferência (contato) entre os parafusos e o *liner*, durante a operação da bomba, principalmente em altas diferenças de pressão e FVG. Também são apresentadas as equações usadas nos balanços de massa e energia, e o refluxo entre as câmaras, implementadas no código computacional.

### 3.2 Generalidades:

O bombeamento de petróleo não processado é muito complexo, por diversos motivos. O petróleo é formado por diversos compostos químicos (até 200 em diferentes fases), água, e ocasionalmente areia. No interior da bomba este fluido multifásico é transportado por meio de movimentos de rotação e translação dentro das câmaras, onde acontecem processos de transferência de calor e massa, evaporação e condensação.

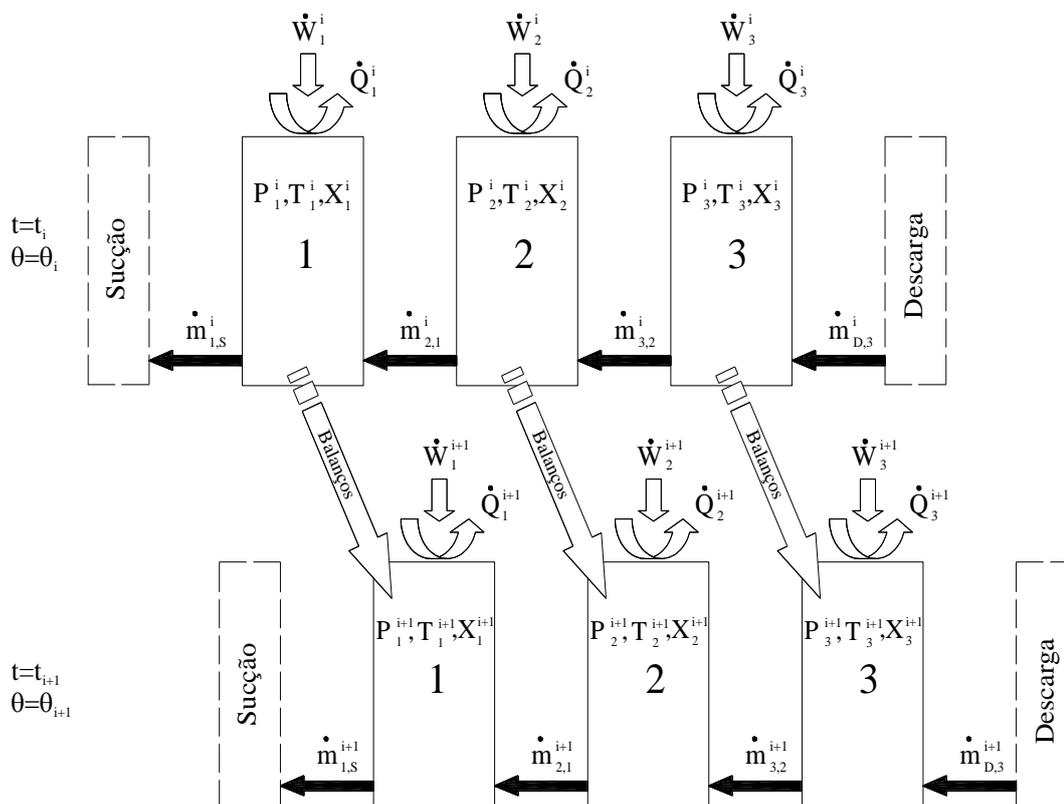
Para a modelagem da bomba considerou-se um modelo termo-hidráulico, seguindo a discretização utilizada por Nakashima (2005), em que a bomba é representada por um determinado número de câmaras fluidas, que se deslocam por passos, em cada uma das quais são feitos balanços de massa e energia para determinar o estado de cada câmara ao ingressar à sucção até ser descarregada. Cada rotação do rotor é dividida num determinado número de passos, e a cada volta as câmaras avançam uma posição, criando-se uma nova câmara na sucção e descarregando a última na descarga. Na figura 3.1 mostra-se esquematicamente o funcionamento do modelo para o cálculo de dois passos correspondentes, numa bomba de três câmaras.

No passo inicial, se conhecem a pressão,  $P_k^i$ , temperatura,  $T_k^i$ , e a composição para cada câmara  $k$  no instante  $i$ . Com estes valores calculam-se as vazões materiais que entram e saem ( $\dot{m}_{k+1,k}^i$  e  $\dot{m}_{k,k-1}^i$ ), a troca de calor ( $\dot{Q}_i$ ) e potência transferida pelo eixo ( $\dot{W}_i$ ) para cada uma delas (Fig. 3.1). Como a velocidade de rotação é conhecida, pode-se calcular o tempo ou fração de ângulo entre os passos, a saber entre os instantes  $i$  e  $i+1$ . Portanto, consegue-se calcular a quantidade de matéria e energia acumulada/d Descarregada neste intervalo em cada câmara. O balanço de massa e energia fornece as novas condições da câmara no instante  $i+1$ .

Isso é feito sucessivamente até que se complete um ciclo. Nesse momento, o estado final calculado de cada câmara  $k$  é utilizado como estado inicial da câmara  $k+1$  e os cálculos voltam a ser feitos. A convergência é atingida quando o estado final calculado de cada câmara  $k$  é igual ao estado inicial das câmaras  $k+1$ . É claro que as vazões materiais e fluxos de energia variam com o tempo, porém, se o passo

entre dois instantes calculados for suficientemente pequeno, pode-se admitir que as condições não se alteram significativamente no período de transição.

Figura 3.1 - Representação simplificada do método de cálculo do modelo.

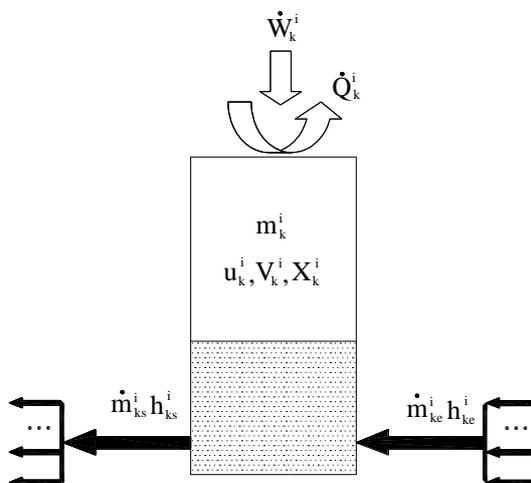


Fonte: Nakashima (2005).

### 3.3 Balanços de massa e energia

A figura 3.2 representa o volume de controle de uma câmara  $k$  qualquer, em um dado instante  $i$ , que contém certa quantidade de fluido, recebe massa proveniente das câmaras posteriores e perde massa para as anteriores através das vazões de refluxo, transfere calor para o *liner*, a carcaça e os parafusos e recebe potência transferida pelo eixo do rotor. As equações discretizadas dos balanços de energia e massa que permitem calcular o estado termodinâmico no próximo instante  $i+1$  apresentam-se a seguir. Assim, ao ser conhecida a velocidade de rotação ( $\omega$ ) e o número de passos por volta, é possível por as equações temporais em função da fração de rotação ( $\Delta\theta$ ), como apresentam as equações 3.1, 3.2 e 3.3.

Figura 3.2 - Balanço de energia e massa para uma câmara.



Fonte: Nakashima (2005).

- Conservação de energia (equação 3.1)

$$m_k^{i+1} u_k^{i+1} = \left( \dot{Q}_k^i - \dot{W}_k^i + \dot{m}_{ke}^i h_{ke}^i - \dot{m}_{ks}^i h_{ks}^i \right) \frac{\Delta\theta}{\omega} + m_k^i u_k^i \quad (3.1)$$

- Conservação de massa (equação 3.2)

$$m_k^{i+1} = \left( \dot{m}_{ke}^i - \dot{m}_{ks}^i \right) \frac{\Delta\theta}{\omega} + m_k^i \quad (3.2)$$

Quando o fluido de trabalho possui mais de um componente é necessário também fazer um balanço de massa por componente (equação 3.3):

$$z_j^{i+1} m_k^{i+1} = \left( z_{je}^i \dot{m}_{ke}^i - z_{js}^i \dot{m}_{ks}^i \right) \frac{\Delta\theta}{\omega} + z_j^i m_k^i \quad (3.3)$$

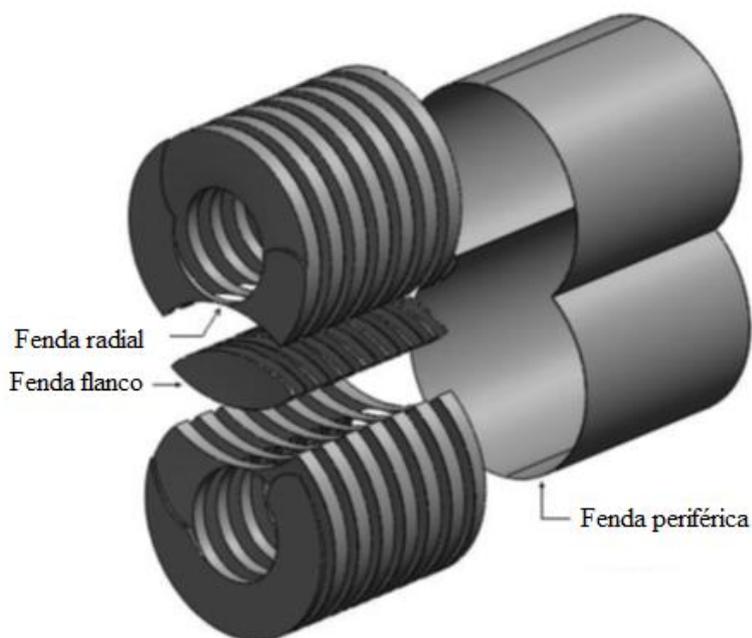
Onde  $z_j$  é a fração mássica de um componente  $j$  qualquer. As equações de cada um não são independentes, pois (equação 3.4):

$$\sum_{j=1}^c z_j = 1,0 \quad (3.4)$$

### 3.4 *Refluxo*

Os espaços livres entre os rotores e a carcaça da bomba são necessários para compensar os efeitos da força de flexão e expansão térmica dos rotores durante os períodos de operação da bomba. No entanto, através deles acontece o retorno de fluido das câmaras posteriores para as anteriores afetando assim a eficiência volumétrica da bomba. Esse refluxo apresenta-se através de três tipos de fendas, periférica, radial e de flanco (Figura 3.3), em que na primeira acontece aproximadamente 70%, a seguinte 20% e a última os 10% do total (Nakashima, 2005). Para o cálculo das vazões foram consideradas as equações desenvolvidas por Nakashima (2005) para a modelagem do refluxo nas fendas:

Figura 3.3 - Passagem do fluido através das interseções formadas pela montagem dos parafusos e o *liner* na bomba.



Fonte: Patil (2013).

#### 3.4.1 **Fenda Radial**

O refluxo através da fenda radial (Figura 3.4) é formado por duas vazões. Uma causada pela diferença de pressão e a outra provocada pela arrasto do líquido durante a rotação do parafuso, como se apresenta nas equações 3.5 até 3.11.

$$\dot{V}_R = \dot{V}_{R,dp} + \dot{V}_{R,rot} \quad (3.5)$$

A componente da diferença de pressão é dada por:

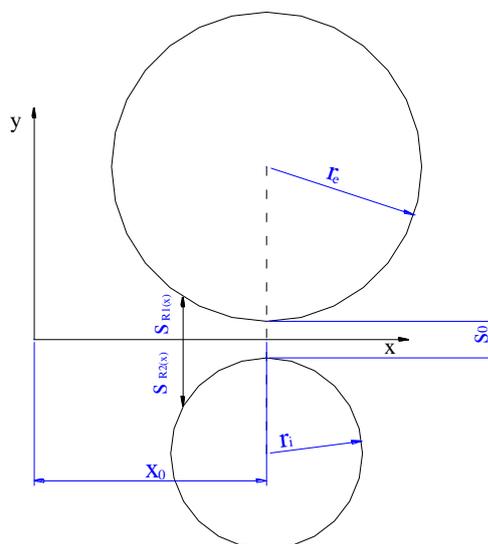
$$\dot{V}_{R,dp} = \frac{B \cdot \Delta p}{12 \mu_f \int_0^{2x_0} \frac{1}{s_R(x)^3} dx} \quad (3.6)$$

No caso do escoamento laminar tem-se:

$$\dot{V}_{R,dp} = \frac{2\sqrt{\Delta p B^3}}{\sqrt{\rho_f \int_0^{2x_0} f(x) dx}} \quad (3.7)$$

$$f(x) = \frac{s_R(x)^3}{\lambda(s_R(x) + B)} \quad (3.8)$$

Figura 3.4 - Parâmetros geométricos para o cálculo do refluxo através da fenda radial.



Fonte: Wincek (1992).

Para o caso do escoamento turbulento o coeficiente de atrito para toda a região turbulenta pode ser calculado usando-se a equação 3.9, estabelecida por Colebrook e White (1939) (Schlichting e Gersten, 2000):

$$\frac{l}{\sqrt{\lambda}} = 1,74 - 2,00 \cdot \log \left( \frac{2k}{D_h} + \frac{18,7}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (3.9)$$

$$D_h = \frac{2s_R(x)B}{s_R(x) + B}$$

A espessura da fenda  $s_R(x)$ , apresenta-se na figura 3.4, e pode ser calculada a partir do raios interno e externo do parafuso com a equação 3.10.

$$s_R(x) = s_{R1}(x) + s_{R2}(x) = R_e + R_i + s_{R0} - \sqrt{R_e^2 - (x - x_o)^2} - \sqrt{R_i^2 - (x - x_o)^2} \quad (3.10)$$

Enquanto a componente devida à rotação é estimada pela equação 3.11.

$$\dot{V}_{R,rot} = \frac{\varpi(R_e - R_i)}{2} B \cdot s_{R0} \quad (3.11)$$

### 3.4.2 Fenda de Flanco

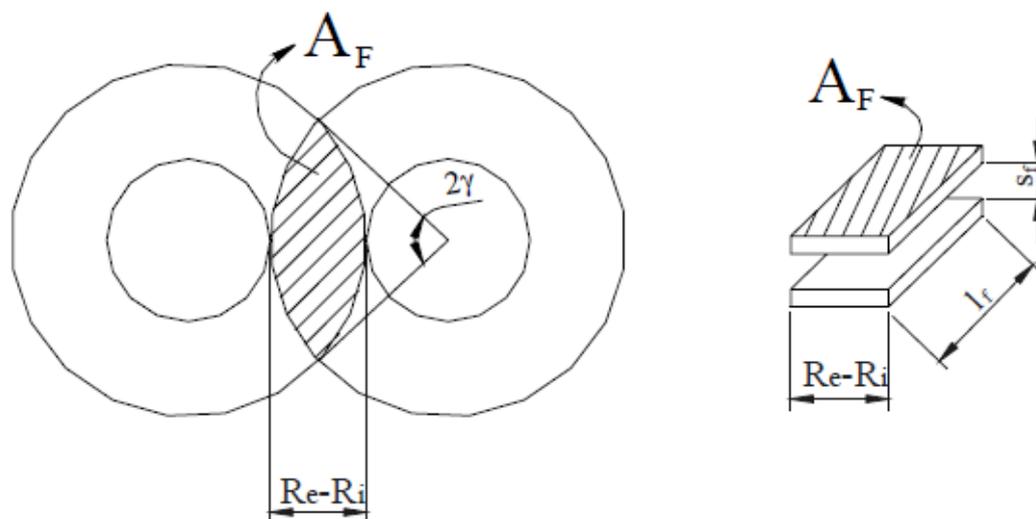
A fenda de flanco está representada na figura 3.5. De forma análoga ao caso anterior, o refluxo na fenda de flanco é formado por duas vazões. Uma causada pela diferença de pressão e a outra provocada pela arrasto do líquido durante a rotação do parafuso. O refluxo da fenda de flanco é dado pela equação 3.12.

$$\dot{V}_F = \dot{V}_{F,dp} + \dot{V}_{F,rot} \quad (3.12)$$

Para o cálculo da vazão de refluxo nessa fenda precisa ser usada uma geometria equivalente (como se mostra na figura 3.5), que possui a mesma largura e área da fenda original. De tal modo, os cálculos são feitos empregando-se um comprimento de fenda fictício dado pela equação 3.13.

$$l_F = \frac{R_e^2}{R_e - R_i} (2\gamma - \text{sen}2\gamma) \quad (3.13)$$

Figura 3.5 - Parâmetros geométricos para o cálculo do refluxo através da fenda de flanco.



Fonte: Wincek (1992).

$2\gamma$  é o ângulo de intersecção dos parafusos, que pode ser calculado na equação 3.14.

$$\gamma = \arccos \frac{R_e + R_i}{2R_e} \quad (3.14)$$

Se for considerada a inclusão das perdas localizadas, então a vazão devida à diferença de pressão será dada pela seguinte expressão (equação 3.15):

$$\dot{V}_{F,dp} = A_F \cdot U_F = (R_e - R_i) \cdot s_f \cdot U_F \quad (3.15)$$

Dependendo das condições de operação da bomba, para o cálculo de  $U_F$  (velocidade média na fenda), podem se apresentar diferentes regimes de escoamento. Assim, tem-se em conta dois casos: regime laminar e regime turbulento. Para o cálculo do primeiro caso, usa-se a equação 3.16.

$$U_F = \frac{\sqrt{\left(\frac{24l_F\mu_f}{s_F^2}\right)^2 + 12\rho_f \cdot \Delta p} - \frac{24l_F\mu_f}{s_F^2}}{3\rho_f} \quad (3.16)$$

E a equação 3.17 para o regime turbulento.

$$U_F = \frac{2}{\sqrt{\left(\frac{\lambda \cdot l_F}{2s_F} + 1,5\right)}} \frac{\Delta p}{\rho_l} \quad (3.17)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,74 - 2,00 \cdot \log\left(\frac{k}{s_F} + \frac{18,7}{Re\sqrt{\lambda}}\right)$$

Para completar o cálculo da vazão total de refluxo, deve se incluir a parcela devida ao efeito de rotação, como mostra a equação 3.18.

$$\dot{V}_{F,rot} = \frac{\varpi \cdot s_F (R_e^2 - R_i^2)}{2} \quad (3.18)$$

### 3.4.3 Fenda Periférica

O cálculo do refluxo através da fenda periférica deve incluir o efeito da rotação do eixo do rotor na perda de carga. A análise das correlações usadas pode ser vista em detalhe no trabalho de Nakashima (2005). O desenvolvimento das equações foi feito considerando-se que as fendas periféricas de bombas parafuso são muito estreitas. Assim, o coeficiente de atrito utilizado ficou:

Para o caso do escoamento laminar (Equação 3.19):

$$\lambda_l = 1,5\lambda_{c,l} = \frac{96}{Re} \quad (3.19)$$

E para os casos de transição e turbulento (Equação 3.20).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_t}} = \frac{1,74}{\sqrt{k_{an}k_{rot,r}}} - 2 \log \left( \left( \frac{k_s}{s_p} \right)^{\frac{1}{\sqrt{k_{an}k_{rot,r}}}} + \frac{10^{\frac{1}{2} \left( \frac{1,74}{\sqrt{k_{an}k_{rot,r}} + \frac{0,8 + \log(k_{an}k_{rot})}{\sqrt{k_{an}k_{rot}}} \right)}}}{(Re \sqrt{\lambda_t})^{1/\sqrt{k_{an}k_{rot}}}} \right) \quad (3.20)$$

De tal modo, a vazão total será dada por:

$$\dot{V}_P = \dot{V}_{P,dp} + \dot{V}_{P,rot} = (U_z + U_\theta \cdot \text{sen} \alpha) A_P \quad (3.21)$$

Em que  $A_P$  e  $l_P$  são calculadas pelas equações 3.22 e 3.23 e  $\gamma$  é dado pela equação 3.14

$$A_P = s_P l_P \quad (3.22)$$

$$l_P = \frac{\pi - \gamma}{\pi} \sqrt{P^2 + (D_e \pi)^2} \quad (3.23)$$

A velocidade do fluido devido à diferença de pressão é dada pela equação 3.24.

$$U_z = \sqrt{\frac{2}{\left( \frac{\lambda \cdot B \cdot \cos \alpha}{2s_p} + 1,5 \right)} \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (3.24)$$

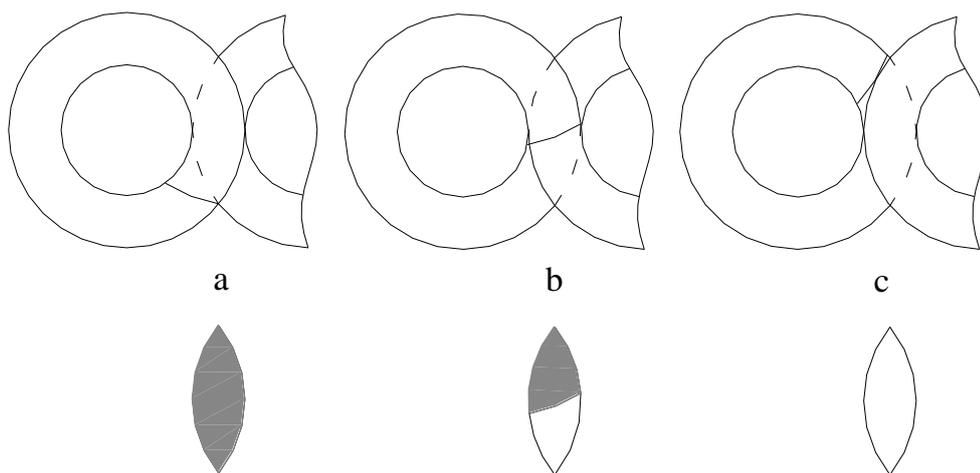
Em que  $\alpha$  é o ângulo de hélice. Deste modo, a componente devida à rotação é dada pela equação 3.25.

$$U_\theta = \frac{R_i^2 \varpi}{(R_e - R_i)} \left[ \ln \left( \frac{R_e}{R_i} \right) \cdot \left( 1 + \frac{R_e^2}{R_e^2 - R_i^2} \right) - \frac{1}{2} \right] \quad (3.25)$$

### 3.5 Abertura gradual da câmara de descarga

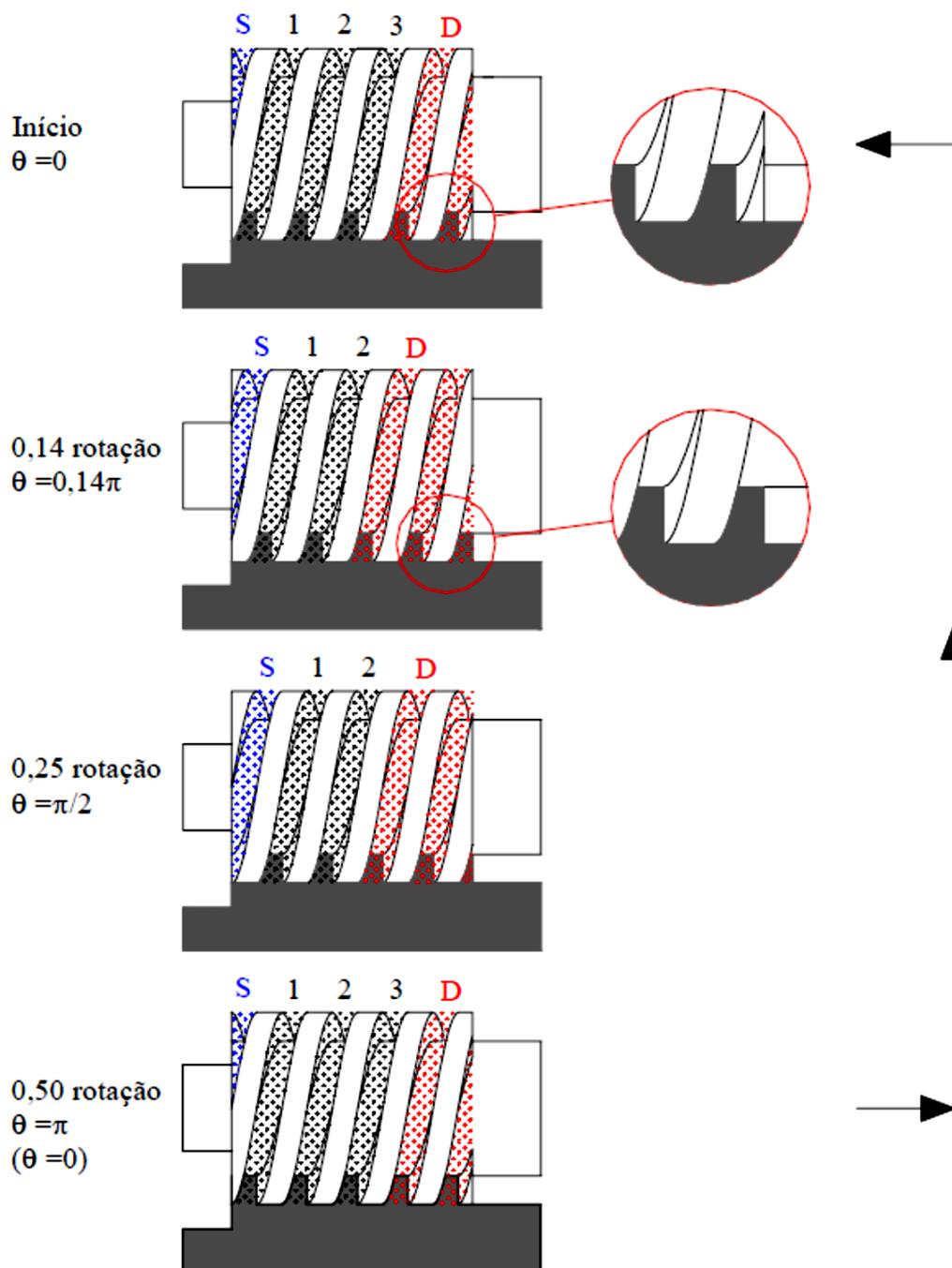
Os modelos consultados na bibliografia (Wincek, 1992; Korner, 1998; Nakashima, 2005; Rábiger, 2008) consideram conhecidos os estados do fluido à entrada, bem como a pressão de descarga, já que a certo número de passos as câmaras deslocam-se de posição. O modelo muda numericamente os dados de uma câmara à seguinte, até atingir a última posição na descarga (Figura 3.7). Enquanto a pressão dessa câmara aumenta subitamente, fazendo com que o perfil de pressão seja descontínuo na seção perto da descarga (Figura 3.8), o cálculo das propriedades nesta é afetado, bem como o desenvolvimento de todo o perfil de pressão ao longo do parafuso. Além disso, observa-se também uma maior diferença entre os dados experimentais e os calculados pelo modelo termo-hidráulico (Figura 3.8), o que também se pode atribuir ao salto de pressão que o modelo faz para o cálculo na última câmara. Portanto é necessário considerar os efeitos da abertura gradual da câmara de descarga (Figura 3.6), para eliminar a descontinuidade no perfil de pressão e melhorar a exatidão do modelo atual comparando-o aos dados experimentais.

Figura 3.6 - Processo de abertura da última câmara.



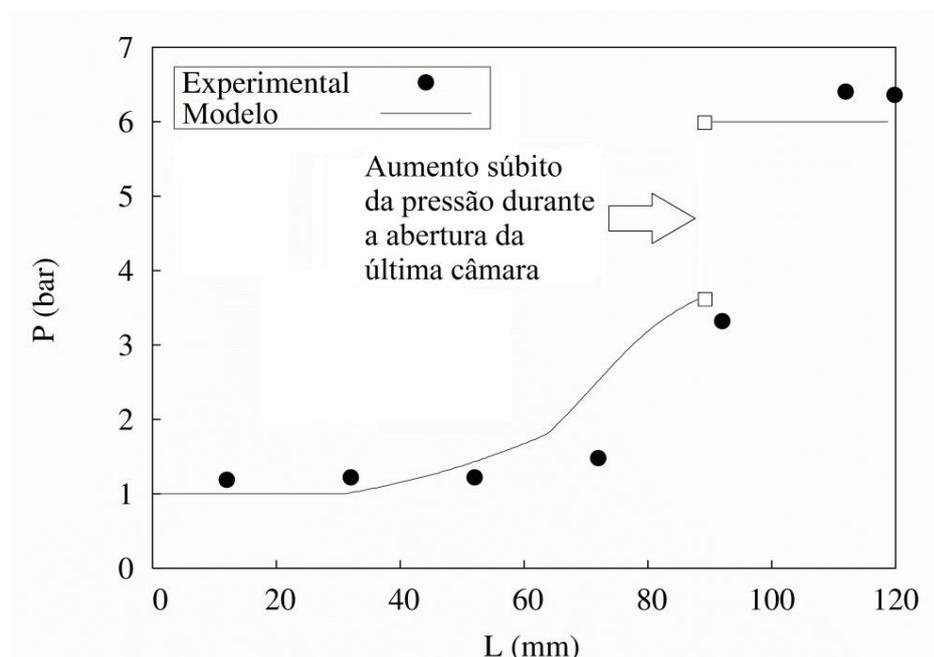
Fonte: Nakashima (2005).

Figura 3.7 - Ilustração do comportamento cíclico das câmaras e o processo de criação e abertura das câmaras



Fonte: Körner (1998).

Figura 3.8 - Distribuição de pressão durante a abertura da última câmara.



Fonte: Adapado de Nakashima (2005).

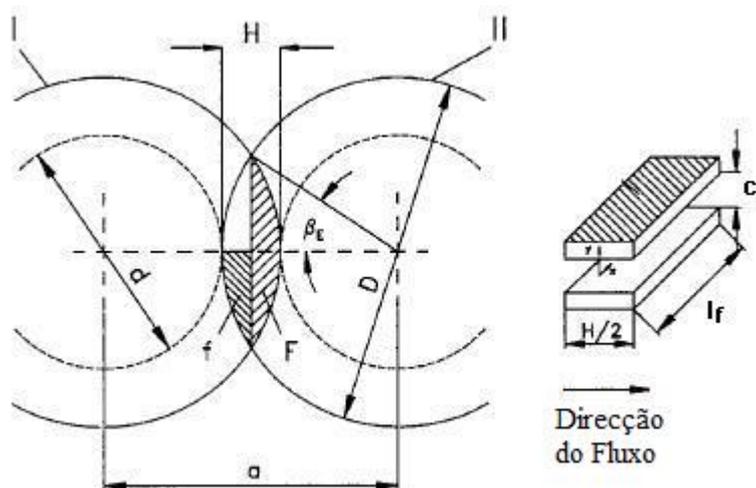
No modelo proposto, foram desenvolvidas equações que representam a variação de cada fenda (radial, flanco, periférica) com a rotação. Na abertura da câmara de descarga, estas equações são combinadas com as equações que calculam o refluxo, calculando a variação do refluxo em cada iteração, e a quantidade de massa e energia na câmara até finalizar o processo de abertura.

O modelo proposto baseado na variação da área das fendas da última câmara ao atingir a descarga, apresenta-se a seguir.

### 3.5.1 Equações de abertura da fenda de flanco

Do contato das faces internas dos parafusos gera-se uma fenda de flanco, no momento da abertura da câmara ela desaparece gradualmente em função do ângulo. Uma análise das equações que descrevem este fenômeno apresenta-se nas equações 3.26 até 3.43 (ver Figs 3.9 e 3.10).

Figura 3.9 - Geometria da fenda de flanco e área equivalente.



Fonte: Vetter (2000).

$$R_e = \frac{D}{2} \quad e \quad R_i = \frac{d}{2} \quad (3.26)$$

Dados:

$$H = \frac{D - d}{2} \quad (3.27)$$

$$a = \frac{D + d}{2} \quad (3.28)$$

$$\frac{a}{2} = \frac{D}{2} \cos \beta \quad (3.29)$$

O cálculo da seção  $f$  (um quarto da área da fenda mostrada na figura 3.9) é definido pela área do setor circular e a área do triângulo formado com ajuda do ângulo  $\beta$  e a metade da distância entre os centros dos eixos. As expressões necessárias para sua avaliação apresentam-se nas equações 3.30 até 3.38.

$$l_f \frac{H}{2} = \frac{\beta}{2} \left(\frac{D}{2}\right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{a}{2}\right) \left(\frac{D}{2} \sin \beta\right) \quad (3.30)$$

$$l_f \frac{H}{2} = \frac{\beta}{2} \left(\frac{D}{2}\right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{D}{2} \cos \beta\right) \left(\frac{D}{2} \sin \beta\right) \quad (3.31)$$

$$l_f \frac{H}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{D}{2}\right)^2 (\beta - \sin \beta \cos \beta) \quad (3.32)$$

$$l_f \frac{H}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{D}{2}\right)^2 \left(\frac{2\beta - \sin 2\beta}{2}\right) \quad (3.33)$$

A área completa equivalente será dada pela equação 3.34.

$$L_F H = \left(\frac{D}{2}\right)^2 (2\beta - \sin 2\beta) \quad (3.34)$$

$$L_F = \frac{R_e^2}{R_e - R_i} (2\beta - \sin 2\beta) \quad (3.35)$$

Ou, em termos de  $R_{ext}^2$  e  $\beta$  (equação 3.36):

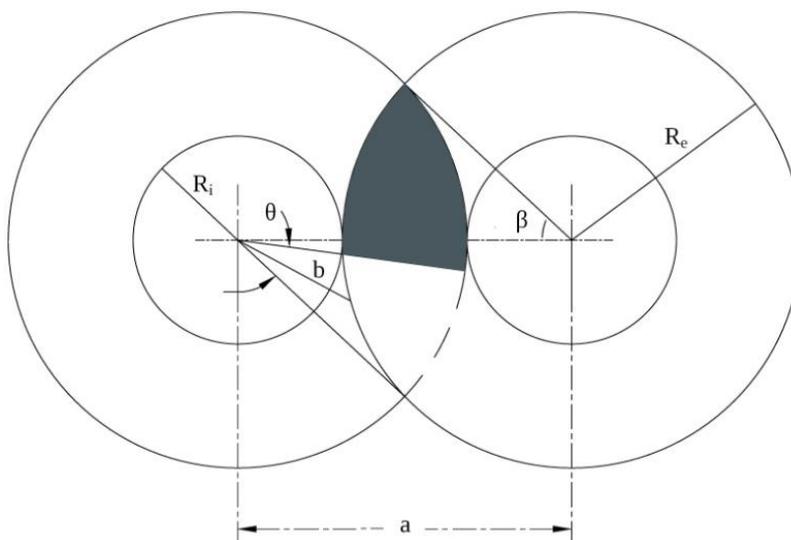
$$A_{Tf} = R_{ext}^2 (2\beta - \sin 2\beta) \quad (3.36)$$

O ângulo  $\beta$  é dado pelas equações 3.37 e 3.38.

$$\cos \beta = \frac{R_e + R_i}{2R_e} \quad (3.37)$$

$$\beta = \cos^{-1} \frac{R_e + R_i}{2R_e} \quad (3.38)$$

Figura 3.10 - Geometria da fenda de flanco em função do ângulo teta.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Foram consideradas as seguintes equações para o desenvolvimento da área da fenda na rotação.

Área inicial da fenda (equação 3.39):

$$A_{Tf} = R_{ext}^2 (2\beta - \sin 2\beta) \quad (3.39)$$

Em que a faixa de valores para o raio interno variável é:  $R_i \leq b \leq R_{ext}$

Foram desenvolvidas duas equações para a variação da área da fenda de flanco (Figura 3.10) com a rotação, que representam o domínio angular  $2\beta$  em dois intervalos (Equações 3.40 até 3.43)

Para o intervalo  $0 \leq \theta < \beta$  dado pelas equações 3.41 e 3.42.

$$a = b \cos(\beta - \theta) + R_{ext} \left\{ 1 - \frac{b^2}{R_{ext}^2} [1 - \cos(\beta - \theta)] \right\} \quad (3.40)$$

$$A_{ff} = \frac{R_{ext}^2 (2\beta - \sin 2\beta)}{2} + \left\{ (\beta - \theta) \frac{R_{ext}^2}{2} - \frac{b^2 \sin(\beta - \theta) \cos(\beta - \theta)}{2} + b^2 \left( \frac{2(\beta - \theta) - \sin 2(\beta - \theta)}{2} \right) \right\} \quad (3.41)$$

E, para o intervalo  $\beta \leq \theta < 2\beta$  dado pelas equações 3.42 e 3.43.

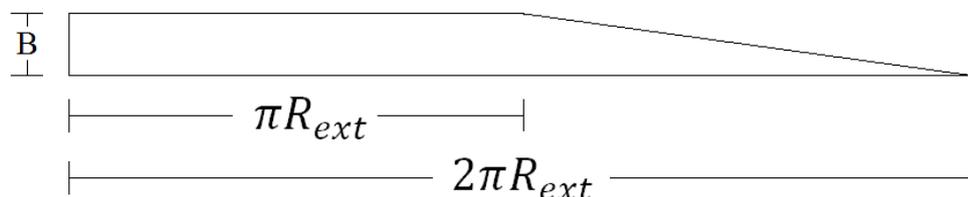
$$a = b \cos(\beta - \theta) + R_{ext} \left\{ 1 - \frac{b^2}{R_{ext}^2} [1 - \cos(\beta - \theta)] \right\} \quad (3.42)$$

$$A_{ff} = \frac{R_{ext}^2(2\beta - \sin 2\beta)}{2} - \left\{ (\theta - \beta) \frac{R_{ext}^2}{2} - \frac{b^2 \sin(\theta - \beta) \cos(\beta - \theta)}{2} + b^2 \left( \frac{2(\theta - \beta) - \sin 2(\theta - \beta)}{2} \right) \right\} \quad (3.43)$$

### 3.5.2 Abertura da fenda periférica

A fenda periférica existe entre o topo do parafuso e a superfície interior do *liner*, e a sua geometria remete aos canais anulares (Figura 2.5), no momento da abertura da câmara, ela desaparece gradualmente, em função do ângulo de rotação e o deslocamento axial do parafuso. As equações 3.44 até 3.48 descrevem esse processo.

Figura 3.11 - Área do filete da última câmara para uma volta.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Área total da espessura da fenda periférica da última câmara é dadad pela equação 3.44.

$$A_{Tp} = \frac{3\pi}{2} B R_{ext} \quad (3.44)$$

Considerando a geometria da fenda periférica, foram somadas duas seções (Figura 3.11), representadas em dois intervalos diferentes (Equações 3.45 até 3.48). No primeiro, a fenda tem comprimento constante (B), o qual diminui gradualmente no seguinte intervalo, à medida em que avança a rotação do parafuso. Assim,

Para o intervalo  $0 \leq \theta < \pi$  (Equações 3.45 e 3.46).

$$A_{fp} = A_{Tp} - BR_{ext}\theta \quad (3.45)$$

$$A_{fp} = \left(\frac{3\pi}{2} - \theta\right)BR_{ext} \quad (3.46)$$

Para o intervalo  $\pi \leq \theta < 2\pi$  (Equações 3.47 e 3.48).

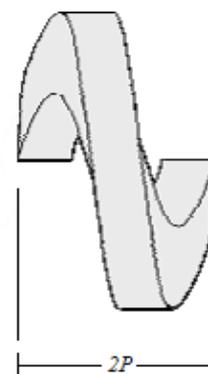
$$A_{fp} = \left(\frac{3\pi}{2} - \pi\right)BR_{ext} - (\theta - \pi)\frac{BR_{ext}}{2} \quad (3.47)$$

$$A_{fp} = \left(\pi - \frac{\theta}{2}\right)BR_{ext} \quad (3.48)$$

### 3.5.3 Abertura da fenda radial

O comprimento da fenda radial é dado em função do passo do parafuso (Figura 3.12). Considerando o espaço entre o eixo e o filete dele, resultam três trajetos (Equações 3.50 até 3.53), com o seguinte comprimento apresentado na equação 3.49.

Figura 3.12 - a) Desenvolvimento da fenda radial, b) comprimento axial em número de passos da câmara fluida no início da abertura da câmara.



Fonte: Kroupa (2011).

$$L = \frac{2P}{4} \quad (3.49)$$

Para o intervalo  $0 \leq \theta < \frac{\pi}{2}$

$$l = \left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) \frac{2L}{\pi} \quad (3.50)$$

$$l = (\pi - 2\theta) \frac{L}{\pi} \quad (3.51)$$

Para o intervalo  $\frac{\pi}{2} \leq \theta < \frac{3\pi}{2}$

$$l = 0 \quad (3.52)$$

Para o intervalo  $\frac{3\pi}{2} \leq \theta < 2\pi$

$$l = (2\pi - \theta) \frac{2}{\pi} L \quad (3.53)$$

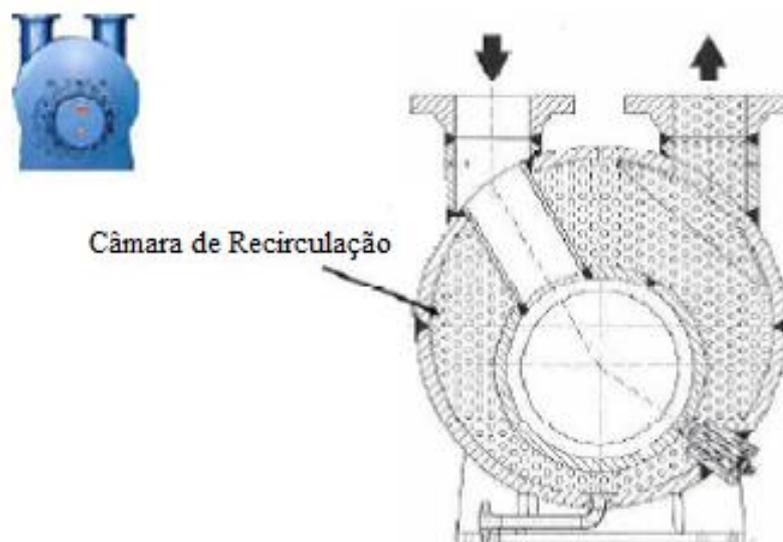
### ***3.6 Recirculação entre a sucção e descarga da bomba.***

A recirculação de líquido melhora o desempenho das bombas multifásicas de tipo duplo parafuso ajudando a atingir condições rigorosas de operação, bem como aumentar a eficiência volumétrica em altas FVG. Na operação, durante períodos de alta FVG, o volume de líquido que acompanha o gás é muito pequeno e para determinada FVG, a bomba perde a sua capacidade de comprimir o gás até a pressão de saída o que faz com que ele recircule o fluido até a entrada da bomba.

Da mesma forma, toda a potência que era usada para comprimir o gás se torna energia interna, e causa um rápido incremento da temperatura no interior da bomba. Apesar das fendas estreitas melhorarem a eficiência volumétrica, o incremento da temperatura pela operação a altas FVG gera expansão térmica nos parafusos, aumentando o risco de contato entre as peças, o que pode danificar a máquina.

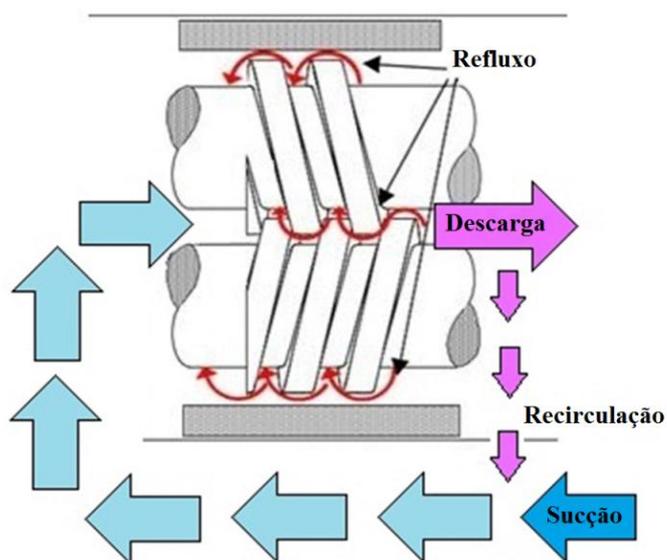
Um sistema de recirculação separa parte do líquido presente no fluido de trabalho durante o processo de descarga da bomba, para que uma parcela volte a ser

Figura 3.13 - Recirculação interna dentro de uma bomba multifásica de duplo parafuso.



Fonte: Kroupa (2011).

Figura 3.14 - Esquema de recirculação interna de uma bomba multifásica de duplo parafuso.

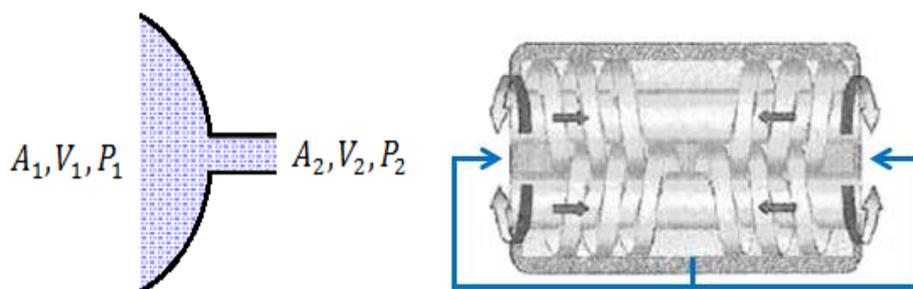


Fonte: Adaptado de Kroupa (2011).

injetada na sucção. O modelo de recirculação patenteado pela Bornemann (Figura 3.13) é baseado em recirculação interna através da carcaça (projetada para que tanto na sucção, como na descarga se mantenha a maior quantidade de líquido possível). Na figura 3.14, apresenta-se um esquema simplificado do sistema de recirculação de uma bomba multifásica.

Sem o efeito de esfriamento do líquido da recirculação dentro das câmaras, a temperatura aumenta até valores críticos. Já que, a variação da energia interna durante o processo de compressão do gás é absorvida pelo líquido (tornando o processo quase isotérmico). No entanto, a recirculação leva energia interna adicional à entrada da bomba, aumentando a temperatura do fluido na sucção. O efeito desta recirculação na eficiência da bomba e nas condições na descarga deve ser avaliado em detalhe.

Figura 3.15 - a) Secção transversal da bomba, perto do canal de recirculação, b) Distribuição do fluxo de recirculação.



Fonte: Adaptado de Xu (2011).

Para a modelagem deste fenômeno foram aplicadas as equações de conservação de energia e de massa no canal, entre a descarga da bomba e o reservatório formado pelo líquido em sua carcaça. Para sua solução foram consideradas as seguintes hipóteses: não se consideram os efeitos da gravidade pela inclinação do canal de recirculação da bomba, o fluxo foi considerado incompressível ( $Ma < 0,3$ ); não existe transferência de calor ou trabalho. A área de entrada perto do canal é considerada muito grande em relação à secção transversal dele,  $A_1 \gg A_2$ , para garantir que a velocidade no eixo x seja muito

menor que a velocidade dentro do canal de recirculação,  $V_2 \gg V_1$  (Figura 3.15a). Para o escoamento acontecer na região de entrada hidrodinâmica do canal, a hipótese de fluxo completamente desenvolvido pode ser considerada para o efeito das perdas distribuídas. Devido ao fato de que o modelo matemático considera só um parafuso, o fluxo de recirculação calculado é dividido em quatro parcelas (Figura 3.15b). As expressões necessárias para a solução deste problema apresentam-se nas equações 3.54 até 3.60.

Equação de energia (Equação 3.54).

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 + \rho g z_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \rho g z_2 + \sum K * \frac{1}{2}\rho V_{prom}^2 \quad (3.54)$$

Equação de conservação de massa (Equação 3.55).

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 \quad (3.55)$$

$$A_1 \gg A_2 \quad V_2 \gg V_1 \quad (3.56)$$

Considerando a equação 3.56, em que a velocidade no canal ( $V_2$ ) é muito maior com relação à velocidade de entrada perto do canal ( $V_1$ ), e desprezando esta última, a equação 3.54 vira a equação 3.57.

$$P_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \sum K * \frac{1}{2}\rho V_2^2 \quad (3.57)$$

Perdas localizadas (entrada e saída do canal) no canal e distribuídas (ao longo do canal) consideradas na equação 3.58.

$$\sum K = K_{in} + K_{out} + f \frac{L}{D} \quad (3.58)$$

As perdas localizadas na entrada e a saída (Equação 3.59):

$$K_{in} = 0,5 \quad K_{out} = 2 \quad (3.59)$$

No caso das perdas distribuídas foi utilizada a equação 3.60 (Churchill, 1977).

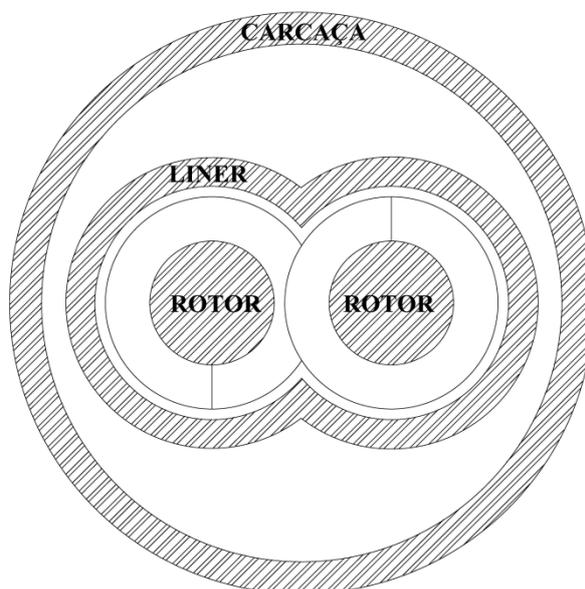
$$\frac{2}{c_f} = \left\{ \frac{1}{[(8/Re)^{10} + (Re/36,500)^{20}]^{1/2}} + \left[ 2,21 \ln \left( \frac{Re}{7} \right) \right]^{10} \right\}^{1/5} \quad (3.60)$$

Como a pressão de sucção ( $P_2$ ) e de descarga ( $P_1$ ) são conhecidas, é possível a solução das equações 3.56 até 3.59 e assim, calcular a velocidade média na saída do canal ( $V_2$ ) e, deste modo, o fluxo volumétrico e a corrente material associados à recirculação entre a última e a primeira câmara da bomba. Essa corrente material é contabilizada nos balanços de massa e energia da primeira câmara e, influenciando os cálculos dos seus estados termodinâmicos. O efeito da recirculação de líquido diminui o volume útil da primeira câmara e aumenta sua temperatura interna (por incorporar fluido aquecido da descarga), portanto, seus efeitos reais na eficiência volumétrica e operação interna da bomba devem ser avaliados, principalmente durante os períodos em que a bomba opera em regimes de baixas vazões de gás, em que o efeito da recirculação de líquido não é necessário para melhorar a selagem das câmaras. (Deve-se lembrar de que no sistema estudado, a vazão de recirculação depende do diferencial de pressão, e não da FVG em que a bomba opera).

### ***3.7 Transferência de calor***

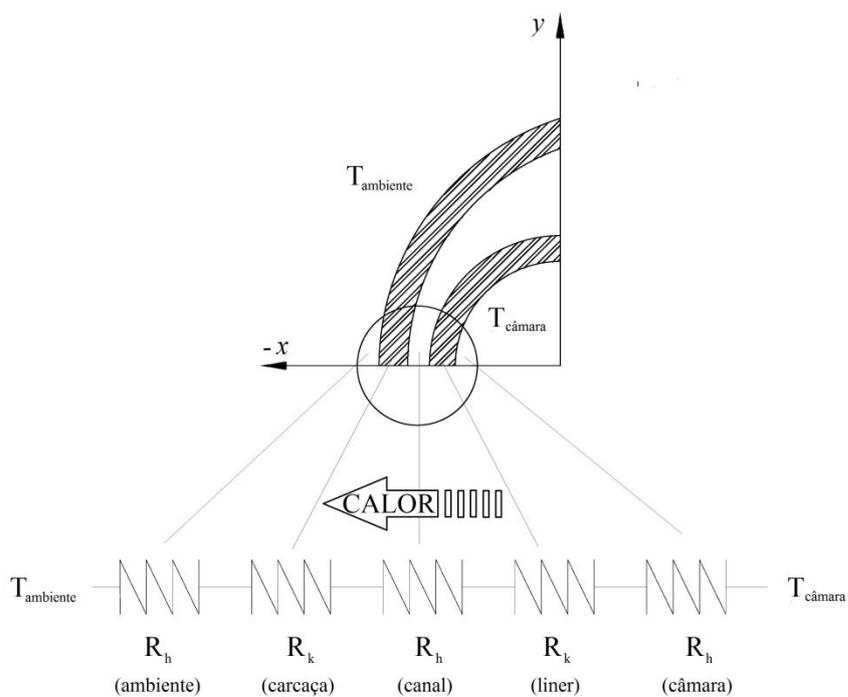
No caso da bomba multifásica com recirculação interna através da carcaça (Figura 3.13), o calor trocado com o fluido nas câmaras, pode dividir-se em duas parcelas, uma entre o parafuso e a superfície interna do *liner*, e outra na superfície externa do *liner*, que se encontra em contato com o fluido que ingressa através do canal formado entre o *liner* e a carcaça da bomba.

Figura 3.16 - Secção transversal da bomba multifásica de duplo parafuso.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 3.17 - Resistência térmica equivalente para o cálculo da transferência de calor entre o fluido de trabalho e o ambiente.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na figura 3.16, mostra-se um esquema do corte transversal da bomba utilizado para definir a geometria do domínio sólido que será utilizado para avaliar a transferência de calor na carcaça. Assim, foram considerados os efeitos da convecção nas superfícies de contacto com o fluido, ou seja, entre o parafuso e o liner. No caso do parafuso, a convecção do fluido com as superfícies do topo do filete do rotor e com a câmara. No entanto, no liner, se considera a convecção interna e externa: interna com o fluido dentro das câmaras e externa com o fluido que entra à bomba e passa por um canal (através da carcaça) para a sucção (Figura 3.17).

### 3.7.1 Transferência de calor no liner

Para o cálculo da transferência de calor, foi considerado que a diferença de temperatura entre duas câmaras consecutivas é muito pequena quando comparada com a troca de calor entre o fluido no interior e o que escoar dentro do canal de sucção da bomba. Assim, o problema torna-se um problema bidimensional, se assume simetria nos planos x e y (Figura 3.18), portanto apenas um quarto da seção transversal precisa ser calculado.

Para implementar numericamente a transferência de calor, foi considerado um sistema de coordenadas desenvolvido por meio de coordenadas cilíndricas (Figura 3.18). Neste sistema, o ângulo  $\theta$  é medido a partir do centro da circunferência externa e o raio excêntrico ( $r_\epsilon$ ), se mede a partir da excentricidade  $\epsilon$ , como é apresentado na figura 3.18. Assim, o domínio computacional fica simplificado a partir desse sistema de coordenadas, como pode ser visto na figura 3.19.

O sistema de coordenadas transformado para o cálculo da transferência de calor bidimensional, é apresentado nas equações 3.61 até 3.66.

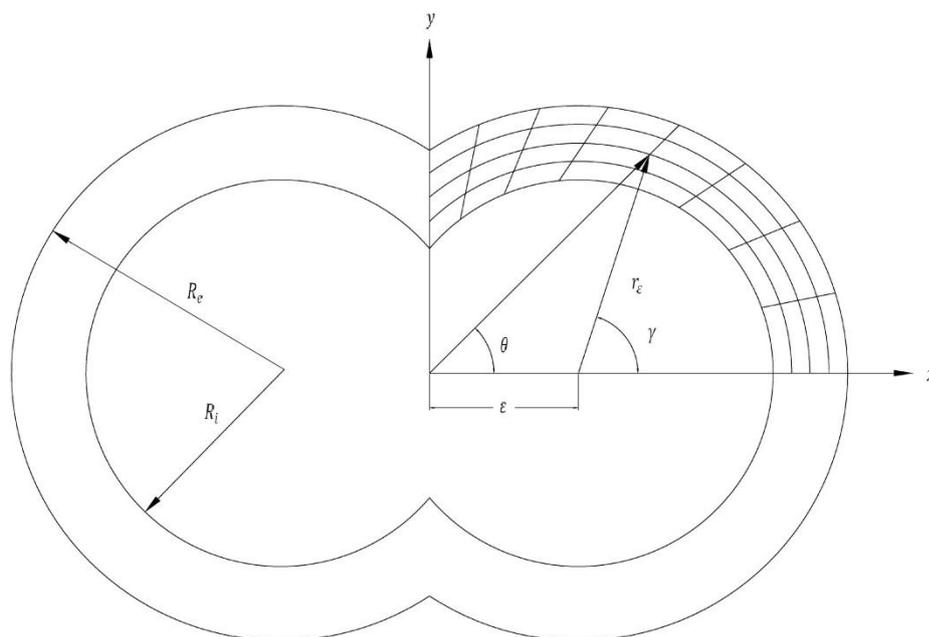
(3.61)

$$x = r_\epsilon \cos(\theta_\epsilon) + \epsilon$$

(3.62)

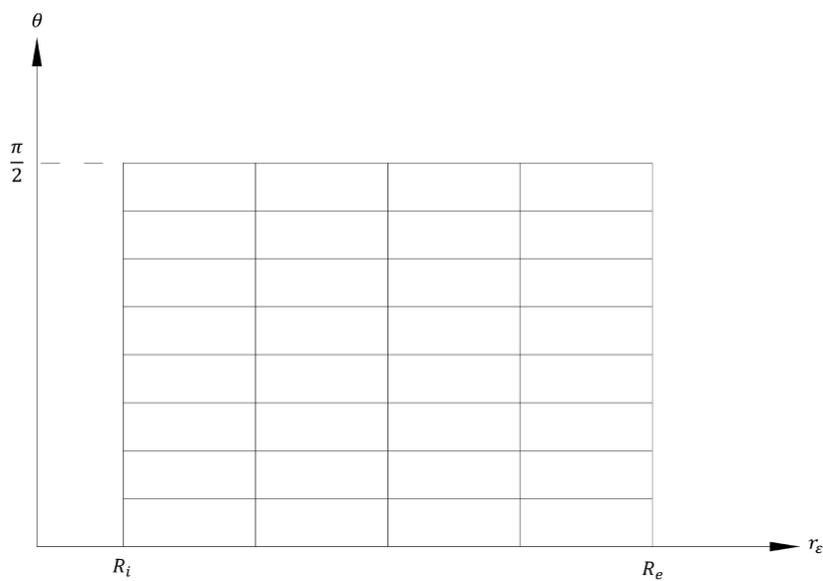
$$x = \pm \frac{\epsilon}{R_\epsilon} \sqrt{\cos^2(\theta) - \frac{1}{2} R_\epsilon^2 \sin^2(2\theta) + R_\epsilon^2 \sin^2(\theta) - R_\epsilon \sin(\theta) \sin(2\theta) \sqrt{1 - (R_\epsilon \sin(\theta))^2}} + \epsilon$$

Figura 3.18 - Modelo computacional considerado para os cálculos.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 3.19 - Domínio computacional transformado.



Fonte: Elaborado pelo autor.

$$y = \sin(\theta_\varepsilon) \quad (3.63)$$

$$y = \pm \frac{\varepsilon}{R_\varepsilon} \sqrt{\sin^2(\theta) + \frac{1}{2} R_\varepsilon^2 \sin^2(2\theta) - R_\varepsilon^2 \sin^2(\theta) + R_\varepsilon \sin(\theta) \sin(2\theta) \sqrt{1 - (R_\varepsilon \sin(\theta))^2}} \quad (3.64)$$

$$z = Z \quad (3.65)$$

Desta forma, a equação da energia usada para o cálculo da transferência de calor através do liner, fica dada pela equação 3.66:

$$\frac{1}{J} \frac{\rho_c c_c}{k} \frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r_\varepsilon} \left( J \alpha \frac{\partial T_c}{\partial r_\varepsilon} - J \beta \frac{\partial T_c}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left( J \gamma \frac{\partial T_c}{\partial \theta} - J \beta \frac{\partial T_c}{\partial r_\varepsilon} \right) \quad (3.66)$$

### 3.7.2 Transferência de calor no rotor

No caso do rotor, o domínio computacional foi obtido por meio de coordenadas helicoidais (Figura 3.20), as quais precisaram ser transformadas em coordenadas cartesianas para simplificar o problema, como apresenta nas equações 3.67 e 3.68.

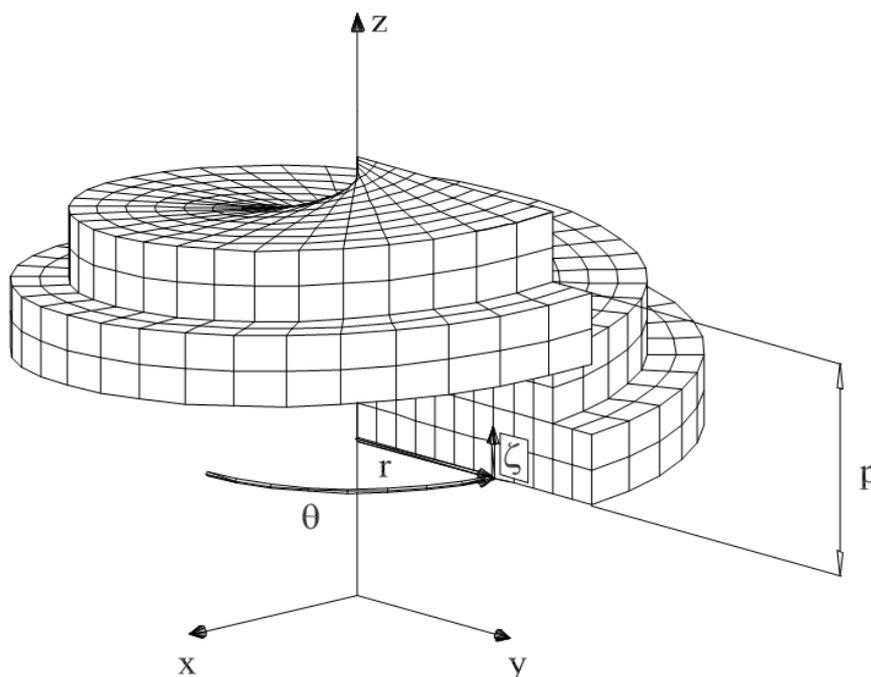
$$x = r \cdot \cos \theta \quad (3.67)$$

$$y = r \cdot \sin \theta$$

$$z = \frac{P}{2\pi} \theta + \zeta$$

Na equação 3.67,  $p$  é o passo do parafuso e  $\zeta$  é a distância a partir do flanco do parafuso.

Figura 3.20 - Modelo computacional considerado para os cálculos.



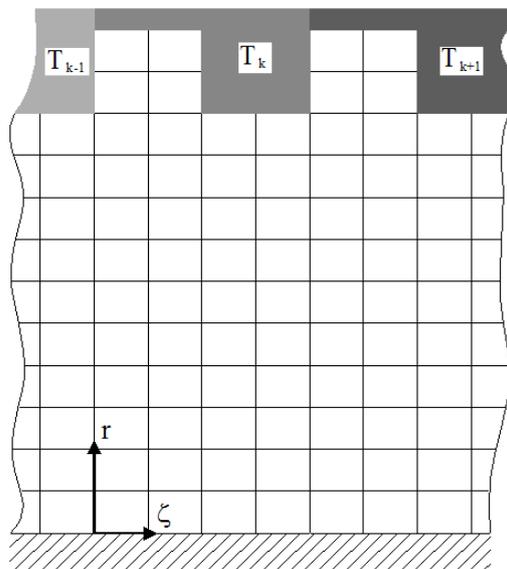
Fonte: Nakashima (2005).

Assim desprezando a variação tangencial da temperatura na direção  $\theta$ , a equação de energia usada para o cálculo da transferência de calor através do rotor, fica dada pela equação 3.68:

$$\frac{\rho_r c_r}{k_r} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \left[ 1 + \left( \frac{p}{2\pi r} \right)^2 \right] \frac{\partial^2 T}{\partial \zeta^2} \quad (3.68)$$

Observa-se que, como no caso anterior, o problema da transferência de calor através do parafuso simplifica-se a um problema bidimensional e seu domínio é apresentado na figura 3.21.

Figura 3.21 - Domínio computacional transformado.



Fonte: Nakashima (2005).

### 3.7.3 Coeficientes de película

No cálculo da transferência de calor por convecção foram considerados dois casos: entre os parafusos e a superfície interna do *liner*, e na superfície externa deste.

No primeiro caso, entre o fluido e os parafusos e *liner* existem quatro superfícies onde é preciso estimar os coeficientes de transferência de calor por convecção. Como se apresenta na figura 3.22, essas superfícies são: flancos, topo e base dos filetes do parafuso e superfície interna do *liner*.

Entre o topo e a superfície interna do *liner*, encontra-se a fenda periférica, e o fenômeno foi modelado considerando-se equações para o cálculo do número de Nusselt para um fluxo axial entre dois cilindros, um fixo e outro girando (equação 3.69).

$$Nu_{rc,lv} = [94,87 \ln(Ta^{0,46} + A) - 469,69]Pr^{0,3}$$

$$A = 136,44 + 4,38e^{-3,75 \times 10^{-3} Re} \quad (3.69)$$

No canal formado entre o topo do parafuso e a parede interna do *liner* (Figura 3.23), o número de Nusselt poderia ser calculado, aproximadamente, utilizando-se dados obtidos na literatura. As correlações usadas para a modelagem desse tipo de escoamento são listadas na tabela 3.1.

Tabela 3.1. Relações usadas no cálculo da transferência de calor entre a superfície interna do *liner* e do parafuso.

Correlação	Faixa de Validade	Escoamento axial	Rotação do eixo interno	Escoamento*	Autor
$Nu_{rc} = \frac{2s_p/R_{ml}}{\ln(R_e/R_i)} = 2$	$Re < 2000$	Sim	Sim	<i>l</i>	Kaye e Elgar (1958).
$Nu_{rc} = 85,24 \ln(Ta^{0,46} + A) - 422,92$ $A = 136,44 + 4,38e^{-3,75 \times 10^{-3} Re}$		Sim	Sim	<i>lv</i>	Becker e Kale (1962).
$Nu_{rc,lv} = [94,87 \ln(Ta^{0,46} + A) - 469,69] Pr^{0,3}$ $A = 136,44 + 4,38e^{-3,75 \times 10^{-3} Re}$	$Pr=0,7$	Sim	Sim	<i>lv</i>	Becker e Kale (1962). Aoki, Nohorira e Arai (1967).
$Nu_{rc} = [94,87 \ln(Ta^{0,46} + A) - 470,69] Pr^{0,3} - \frac{5112[1 - \exp(-1,1443Pr)]}{Ta^2}$ $A = 136,44 + 4,38e^{-3,75 \times 10^{-3} Re}$	$Re \leq 2000$	Sim	Sim	<i>lv</i>	Becker e Kale (1962). Aoki, Nohorira e Arai (1967).
$Nu_r = Nu_c = 2Nu_{rc}$					Siemmers e Coney (1979).

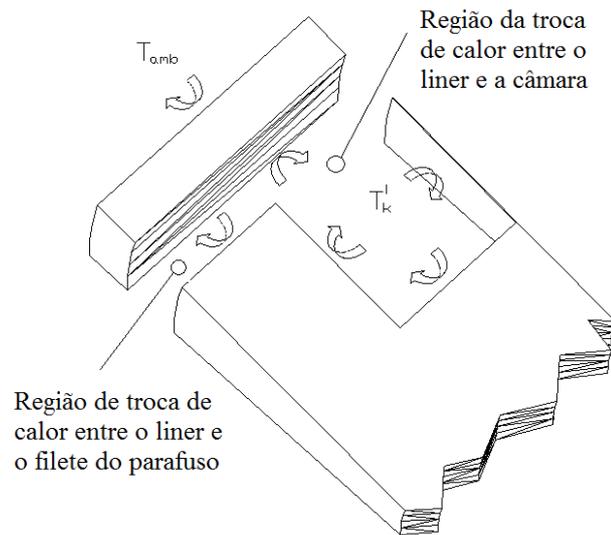
\* l-laminar, lv-laminar com vórtices, t-turbulento. Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 3.1. (continuação) Relações usadas no cálculo da transferência de calor entre a superfície interna do liner e do parafuso.

Correlação	Faixa de Validade	Escoamento axial	Rotação do eixo interno	Escoamento*	Autor
$Nu_r = 0,0181Re^{0,8}Pr^{0,4}(Re/Ri)^2$	Re>2000	Sim	Sim		Donne e Meerwald (1996).
$Nu_{rc} = (Nu(Re)^n + Nu(Ta)^n)^{1/n}, \quad n=0.4$	Re>=2000	Sim	Sim	t	Chuchil e Usagui (1972).
$Nu(Ta) = [94,87 \ln(Ta^{0,46} + 136,44) - 470,69]Pr^{0,3} + \frac{5112[1 - \exp(-0,1443Pr)]}{Ta^2}$	Re>=2000	Não	Sim	t	Becker e Kale (1962). Donne e Meerwald (1996).
$\bar{V}_{z'} = \omega Re \cos(\alpha) \left[ \frac{F_d}{2} - \left( 1 - \frac{H}{2Re} \right) \right]$		Não	Sim	l	Campbell et al. (1996).
$Nu = 4,89 \exp\left(\frac{-4,30}{W/H}\right) + 3,20$		Sim		l	Incropera e De With (1990).
$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{1/3}$		Sim		t	Dittus-Boeter

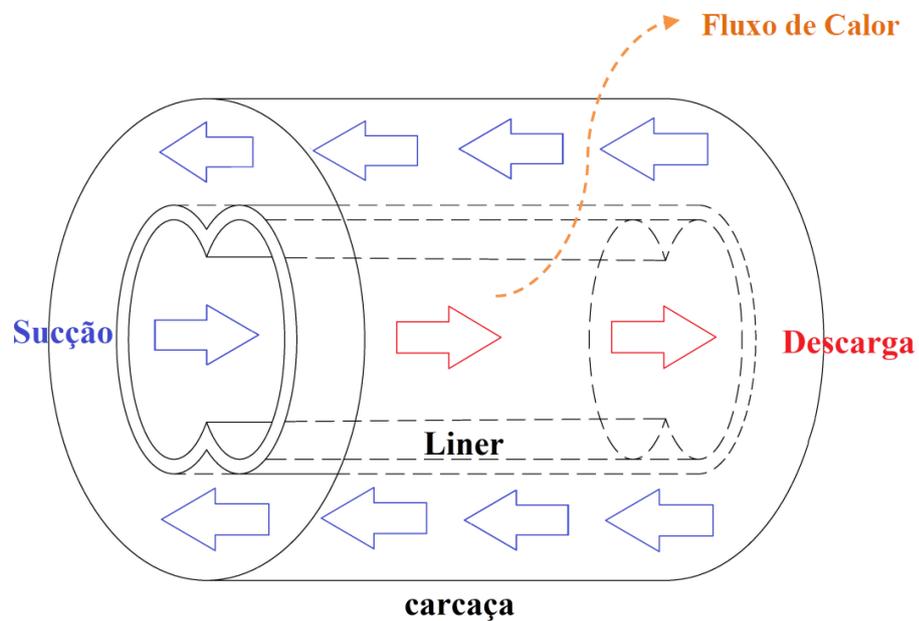
\* l-laminar, lv-laminar com vórtices, t-turbulento. Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 3.22 - Representação simplificada das trocas de calor nas câmaras da bomba.



Fonte: Adaptado de Nakashima (2005).

Figura 3.23 - Transferência de calor entre o parafuso e o liner durante a operação da bomba.



Fonte: Elaborado pelo autor.

No segundo caso, a transferência fora do *liner*, foi considerado o escoamento axial entre cilindros concêntricos (Figura 3.23), neste caso, os coeficientes do fluxo interno são calculados com as correlações anteriores (Tabela 3.1). Assim, para o fluxo entre o *liner* e a carcaça podem ser consideradas as seguintes correlações:

Para escoamento laminar ( $Re < 2000$ ) as relações de Keys e Perkins (1972), neste caso, o escoamento depende unicamente da relação dos diâmetros, externo do *liner* ( $r_{el}$ ) e interno da carcaça ( $r_{ic}$ ). Assim:

Tabela 3.2. Valores de  $Nu, l$  usados no cálculo da transferência de calor na superfície externa do *liner*.

<i>Relação de raios (<math>r_{el}/r_{ic}</math>)</i>	<i><math>Nu, l</math></i>
$\approx 0$	3,66
0,05	4,06
0,1	4,11
0,25	4,23
0,5	4,43
1	4,86

Fonte: Keys e Perkins (1972)

E no caso do escoamento turbulento ( $Re > 2000$ ) se considerou a equação de Colburn (levando-se em conta o aquecimento do fluido do canal), Equação 3.70.

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (3.70)$$

Onde os termos  $Re$  e  $D_h$  são dados pelas equações 3.71 e 3.72

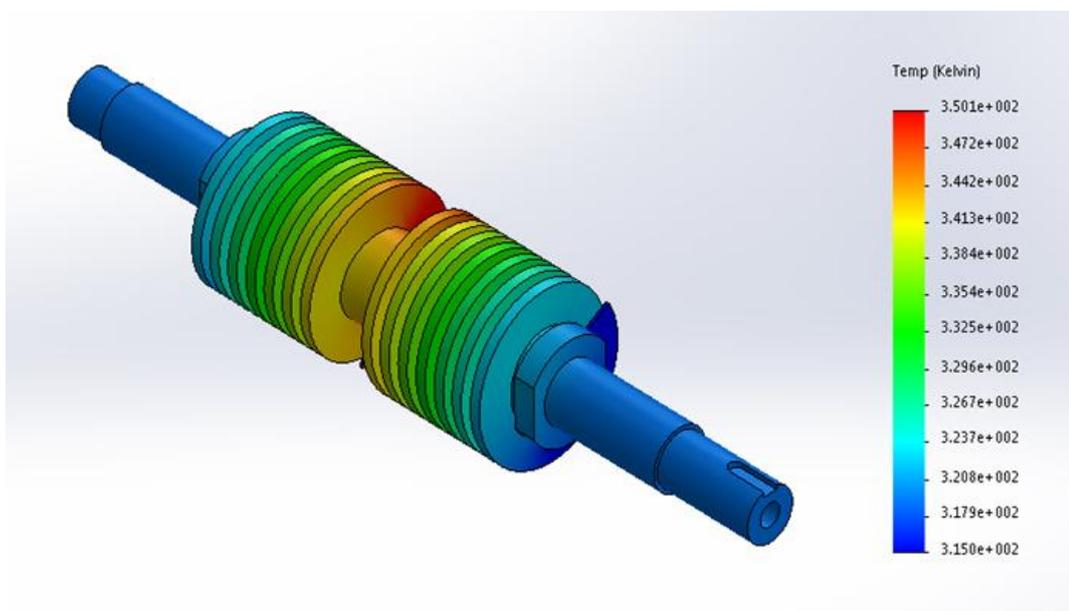
$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (3.71)$$

$$D_h = 2(r_{ic} - r_{el}) \quad (3.72)$$

### 3.8 Expansão térmica

Em geral, as causas da diminuição da vida útil, as falhas e danos nas máquinas de fluxo estão relacionados a problemas de superaquecimento (Figura 3.24), que normalmente acabam com desgaste severo ou fenômenos de contato, ou interferência nas peças móveis destas máquinas, que em alguns casos acabam em danos irreparáveis.

Figura 3.24 - Distribuição de temperatura ao longo do rotor de uma bomba multifásica.



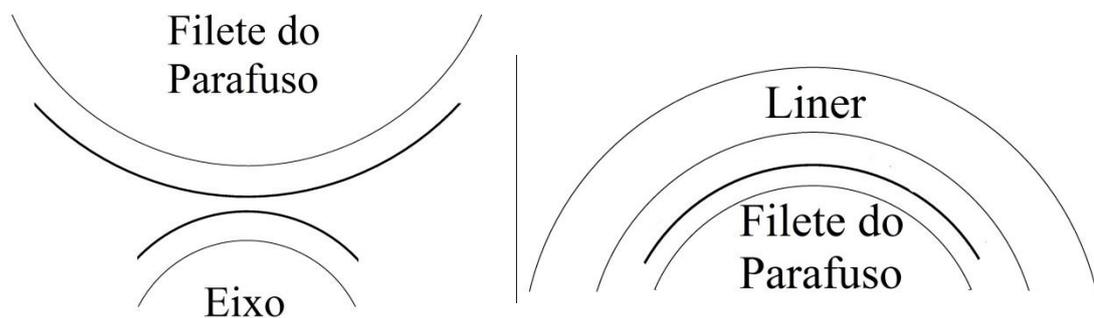
Fonte: Elaborado pelo autor.

Na operação das bombas multifásicas de duplo parafuso, como consequência do fluxo de calor por convecção nas superfícies sólidas no interior da bomba, os rotores e o *liner* apresentam dilatação na medida da sua distribuição de temperatura, no qual o caso mais crítico apresenta-se na região de descarga, onde acontece o maior aquecimento do fluido de trabalho (Figura 3.254). As fendas periféricas, de flanco e radial (localizadas entre os parafusos e o *liner*), normalmente apresentam valores de espessura entre 50 e 200 micrometros (Räbiger et al., 2005), os quais nunca devem ser ultrapassados pelos efeitos da expansão térmica, que depende da

geometria da bomba, do raio externo dos rotores e da temperatura de descarga do fluido na bomba, que, em função de seu regime de operação (especialmente com altos diferenciais de pressão e FVG), atinge incrementos de temperatura de até 100 K (Räbiger et al., 2005).

Na figura 3.25 é ilustrado o efeito da expansão térmica nas fendas radial e periférica, para avaliar as possibilidades de contato. A fenda radial é formada pelo eixo de um rotor e o filete do outro, enquanto a fenda periférica se encontra entre a superfície interna da carcaça e os filetes dos parafusos. Na primeira, o contato entre as peças é linear, no entanto na segunda fenda o contato é superficial e ocupa um perímetro muito maior e, além disso, ocorre entre uma peça móvel e uma fixa, acarretando efeitos mais importantes na interferência. Por esta razão, alguns estudos só consideram esta última fenda.

Figura 3.25 - Espessura da fenda radial (esquerda) e periférica (direita) antes (linhas suaves) e depois (linhas arrojadas) da dilatação térmica.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para a determinação da variação do raio externo do filete do parafuso em virtude do aumento da temperatura a que o eixo da bomba estará submetido, pode-se considerar de forma simplificada a existência de uma expansão livre (ou seja, sem a existência de vínculos, e, portanto tensões, que impeçam as deformações resultantes do aumento da temperatura), de forma que a variação do raio externo será dada pela equação 3.73 (Timoshenko and Goodier, 1980).

$$\Delta R_{ext} = R_{ext} \lambda \Delta T \quad (3.73)$$

Em que:

$\lambda$  corresponde ao coeficiente de dilatação térmica e,

$\Delta T$  corresponde ao aumento da temperatura em  $K$ , em relação à temperatura de referência.

No caso da deformação térmica no *liner*, foi suposto que as limitações durante a sua montagem na carcaça, não permitem a sua expansão livre e, portanto, o estudo considerou unicamente os efeitos da deformação nos parafusos. Desse modo, a deformação na fenda periférica terá o máximo valor possível, já que a dilatação do *liner* ajuda a manter a espessura da fenda e adiar os fenômenos de contato que podem se apresentar durante rigorosas condições de operação (altas pressões e altas vazões de gás), ou quando a bomba atinge condições de perda de escorva (LOP), onde as máximas temperaturas de desenho da bomba podem ser atingidas.

### 3.9 Potência

A potência necessária para transportar o fluido dentro da bomba (equação 3.74) é calculada somando os efeitos da potência teórica (função da geometria da bomba, a pressão diferencial e a velocidade de rotação) e do atrito (que gera variações na energia interna do fluido). Dado que os maiores gradientes de velocidade acontecem na região da fenda periférica, a maioria dos efeitos do atrito no fluido concentra-se ali, dessa forma os seus efeitos nas fendas radial e de flanco podem ser negligenciados.

$$\dot{W}_k = \dot{V}_{th} \Delta P_k + \dot{W}_f \quad (3.74)$$

Segundo Nakashima et al. (2004), as perdas de atrito na direção da área tangencial são influenciadas pelo fluxo axial, quando o fluxo é laminar com vórtices ou turbulento. A excentricidade também influencia as perdas de atrito na direção tangencial. Grandes excentricidades causam grandes perdas tangenciais por atrito. O cálculo desse efeito é realizado pela correlação do coeficiente de torque proposta por Nakashima (2005), de acordo com a equação 3.75.

$$C_M = \frac{T}{\frac{1}{2} \pi \rho U_\theta^2 R_i^2 B} = \frac{T}{\frac{1}{2} \pi \rho \omega^2 R_i^4 B} \quad (3.75)$$

### ***3.10 Cálculo das propriedades***

As propriedades termodinâmicas e de transporte são calculadas usando o software NIST SUPERTRAPP v2.0 (2002), capaz de calcular propriedades de misturas de hidrocarbonetos (até 20 componentes, incluindo frações pesadas do petróleo). A base de dados tem 201 tipos de hidrocarbonetos e frações pesadas de carbono, que são caracterizadas pelo API, a densidade e o TNBP (*true normal boiling point*). O equilíbrio de fases e as propriedades de transporte são calculados pela equação de estado de Peng Robinson (NIST, 2002).

---

## 4 IMPLEMENTAÇÃO NUMÉRICA

---

As principais rotinas e métodos do modelo proposto neste trabalho serão descritas a seguir, incluindo seu funcionamento juntamente com fluxogramas simplificados do código implementado.

A simulação do comportamento termo-hidráulico de bombas de duplo parafuso é feita dividindo-se o movimento de rotação dos parafusos em pequenos passos. No programa, dividiu-se cada rotação do parafuso em 50 passos. Dessa forma, determina-se o tempo e o ângulo decorridos entre dois passos e que são utilizados no cálculo dos balanços e na contagem dos ciclos.

Para sua implementação foi necessário modificar o programa de Nakashima (2005) e criar rotinas que representaram a recirculação e a abertura das câmaras. Os algoritmos simplificados apresentam-se nas figuras 4.1 até 4.5.

O modelo é inicializado com um perfil de pressão parabólico e temperatura de sucção constante em todas as câmaras. A simulação inicia quando a primeira câmara é formada na sucção (este ponto é a referência onde o ciclo começa e termina). Com as condições iniciais do fluido nas câmaras, são calculados todos os refluxos à saída das fendas e a vazão de recirculação. Com esses valores são realizados os balanços de massa, energia e a transferência de calor (se o caso considerar), que determinam o estado termodinâmico das câmaras no passo seguinte, como mostra o fluxograma da figura 4.1.

Quando a sequência de passos termina um ciclo, as câmaras avançam uma posição (copia-se toda a informação de cada câmara àquela imediatamente posterior). As condições do ciclo são guardadas para serem comparadas com a próxima iteração, até atingir os critérios de convergência, que são apresentados na tabela 2.1.

A maioria dos modelos considera que as bombas trabalham com um número inteiro de câmaras (Wincek, 1992 e Vetter et al., 1993). No entanto, a maioria das bombas apresenta um número fracionado, ou seja, na operação, parte do ciclo tem um número de câmaras e depois outro. Modelos consultados (Körner, 1998; Nakashima, 2005 e Rábiger et al., 2006) consideram este aspecto, no entanto, não consideram o processo de abertura gradual da câmara de descarga. Simulações preliminares mostram que, ao se ignorar esta característica, erros significativos acontecem principalmente nas câmaras que tem parafusos curtos. Portanto, o modelo proposto neste trabalho considera o processo de transição e abertura das câmaras. Como a criação de uma nova câmara no início do ciclo não acontece necessariamente junto com abertura da câmara de descarga, o modelo simula a variação do número de estágios efetivos como ocorre na bomba real. Quando a última câmara atinge a descarga, inicia-se um processo gradual de abertura, no qual a área das fendas varia com a rotação da câmara, ou seja, inicia-se uma contagem do número de iterações a partir do início deste processo (Figura 4.1), e são chamadas as rotinas para calcular o refluxo em cada fenda, considerando a variação de suas áreas com cada iteração (figuras 4.3, 4.4 e 4.5). O método leva em consideração a recirculação na bomba. Neste caso desenvolveu-se um método similar aos utilizados no cálculo do refluxo, com a diferença que o cálculo é feito unicamente entre a primeira e última câmara (Figura 4.2), e não entre as câmaras imediatamente anteriores, como fazem os métodos desenvolvidos para o cálculo do refluxo.

Tabela 4.1. Critérios de convergência utilizados no programa.

<b>Grandeza</b>	<b>Critério de convergência</b>
Temperatura	$\Delta T/T \leq 1 \times 10^{-4}$
Pressão	$\Delta P/P \leq 1 \times 10^{-4}$
Velocidade	$\Delta U/U \leq 1 \times 10^{-6}$
Volume	$\Delta V/V \leq 1 \times 10^{-6}$
Composição	$\Delta z/z \leq 1 \times 10^{-4}$
Coeficiente de atrito	$\Delta z/z \leq 1 \times 10^{-5}$

Fonte: Nakashima (2005).

Nas figuras 4.1 até 4.5, apresentam-se as sequências de cálculo para as vazões de recirculação entre a câmara de descarga e sucção da bomba, e o refluxo nas fendas radial, periférica e de flanco durante o processo de abertura da câmara de descarga. O cálculo da velocidade é feito utilizando-se a substituição direta dos valores antigos pelos valores calculados até que se atinja a convergência. Compara-se a velocidade calculada com a velocidade do som estimada pela equação 4.1.

$$c = \sqrt{\frac{dP}{d\rho}} \quad (4.1)$$

No caso de bloqueio, corrige-se a velocidade calculada para a velocidade do som. Considera-se que a pressão e temperatura do fluido que entra no canal de recirculação é a mesma da câmara de descarga. Admite-se que a composição é a mesma do líquido. No caso que o conteúdo de gás nesta câmara ultrapasse 80%, admite-se que o fluido no canal escoará misturado com líquido, e a sua composição vai ser calculada com a equação 4.2.

$$FVG_{canal} = \frac{FVG_k - 0,8}{0,2}, \quad FVG_k \geq 0,8 \quad (4.2)$$

Na figura 3.1 mostrou-se um esquema de cálculo do estado termodinâmico de uma câmara no instante  $i+1$ , a partir de suas condições iniciais (instante  $i$ ) e dos balanços de massa e energia dessa câmara nesse intervalo de tempo. No caso especial da abertura da câmara de descarga, a geometria das fendas (radial, flanco e periférica) varia gradualmente com a rotação, influenciando as correntes materiais que entram (refluxo) e são usadas para o cálculo do estado termodinâmico seguinte. Assim, a pressão da última câmara aumenta gradualmente até atingir a pressão de descarga da bomba.

As rotinas para o cálculo da recirculação e o refluxo nas fendas radial, periférica e de flanco, na câmara de descarga, são apresentadas a seguir, considerando a variação das áreas em cada iteração.

## ***4.1 Recirculação***

O fluxograma da figura 4.2 mostra a sequência de cálculo para obter a vazão de recirculação entre a sucção e a descarga da bomba. Inicialmente, o programa identifica a posição atual. No caso de ser a primeira câmara, o programa procura por um método recursivo a última e calcula a recirculação. No caso contrário, o valor da recirculação é zero. Para calcular a recirculação determinam-se as condições do fluido na saída do canal, copiando-se a corrente que sai e reduzindo-se sua pressão à de sucção. Considerando-se que a vazão mássica é constante, pode-se calcular a velocidade do fluido, o número de Reynolds e o coeficiente de atrito e por último a vazão de recirculação.

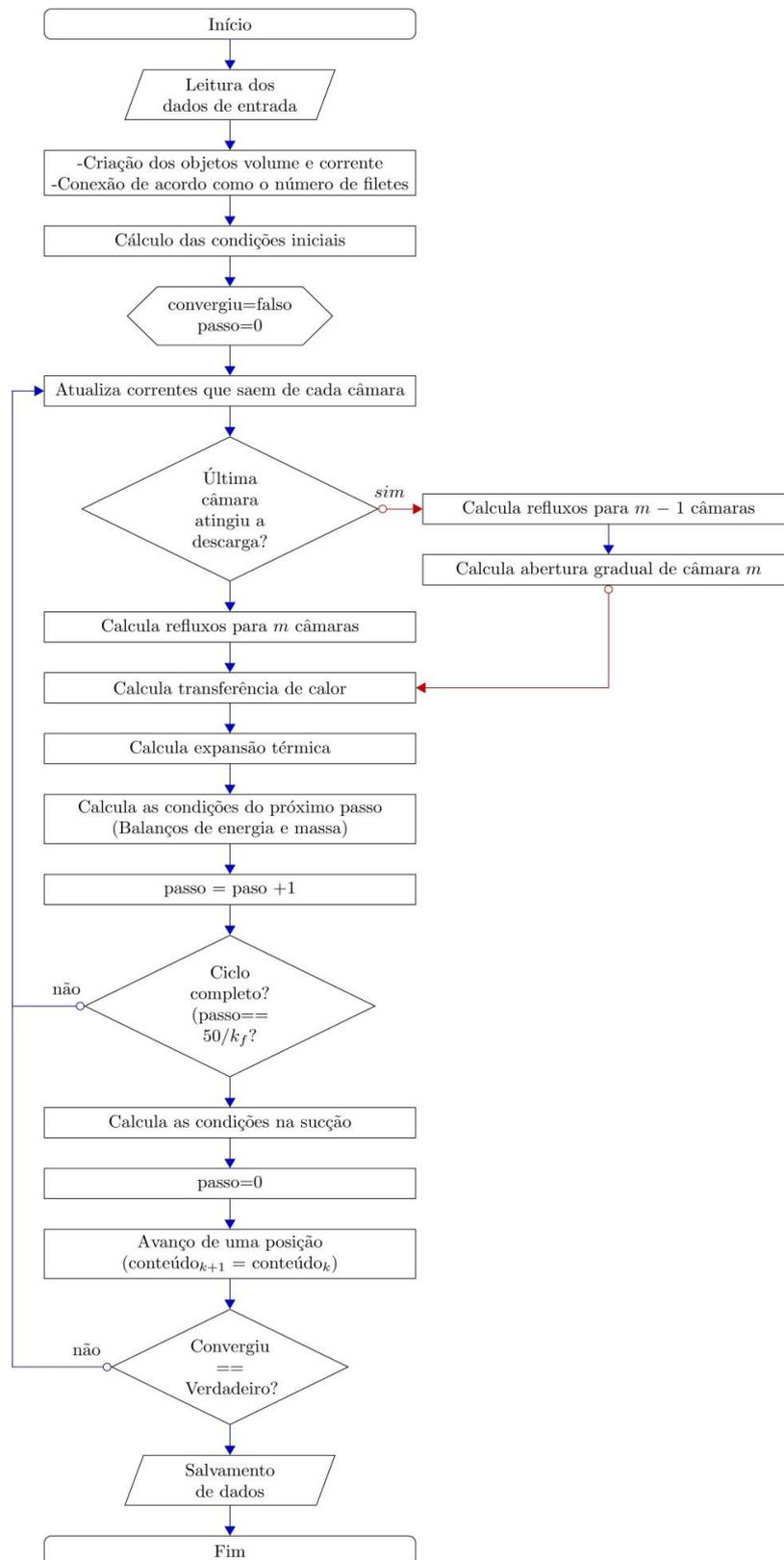
## ***4.2 Fenda Radial Variável***

O fluxograma da figura 4.4 mostra a sequência de cálculo para obter a vazão na fenda radial. Inicialmente, determina-se o número de iterações que passaram depois da abertura da câmara. O programa calcula a largura da fenda radial em função da iteração atual, as condições do fluido na saída da fenda, copiando-se a corrente que entra nela e reduzindo-se sua pressão para a pressão da câmara em que é descarregada. Como a altura da fenda é variável é necessário avaliar uma integral. Isto é feito dividindo-se o comprimento da fenda em pequenos trechos. Considerando-se que a vazão mássica é constante, pode-se calcular a velocidade do fluido, o número de Reynolds e o coeficiente de atrito em cada trecho para avaliar a integral. Com a integral conhecida, calcula-se a nova vazão e o valor obtido é utilizado em uma nova iteração até que a diferença entre as vazões seja menor que o critério de convergência. Após calcular a componente da vazão provocada pela diferença de pressão, soma-se a ela a componente devida à rotação.

## ***4.3 Fenda de Flanco Variável***

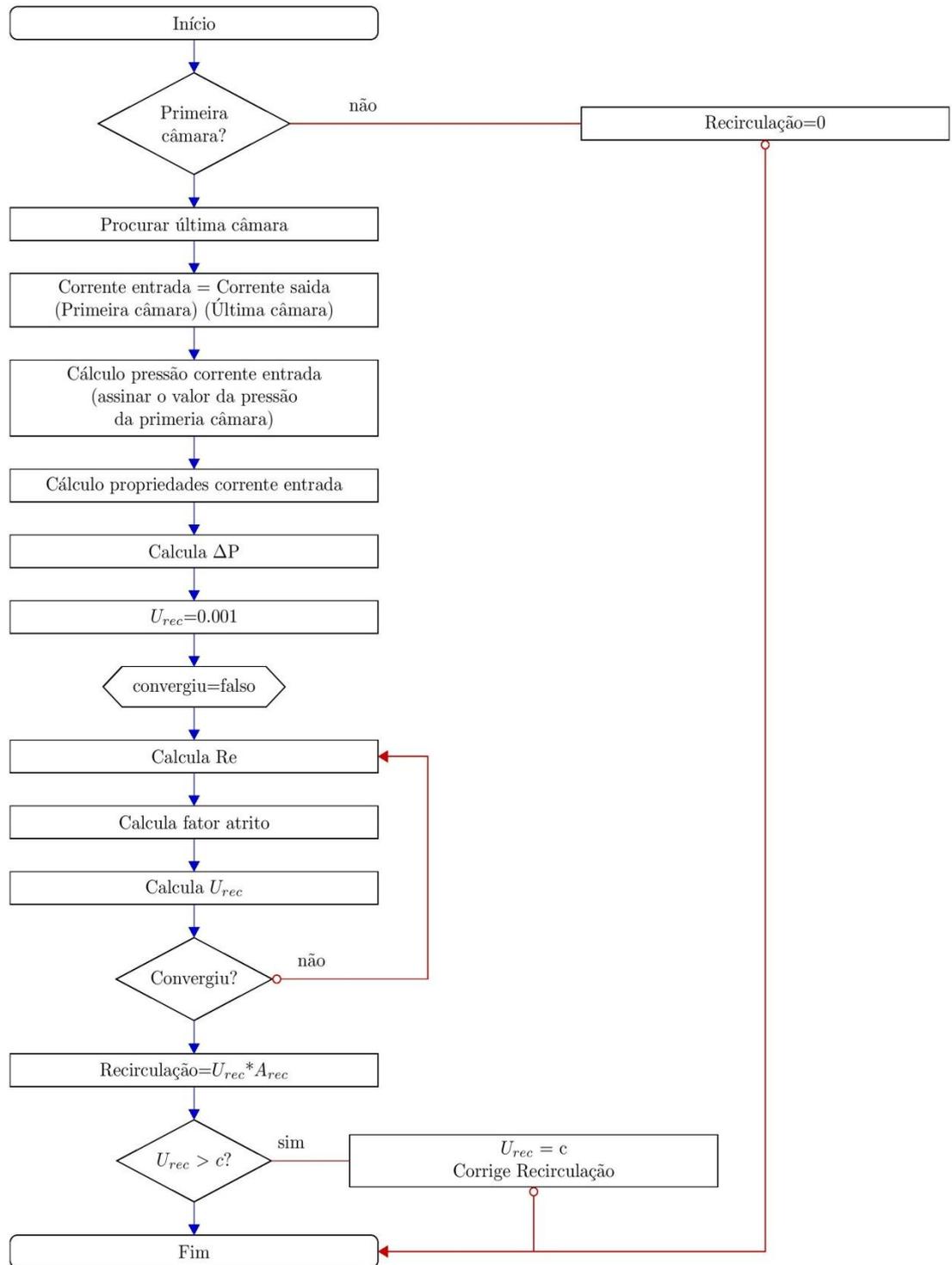
A fenda que apresenta maior variação e produz um orifício gradual durante a abertura da câmara de descarga é a fenda de flanco. O cálculo da sua vazão é muito parecido com o visto no item anterior, como mostra o fluxograma na figura 4.3. A única diferença reside no fato de que a altura da fenda é constante. A rotina calcula

Figura 4.1 - Fluxograma simplificado do programa principal.



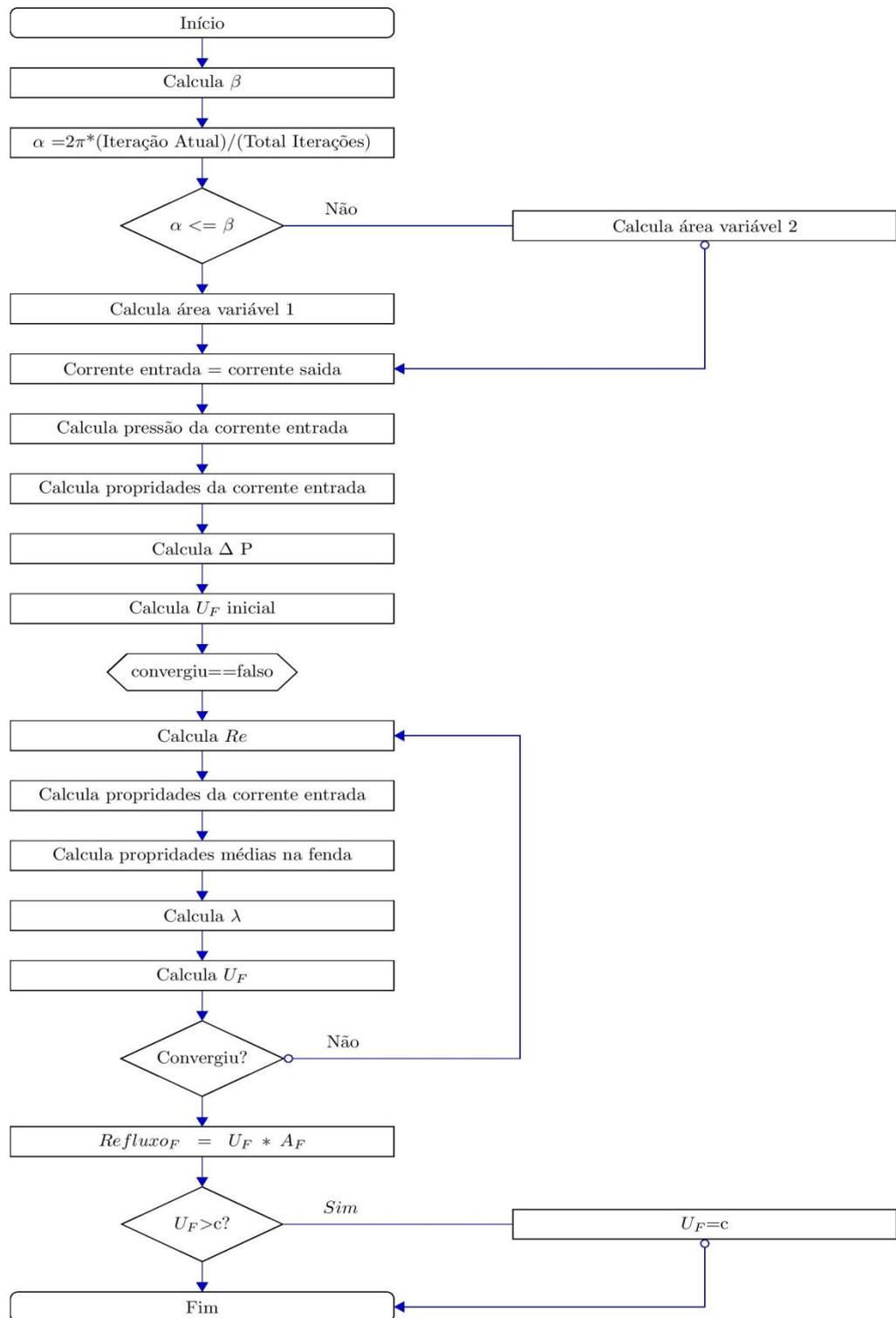
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4.2 - Fluxograma do calculo do fluxo de recirculação.



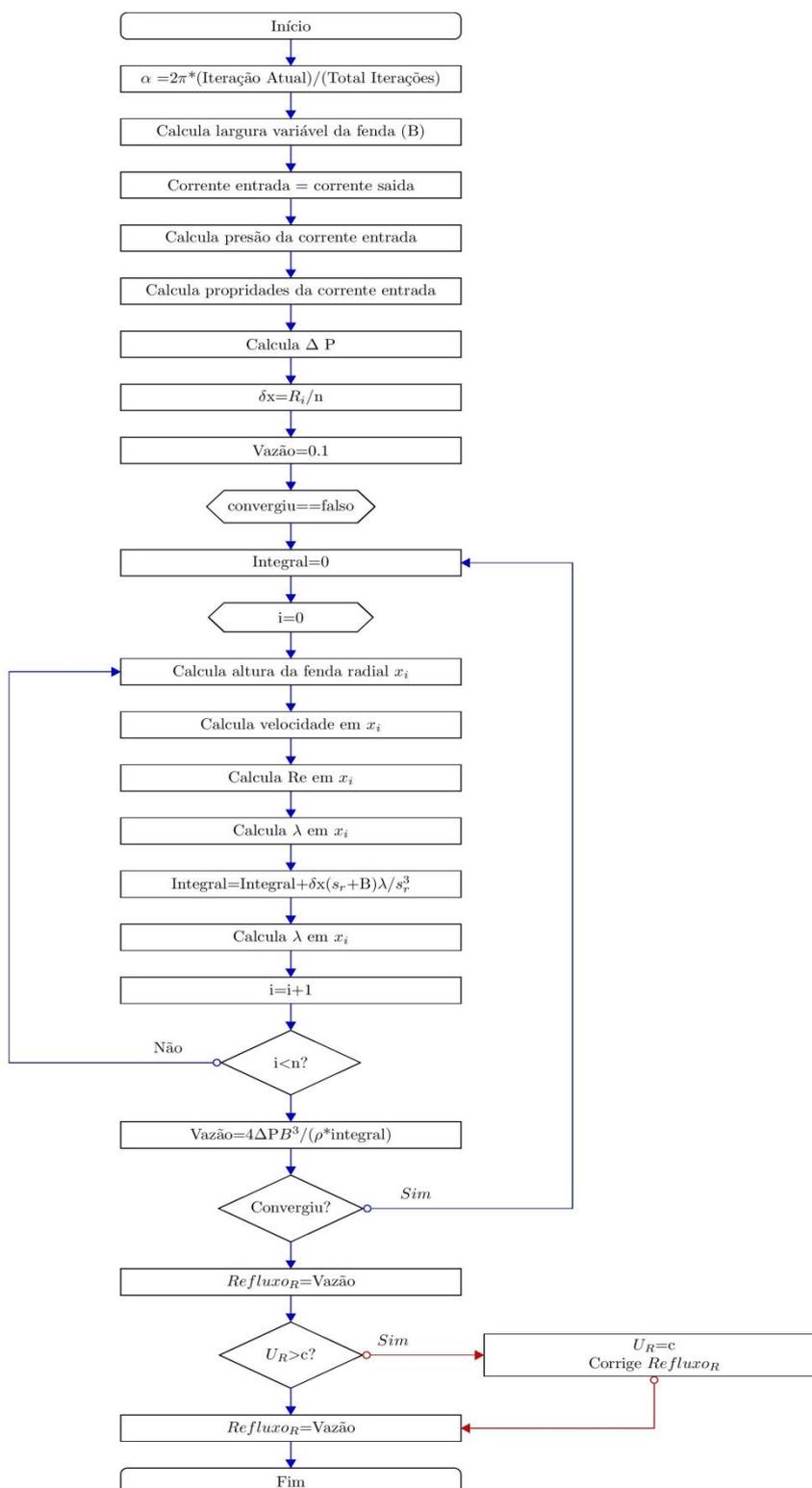
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4.3 - Fluxograma do cálculo do refluxo na abertura da fenda de flanco.



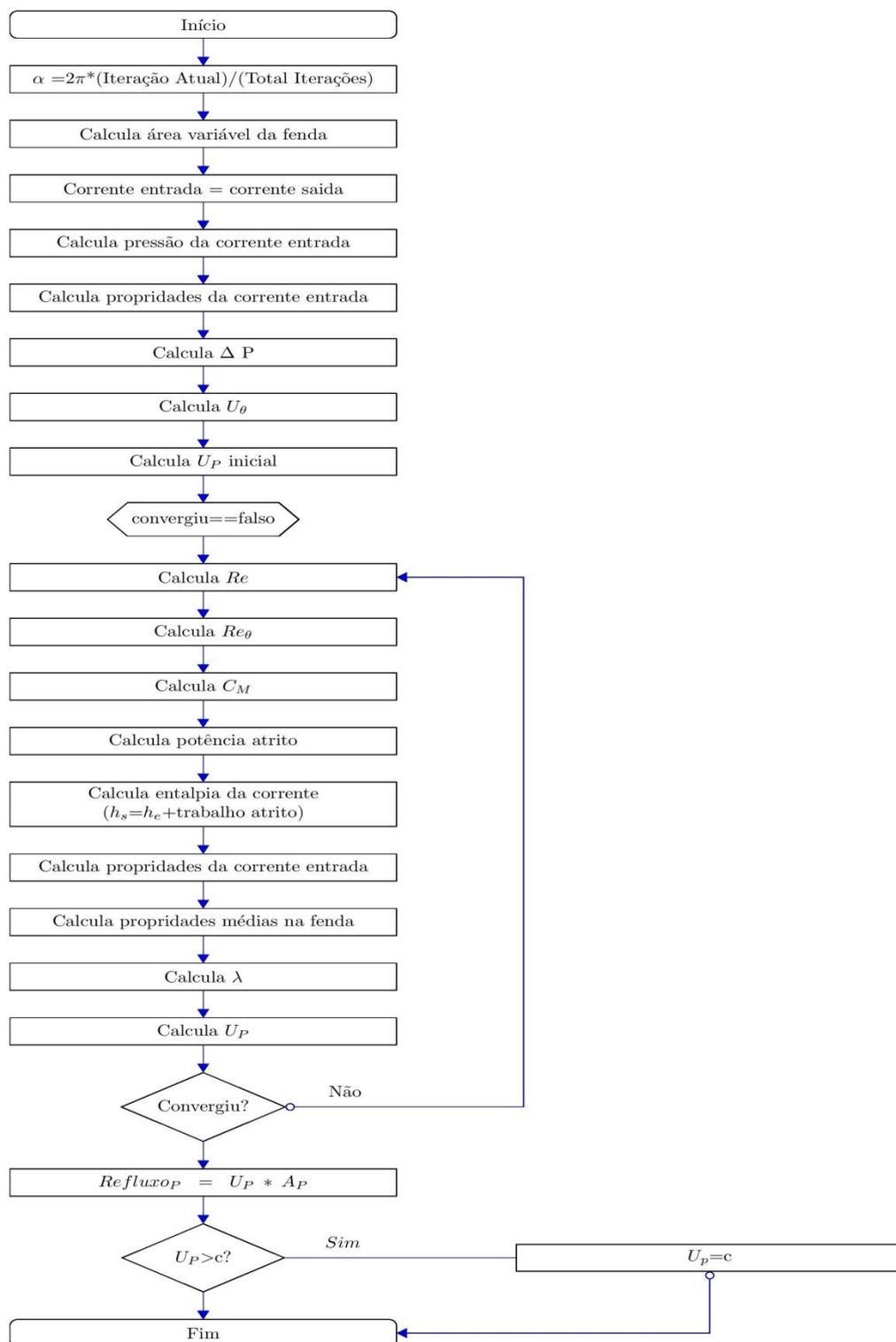
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4.4 – Fluxograma cálculo do refluxo na abertura da fenda radial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4.5 - Fluxograma do cálculo do refluxo na abertura da fenda periférica.



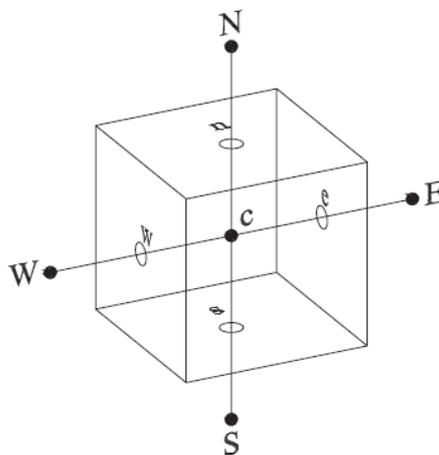
Fonte: Elaborado pelo autor.

a variação da área transversal, e com essa área calcula velocidade e em seguida a vazão de refluxo. Estes valores são utilizados nos balanços de massa e energia da última câmara, calculando-se a pressão e as condições do fluido nela em cada iteração até atingir a pressão de descarga.

#### 4.4 Fenda Periférica Variável

O procedimento para avaliar a vazão na fenda periférica é semelhante aos anteriores, e a área variável é calculada de acordo com a iteração atual depois do início da abertura da câmara de descarga. No entanto, como se pode perceber no fluxograma da figura 4.5, o fluido que passa pela fenda periférica recebe a potência de atrito, resultante da iteração entre o fluido, a carcaça e rotor, durante a operação da bomba. Assim, as propriedades médias, que influenciam o cálculo da velocidade, precisam ser reavaliadas a cada iteração até que haja convergência.

Figura 4.6 - Orientação do volume do controle.



Fonte: Nakashima et al (2006).

#### 4.5 Transferência de calor

A fim de calcular a transferência de calor nos parafusos e no *liner*, adotou-se a metodologia apresentada por Ferreira e Yanagihara (2000), na qual os volumes finitos (Figura 4.6) são determinados pela integração das equações diferenciais

parciais 3.65 e 3.67, considerando-se um volume de controle infinitesimal e um passo de tempo. A solução numérica da equação 3.67 para a o caso do parafuso é encontrada com facilidade na literatura e, portanto, não será considerada em detalhe. No entanto, a geometria do *liner* requer uma solução especial para a sua integração (equação 3.65). Assim, considerando-se o volume simples mostrado na figura 4.6, a sua solução apresenta-se na equação 4.3.

$$\begin{aligned} & \frac{\rho_L c_L \Delta r_\varepsilon \Delta \theta}{k J} \frac{T_L^{t+1} - T_L^t}{\Delta t} \\ & = \left( J \alpha \Delta \theta \frac{\partial T_L}{\partial r_\varepsilon} - J \beta \Delta \theta \frac{\partial T_L}{\partial \theta} \right) - \left( J \alpha \Delta \theta \frac{\partial T_L}{\partial r_\varepsilon} - J \beta \Delta \theta \frac{\partial T_L}{\partial \theta} \right) \\ & + \left( J \gamma \Delta r_\varepsilon \frac{\partial T_L}{\partial \theta} - J \beta \Delta r_\varepsilon \frac{\partial T_L}{\partial r_\varepsilon} \right) - \left( J \gamma \Delta r_\varepsilon \frac{\partial T_L}{\partial \theta} - J \beta \Delta r_\varepsilon \frac{\partial T_L}{\partial r_\varepsilon} \right) \end{aligned} \quad (4.3)$$

As temperaturas nas faces e as derivadas parciais são aproximadas pelas equações 4.4 até 4.6.

$$\begin{aligned} T_e &= \frac{T_c + T_E}{2}; \quad T_w = \frac{T_c + T_W}{2}; \quad T_n = \frac{T_c + T_N}{2}; \\ T_s &= \frac{T_c + T_S}{2}; \end{aligned} \quad (4.4)$$

$$\left. \frac{\partial T_L}{\partial r_\varepsilon} \right|_e = \frac{T_E - T_c}{\Delta r_\varepsilon}; \quad \left. \frac{\partial T_L}{\partial r_\varepsilon} \right|_w = \frac{T_c - T_W}{\Delta r_\varepsilon}; \quad (4.5)$$

$$\left. \frac{\partial T_L}{\partial \theta} \right|_n = \frac{T_N - T_c}{\Delta \theta}; \quad \left. \frac{\partial T_L}{\partial \theta} \right|_s = \frac{T_c - T_S}{\Delta \theta};$$

$$\left. \frac{\partial T_L}{\partial r_\varepsilon} \right|_n = \frac{T_E + T_{NE} - T_W - T_{NW}}{4 \Delta r_\varepsilon}; \quad (4.6)$$

$$\left. \frac{\partial T_L}{\partial r_\varepsilon} \right|_s = \frac{T_N + T_{SE} - T_W - T_{SW}}{4 \Delta r_\varepsilon};$$

$$\left. \frac{\partial T_L}{\partial \theta} \right|_e = \frac{T_N + T_{NE} - T_S - T_{SE}}{4 \Delta \theta};$$

$$\left. \frac{\partial T_L}{\partial \theta} \right|_w = \frac{T_N + T_{NW} - T_S - T_{SW}}{4\Delta\theta};$$

Substituindo-se essas equações na equação 3.65, obtém-se a seguinte forma algébrica (Equação 4.7):

$$A_c T_c^{t+1} = A_t T_c^t + A_e T_E + A_w T_W + A_n T_N + A_s T_S + A_{ne} T_{NE} + A_{nw} T_{NW} + A_{se} T_{SE} + A_{sw} T_{SW}, \quad (4.7)$$

Em que os coeficientes  $A_{ij}$  são dados pela equação 4.8.

$$\begin{aligned} A_c &= k_c + \frac{k_{11e} + k_{11w}}{\Delta r_\varepsilon} + \frac{k_{22n} + k_{22s}}{\Delta\theta}; \quad A_t = k_c, \\ A_e &= \frac{4k_{11e} + k_{21n} - k_{21s}}{4\Delta r_\varepsilon}; \quad A_w = \frac{4k_{11w} - k_{21n} + k_{21s}}{4\Delta r_\varepsilon}, \\ A_n &= \frac{4k_{22n} + k_{12e} - k_{12w}}{4\Delta\theta}; \quad A_s = \frac{4k_{22s} - k_{12e} + k_{12w}}{4\Delta\theta}, \\ A_{ne} &= \frac{k_{12e}}{4\Delta\theta} + \frac{k_{21n}}{4\Delta r_\varepsilon}; \quad A_{nw} = \frac{k_{12e}}{4\Delta\theta} + \frac{k_{21n}}{4\Delta r_\varepsilon}, \\ A_{se} &= \frac{k_{12e}}{4\Delta\theta} + \frac{k_{21n}}{4\Delta r_\varepsilon}; \quad A_{sw} = \frac{k_{12e}}{4\Delta\theta} + \frac{k_{21n}}{4\Delta r_\varepsilon}, \end{aligned} \quad (4.8)$$

E os coeficientes da equação são dados pela equação 4.9.

$$\begin{aligned} k_c &= \frac{\rho_L c_L \Delta r_\varepsilon \Delta\theta}{k} J; \quad k_{11} = J\alpha\Delta\theta; \\ k_{12} &= -J\beta\Delta\theta; \quad k_{21} = -J\beta\Delta\theta; \quad k_{22} = J\gamma\Delta\theta; \end{aligned} \quad (4.9)$$

Para as condições de contorno do *liner*, considera-se a temperatura do fluido dentro das câmaras da bomba, e a do fluido que passa pelo canal de sucção, formado entre o *liner* e a carcaça da bomba, e pelo qual passa o fluido da sucção, misturado com a parcela de recirculação (Figura 3.14). Além disso, procurando fazer um cálculo mais realista no exterior do *liner*, considerou-se uma resistência equivalente, que considera os efeitos da convecção forçada no canal de sucção, a condução na

carcaça e a convecção natural com o ambiente, considerando assim a sua temperatura na condição do contorno.

No referente à troca de calor nos parafusos, seguiu-se a metodologia de Nakashima (2005), assim, integrou-se a equação 3.65, para obter a seguinte expressão (Equação 4.10):

$$A_c T_c^{t+1} = A_t T_c^t + A_e T_E + A_w T_W + A_n T_N + A_s T_S + A_{ne} T_{NE} + A_{nw} T_{NW} + A_{se} T_{SE} + A_{sw} T_{SW}, \quad (4.10)$$

Assim, tem-se os seguintes coeficientes da equação:

$$k_c = \frac{\rho_c c_c \Delta r_\varepsilon \Delta \theta}{k J}; \quad k_{11} = J \alpha \Delta \theta; \quad (4.11)$$

$$k_{12} = -J \beta \Delta \theta; \quad k_{21} = -J \beta \Delta \theta; \quad k_{22} = J \gamma \Delta \theta;$$

Neste caso, as condições de contorno são as temperaturas do fluido de trabalho nas câmaras da bomba. O cálculo é feito admitindo-se simetria axial e, também, condições adiabáticas nos extremos dos parafusos (nas áreas de seção transversal da sucção e a descarga da bomba).

Os sistemas lineares obtidos das relações 4.7 e 4.10 são resolvidos utilizando-se o método de Gauss-Seidel e considerando que a transferência de calor ocorre em regime permanente ( $k_p=0$ ), a fim de simplificar o problema. Ressalta-se que na verdade as condições de contorno são periódicas. No entanto, a amplitude da oscilação dos valores em uma determinada câmara não é muito grande e não implica grandes erros.

---

## 5 SIMULAÇÕES E RESULTADOS

---

O novo modelo termo-hidráulico foi utilizado para simular o funcionamento de quatro bombas multifásicas em diversas condições de operação, diferentes geometrias e número de câmaras. As duas primeiras foram usadas para avaliar individualmente as melhorias do novo modelo em relação ao modelo desenvolvido por Nakashima (2005). Por outro lado, as outras duas foram usadas para fazer a validação experimental.

Nas primeiras simulações procurou-se avaliar separadamente parâmetros importantes, como: a abertura gradual da câmara de descarga, a recirculação, a troca de calor com o *liner* e o meio ambiente e a expansão térmica. Portanto, foram procuradas bombas multifásicas existentes no mercado, considerando seu tamanho, número de câmaras, fluido de trabalho e aplicações industriais. Assim, avaliaram-se inicialmente duas bombas de 2,45 e 5,67 câmaras efetivas respectivamente, com e sem tecnologia de recirculação.

Nas seguintes simulações avaliou-se o efeito combinado dos parâmetros do parágrafo anterior e sua semelhança com o modelo de Nakashima e os dados experimentais. Neste caso, foram usadas bombas de 2,21 e 2,60 câmaras efetivas respectivamente, com e sem tecnologia de recirculação (Dado que o modelo de Nakashima não simula a recirculação, só foi possível avaliar com ele a primeira bomba). O tamanho delas foi determinado pela informação experimental disponível na bibliografia, já que as bombas usadas em laboratório são inferiores a 3 câmaras por questão de espaço e consumo energético (entre 37,28 e 44,74 kW (Xu, 2008 e Kroupa, 2011)).

Para todos os casos foram avaliadas as distribuições de pressão e temperatura, FVG, vazão de sucção, refluxo, eficiência volumétrica e consumo de potência. Os resultados apresentam-se a seguir.

### 5.1 Comparação do novo modelo com o de Nakashima

Para avaliar os efeitos das melhorias do novo modelo com relação ao desenvolvido por Nakashima (2005) foram utilizadas duas bombas, a primeira empregada por Egashira (1996) em suas experiências, e a segunda a fornecida pela Petrobras. O número efetivo de câmaras, para todos os casos foram calculadas pelas correlações (Apêndice C) desenvolvidas por Ramos (2015).

Tabela 5.1. Parâmetros geométricos da bomba de Egashira.

<b>Parâmetros geométricos</b>	<b>Valor</b>
Raio externo do rotor ( $10^{-3}$ m)	89,86
Raio interno do rotor ( $10^{-3}$ m)	49,95
Distancia entre eixos ( $10^{-3}$ m)	140,02
Passo ( $10^{-3}$ m)	35,88
Número de filetes	1,0
Número efetivo de câmaras	2,45
Comprimento do rotor ( $10^{-3}$ m)	107,64
Altura da fenda periférica ( $10^{-3}$ m)	0,21
Altura da fenda de flanco ( $10^{-3}$ m)	0,21
Altura da fenda radial ( $10^{-3}$ m)	0,17
$\lambda$ (Fator expansão térmica) ( $10^{-5}/K$ )	1,0
Temperatura de referência para $\lambda$ (K)	293

Fonte: Egashira (1996)

Tabela 5.2: Parâmetros de Operação da bomba de Egashira.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Temperatura de sucção (K)	315
Pressão de sucção (bar)	4,43
FVG (%)	0 – 90
Velocidade de rotação (rpm)	1200
Vazão de sucção teórica ( $m^3/h$ )	79,9
Pressão diferencial (bar)	10 – 30
Água (Fração Molar)	1,0
Ar (Fração Molar):	
O <sub>2</sub>	0,24
N <sub>2</sub>	0,76

Fonte: Elaborado pelo autor.

No caso de Egashira, foi utilizada uma bomba multifásica de 2,45 câmaras, utilizando misturas de água-ar como fluido de trabalho em diferentes condições de operação. Os dados geométricos necessários para simular o seu funcionamento apresentam-se nas tabelas 5.1 e 5.2.

Tabela 5.3. Parâmetros geométricos da bomba da Petrobras.

<b>Parâmetros geométricos</b>	<b>Valor</b>
Raio externo do rotor ( $10^{-3}$ m)	104,5
Raio interno do rotor ( $10^{-3}$ m)	55,5
Distância entre eixos ( $10^{-3}$ m)	160,2
Passo ( $10^{-3}$ m)	28
Número de filetes	1,0
Número efetivo de câmaras	5,67
Comprimento do rotor ( $10^{-3}$ m)	200
Altura da fenda periférica ( $10^{-3}$ m)	0,13
Altura da fenda de flanco ( $10^{-3}$ m)	0,21
Altura da fenda radial ( $10^{-3}$ m)	0,36
Comprimento canal recirculação ( $10^{-3}$ m)	60
Diâmetro canal recirculação ( $10^{-3}$ m)	25,4
$\lambda$ (Fator expansão térmica) ( $10^{-5}/K$ )	1,0
Temperatura de referência para $\lambda$ (K)	293

Fonte: Comunicação pessoal.

Tabela 5.4. Parâmetros de Operação da bomba. (Fonte: Elaborado pelo autor)

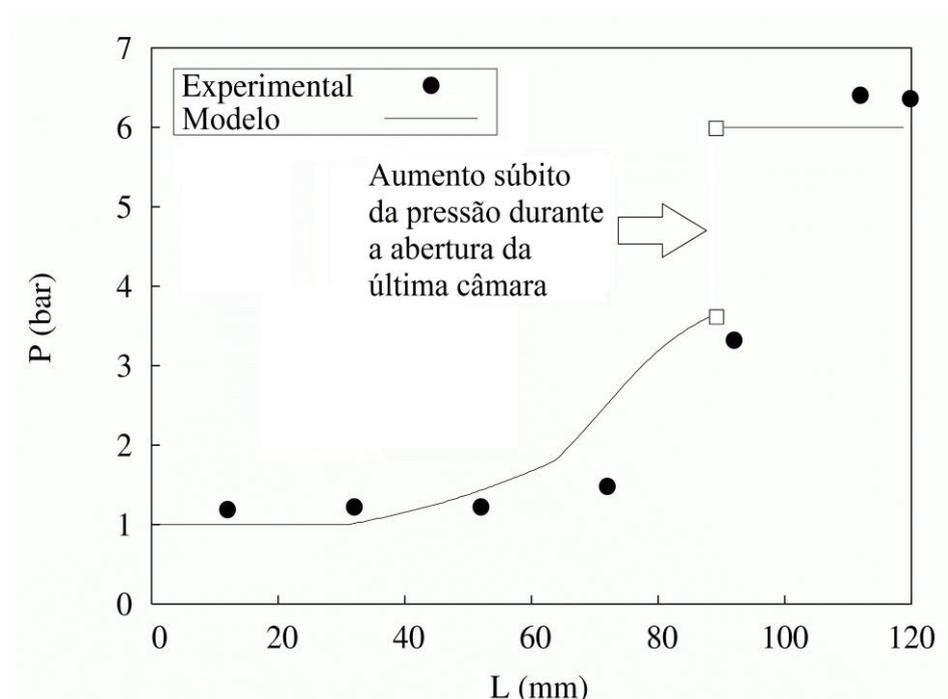
<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Temperatura sucção (K)	315
Pressão sucção (bar)	10
Fração volumétrica de gás (%)	0 – 90
Velocidade de rotação (rpm)	1800
Vazão de sucção teórica ( $m^3/h$ )	120
Pressão diferencial (bar)	20 – 60
Óleo:	
API	56
TNBP (K)	422
Gás:	
Metano	0,9
Etano	0,1

Com a informação anterior foram simulados separadamente os fenômenos da abertura gradual da câmara de descarga, a recirculação, a troca de calor com o *liner* e o meio ambiente e a expansão térmica. Os resultados foram comparados e discutidos com o modelo de Nakashima (2005), como se segue.

### 5.1.1 Abertura gradual da câmara de descarga:

Os modelos pesquisados na revisão bibliográfica (Wincek, 1992; Korner, 1998; Nakashima, 2005 e Rábiger et al., 2008) não consideram a abertura gradual da última câmara e, portanto, quando ela é atingida, a pressão aumenta subitamente fazendo com que a distribuição de pressão ao longo da bomba seja descontínua (Figura 5.1), afetando o cálculo dos parâmetros de operação e a exatidão, quando comparados com valores experimentais (Figura 5.1).

Figura 5.1 - Distribuição de pressão durante a abertura da última câmara.



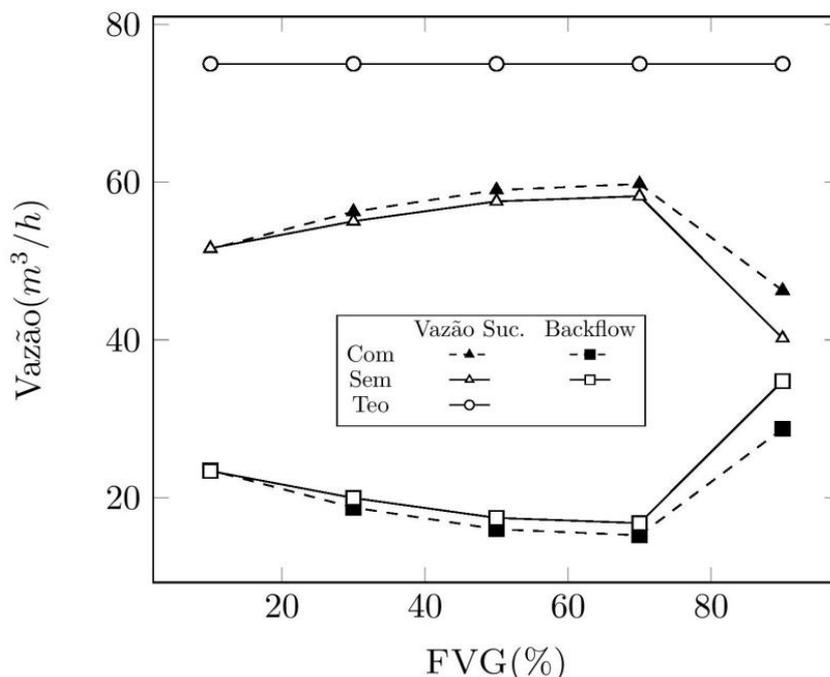
Fonte: Adaptado de Nakashima (2005).

O novo modelo foi usado para avaliar e comparar o efeito gradual da abertura da câmara de descarga (desenvolvido no capítulo 3). Assim, foram estudados dois casos, um para cada bomba, como segue.

### 5.1.1.1 Abertura da última câmara (bomba de Egashira)

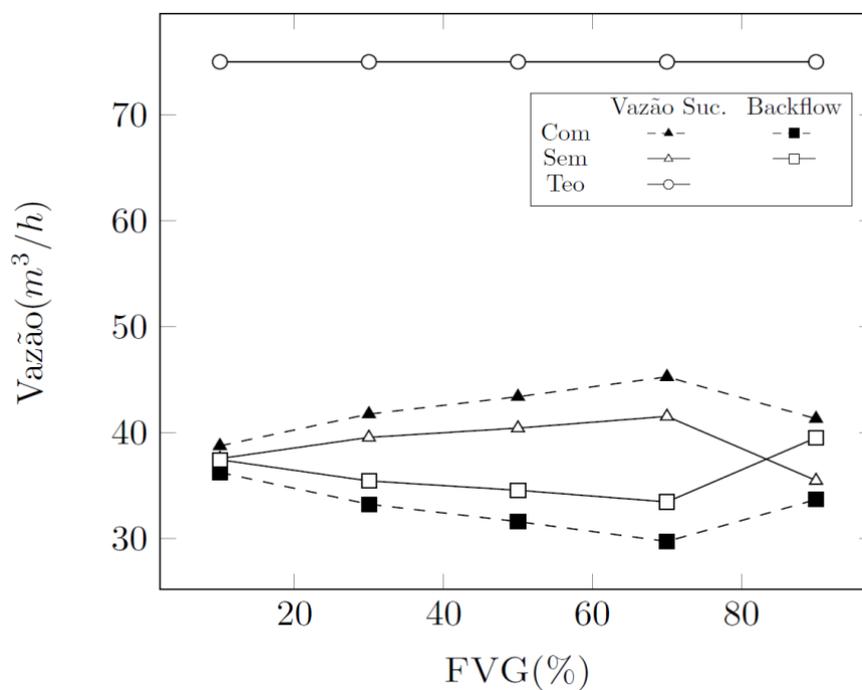
Para a análise computacional da bomba de Egashira (Tabela 5.1) foram considerados diversos regimes de operação e misturas de água-ar. As condições de operação são apresentadas na tabela 5.2. Os valores de pressão e temperatura de sucção foram 4,43 bar e 315 K, respectivamente; a velocidade de rotação 1200 rpm e o valor máximo de pressão diferencial foi de 30 bar. O primeiro parâmetro avaliado foi a vazão de sucção e seus resultados para 10, 20 e 30 bar de pressão diferencial, apresentam-se nas figuras 5.2, 5.3 e 5.4. Assim, os cenários com e sem abertura da câmara de descarga foram avaliados e comparados, usando frações volumétricas de gás que variaram entre 0 e 90% FVG. Em todos os casos, existe uma diferença importante nos resultados acima de 70% FVG, o que evidencia a influência da abertura da câmara da descarga no cálculo das vazões na bomba.

Figura 5.2 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica *Com* e *Sem* abertura da câmara. Caso: água-ar, 10 bar de pressão diferencial (Fonte: Elaborado pelo autor).



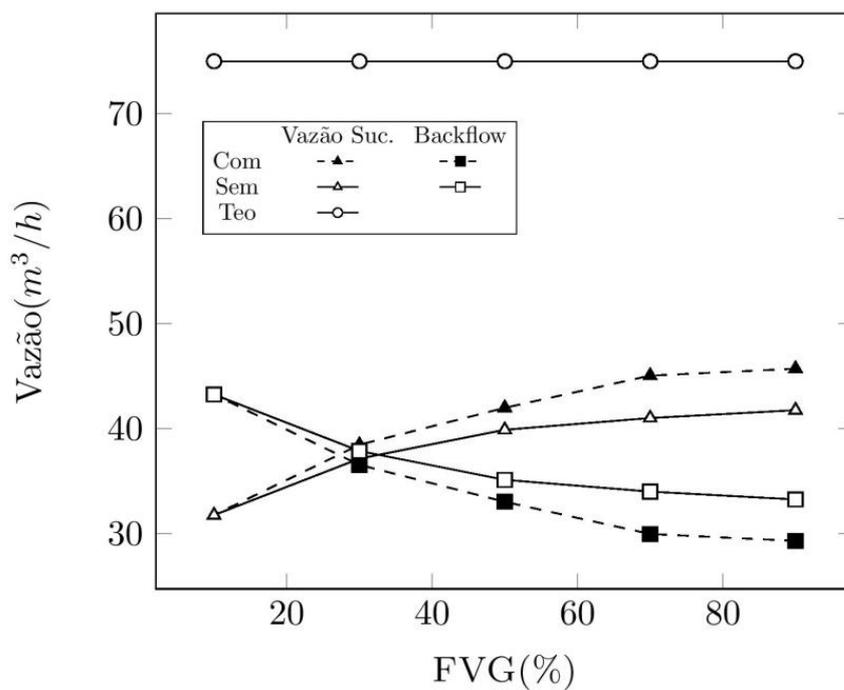
Nos resultados do diferencial de pressão de 10 bar (Fig. 5.2), as diferenças nos valores de vazão de sucção e refluxo são mínimas para FVG inferiores a 50%, mas tiveram incrementos significativos a partir de 80%, atingindo uma diferença máxima de 3,4 m<sup>3</sup>/h (8%) a 90% FVG. No caso de 20 bar de pressão diferencial (Fig. 5.3), as diferenças entre as simulações aumentam, mas são críticas unicamente

Figura 5.3 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica *Com* e *Sem* abertura da câmara. Caso: água-ar, 20 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.4 - Vazão sucção, backflow e vazão teórica *Com* e *Sem* abertura da câmara. Caso: água-ar, 30 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

a partir de 70% FVG, atingindo um valor máximo de 8 m<sup>3</sup>/h (18,6%) em 90%. No caso final, devido à grande diferença de pressão (30 bar), a vazão de sucção é menor do que o refluxo (Figura 5.4). No entanto, a diferença entre ambos os modelos aumenta a partir de 60% FVG e o valor máximo atingido em 90% é de 4,3m<sup>3</sup>/h (8,5%), que é consideravelmente menor do que no caso anterior. Isso poderia se explicar pelo fato de que o grande incremento do refluxo tende a atenuar o efeito da vazão adicional aportada durante o processo da abertura gradual da câmara de descarga

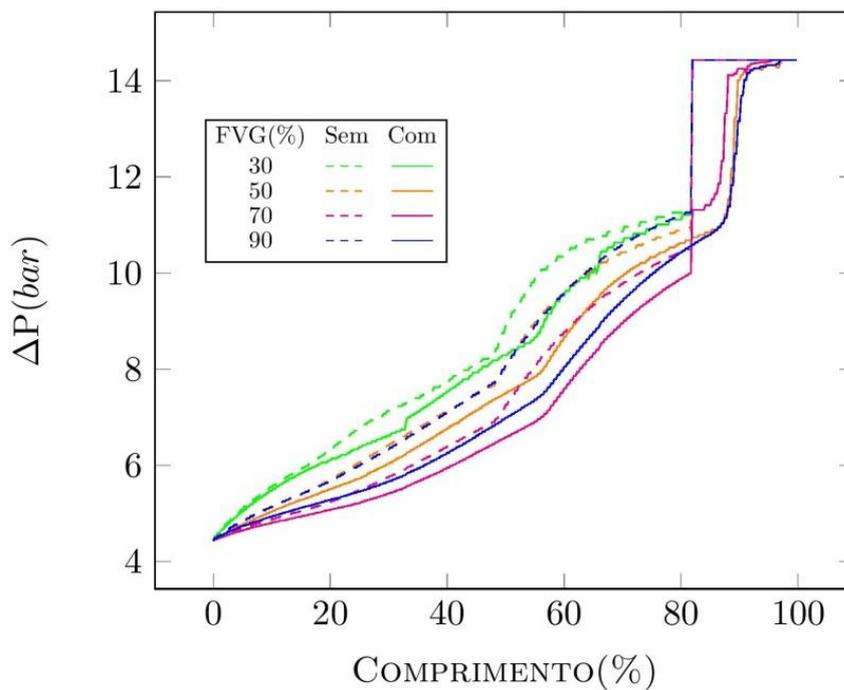
O perfil de pressão é um parâmetro diretamente relacionado com a vazão de sucção das bombas multifásicas. Com 10 bar de pressão diferencial (Figura 5.5), os perfis de pressão nos casos com e sem abertura de câmara de descarga são idênticos àqueles abaixo de 50% de FVG, e têm uma variação importante acima deste valor, que condiz com o comportamento observado na figura 5.2, em que as diferenças entre os refluxos e vazões de sucção são insignificantes em baixas FVG. Com 20 e 30 bar de pressão diferencial (Figuras 5.6 e 5.7), os perfis de pressão têm uma pequena variação abaixo de 50 FVG, que aumenta gradualmente até atingir 90% FVG. Este comportamento explica o porquê de nesses casos haver variações importantes na vazão de sucção e o refluxo, quando comparados ao caso em que a bomba opera a 10 bar de pressão diferencial.

A figura 5.8 apresenta a variação da distribuição de pressão ao longo da bomba para ambos os modelos (com e sem o efeito da abertura da câmara), para 10, 20 e 30 bar de pressão diferencial e 90% FVG. Pode-se ver a influência do efeito gradual da abertura da última câmara nos resultados para cada caso, e as diferenças a respeito dos valores calculados em relação ao modelo de Nakashima (2005). Para todos os casos registraram-se variações importantes na distribuição de pressão na região de sucção da bomba (que determina a eficiência volumétrica dela e o refluxo), portanto, o novo modelo influencia consideravelmente os resultados, e seu efeito aumenta com os incrementos das vazões de gás e o diferencial de pressão.

### **5.1.1.2 Abertura da última câmara (bomba Petrobras)**

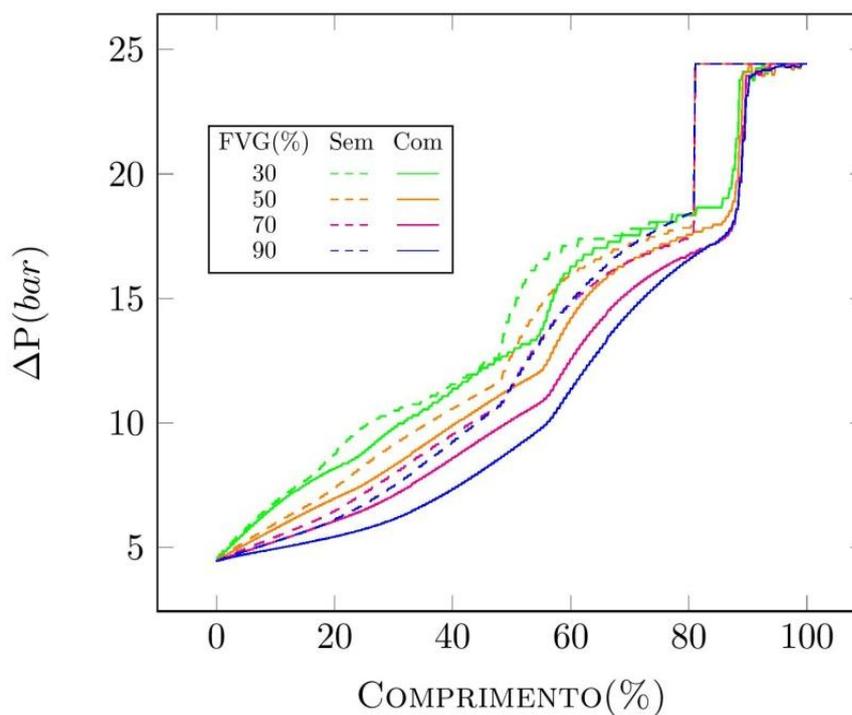
Para a análise computacional da bomba da Petrobras (Tabela 5.3), foram considerados diversos regimes de operação e misturas de óleo-gás. As condições de

Figura 5.5 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso *Com* e *Sem* abertura da câmara. Caso: água-ar, 10 bar de pressão diferencial.



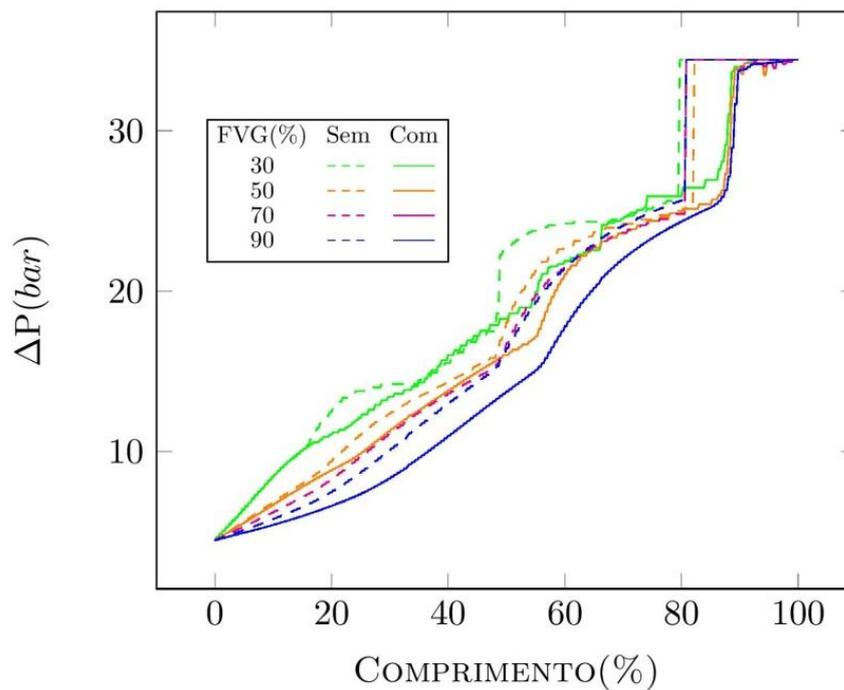
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.6 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso *Com* e *Sem* abertura da câmara. Caso: água-ar, 20 bar de pressão diferencial.



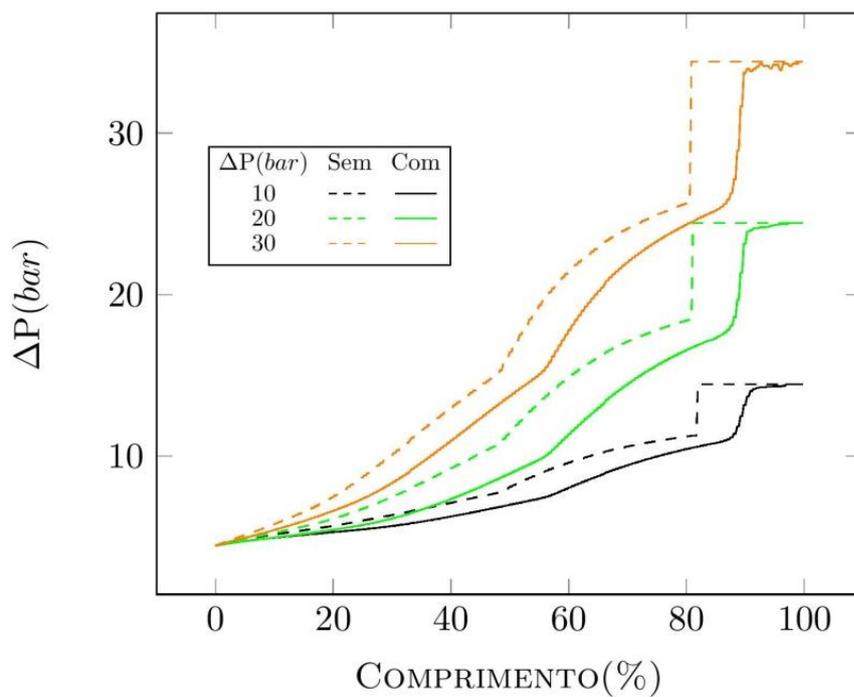
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.7 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso *Com* e *Sem* abertura da câmara. Caso: água-ar, 30 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.8 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso *Com* e *Sem* abertura da câmara. Caso: água-ar, 90% FVG, 10, 20 e 30 bar de pressão diferencial.



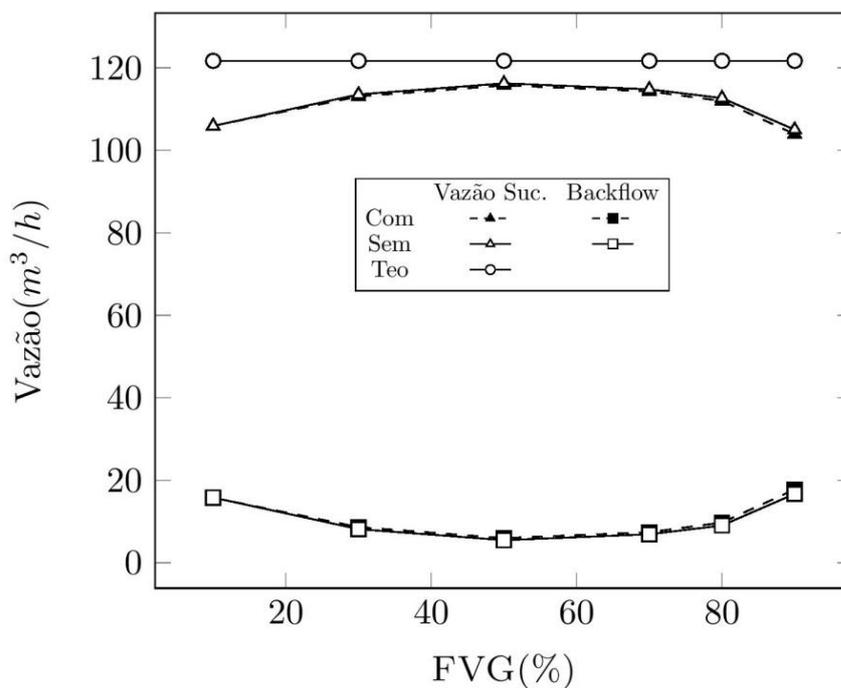
Fonte: Elaborado pelo autor.

operação são apresentadas na tabela 5.4. Os valores de pressão e temperatura de sucção foram 10 bar e 315 K, respectivamente; a velocidade de rotação 1800 rpm e o valor máximo de pressão diferencial foi de 60 bar. Os parâmetros avaliados foram a vazão de sucção e a distribuição de pressão e seus resultados para 40 bar de pressão diferencial, apresentam-se nas figuras 5.9 e 5.10. Assim, os cenários para ambos os modelos (com e sem abertura da câmara) foram avaliados e comparados para frações volumétricas de gás que variaram entre 0 e 90% FVG.

No caso da vazão volumétrica (Figura 5.9), não há diferenças entre os modelos abaixo de 70% FVG e acima deste valor, as diferenças são insignificantes (mesmo a 90% FVG). Este comportamento se deve às distribuições de pressão na região de sucção da bomba, que são similares para ambos os modelos (Figura 5.10). Isto demonstra que, neste caso, o efeito da abertura gradual da última câmara é imperceptível e tal comportamento pode ser explicado pelo fato de que, em bombas compridas (com mais de três câmaras), esse efeito concentra-se na região de descarga e, portanto, não afeta a distribuição de pressão perto da sucção (responsável pela vazão na bomba, Figura 5.10). No entanto, para bombas curtas (menores de 3 câmaras), este efeito é determinante no seu desempenho (como pode-se ver no caso anterior, figuras 5.2 a 5.4), já que pelo seu menor comprimento são mais sensíveis às mudanças que acontecem na região de descarga (Figura 5.8).

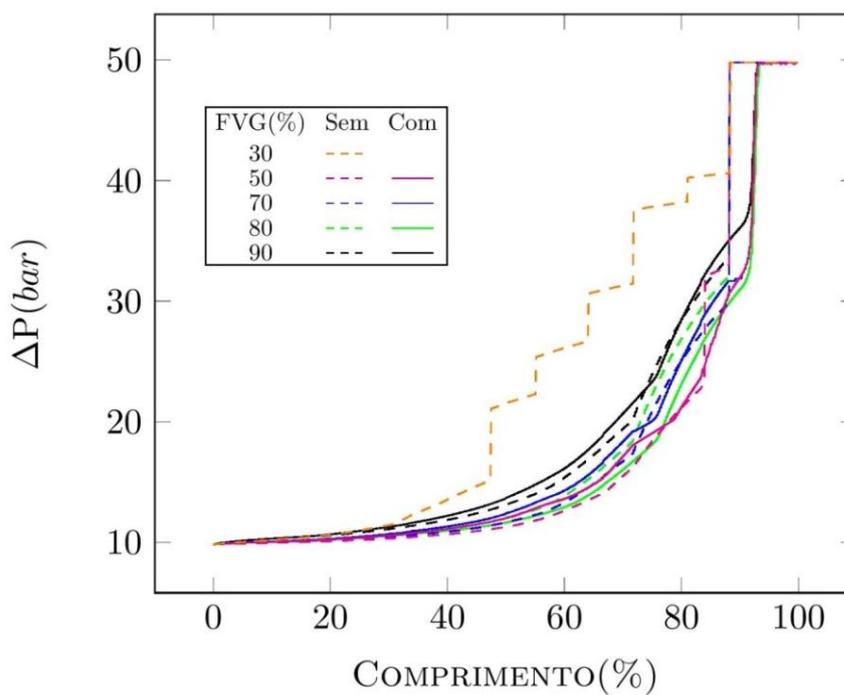
Na figura 5.11 apresenta-se a distribuição de pressão ao longo do parafuso para 20, 40 e 60 bar de pressão diferencial e 90% FVG (vazão de gás em que as diferenças entre os modelos são muito importantes, de acordo com resultados anteriores). Os valores obtidos para ambos os modelos mostram diferenças desprezíveis na distribuição da pressão ao longo do parafuso, perto da área de sucção, para condições de operação abaixo de 40 bar. No entanto, quando o diferencial de pressão atinge o valor de 60 bar, as diferenças nos resultados entre ambos os modelos são importantes (incluindo a região da sucção). Tendo em conta que a próxima geração de bombas vai operar a elevadas pressões diferenciais (perto de 150 bar) o efeito da abertura gradual da câmara de descarga deve ser considerado, para melhorar a exatidão dos modelos computacionais destinados a calcular as condições de operação das BMDP.

Figura 5.9 - Vazão de sucção, refluxo e vazão teórica *Com* e *Sem* abertura da câmara. Caso: óleo-gás, 40 bar de pressão diferencial.



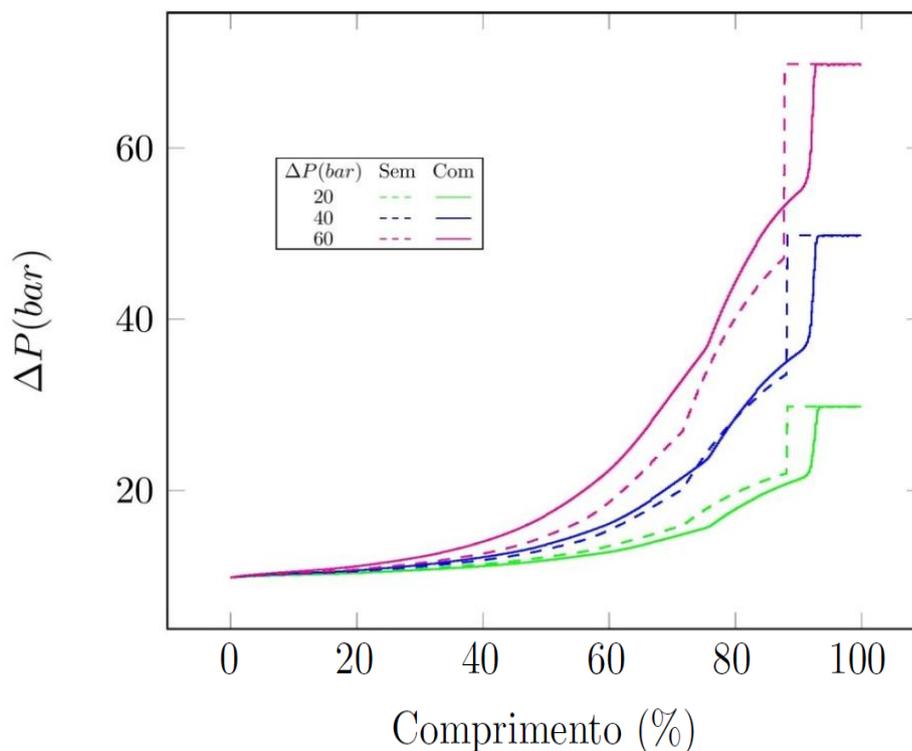
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.10 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso *Com* e *Sem* abertura da câmara. Caso: óleo-gás, 40 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.11 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso *Com* e *Sem* abertura da câmara. Caso: água-ar, 90% FVG, 20, 40 e 60 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

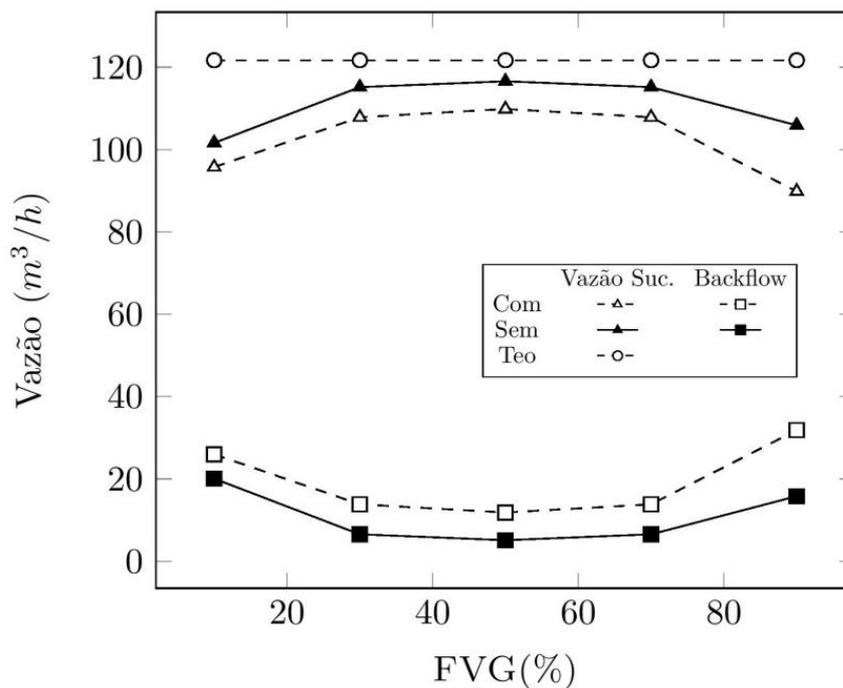
### 5.1.2 Recirculação de líquido entre a sucção e a descarga da bomba:

O novo modelo foi usado para avaliar e comparar o efeito da recirculação entre a sucção e a descarga na bomba da Petrobras. Assim, foram avaliadas misturas de óleo-gás nas condições de operação do caso anterior (Tabela 5.4) e 40 bar de pressão diferencial. Os resultados da vazão de sucção, distribuição de pressão, temperatura e FVG para ambos os modelos (com e sem recirculação) são apresentados nas figuras 5.12 a 5.15.

A figura 5.12 mostra como a vazão volumétrica diminui à medida que aumenta a FVG e o refluxo. Este fenômeno está relacionado com a infiltração de gás nas fendas, que afeta a selagem das câmaras, assim, quanto mais altas a FVG, maior o refluxo e, portanto, a eficiência volumétrica diminui e o perfil de pressão se faz mais inclinado. Como é de esperar, o efeito da recirculação diminui a vazão volumétrica da bomba, quando se compara com o caso sem recirculação (Fig. 5.12).

Figura 5.12 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica *Com* e *Sem* recirculação.

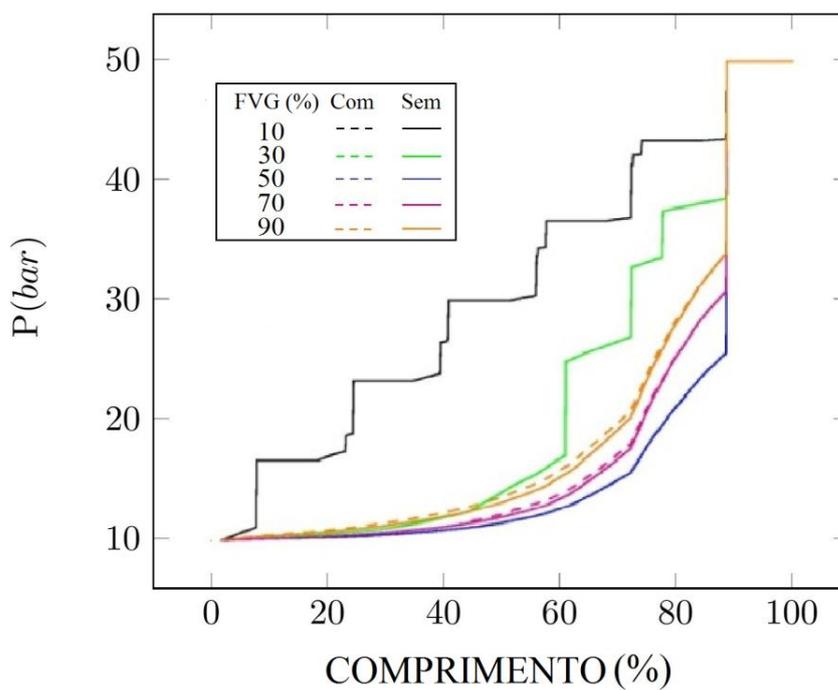
Caso: óleo-gás, 40 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 5.13 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso *Com* e *Sem* recirculação.

Caso: óleo-gás. Caso: óleo-gás, 40 bar de pressão diferencial.

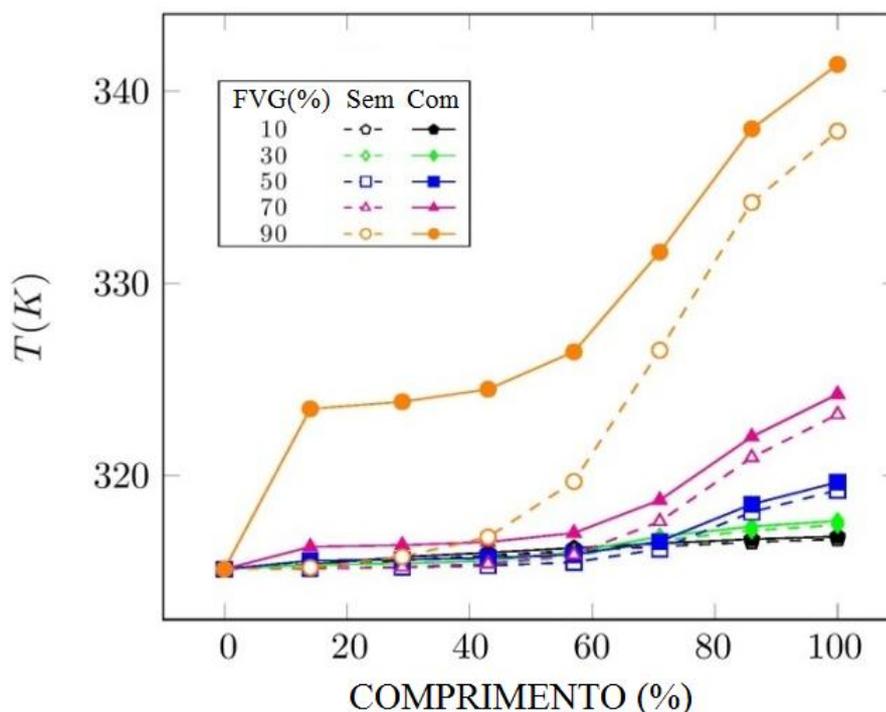


Fonte: Elaborado pelo autor

A distribuição de pressão ao longo da bomba, para ambos os modelos (com e sem recirculação), é apresentada na figura 5.13. Pode-se ver uma pequena diferença nos perfis a partir de 70% FVG (2%). Isto pode ser causado pela maior quantidade de gás no fluido na descarga e, portanto, no líquido disponível para recirculação. Este fenômeno varia a FVG na primeira câmara, da mesma forma que o refluxo e a compressão de gás dentro dela e, assim, a distribuição de pressão ao longo de todo o parafuso.

Similar ao caso da distribuição de pressão (Figura 5.13), ambos os modelos apresentam diferenças na distribuição de temperatura ao longo da bomba após 70% FVG (Figura 5.14), especialmente ao atingir os 90% FVG. Esses casos podem ser explicados pelo aumento da energia interna na câmara de sucção devido à alta temperatura do fluido recirculado desde a região de descarga.

Figura 5.14 - Distribuição de temperatura ao longo do parafuso *Com* e *Sem* recirculação. Caso: óleo-gás. Caso: óleo-gás, 40 bar de pressão diferencial.

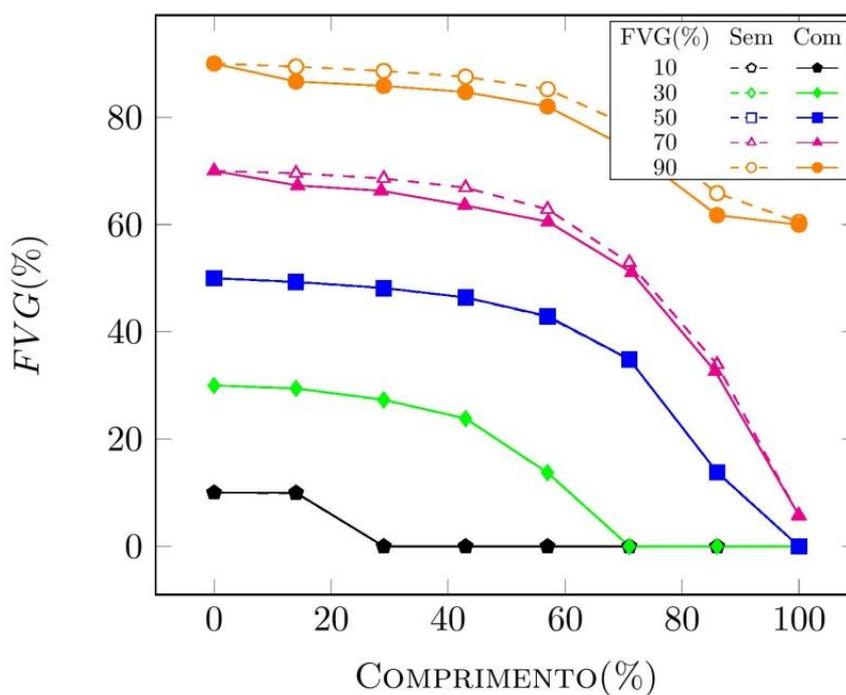


Fonte: Elaborado pelo autor.

O comportamento da distribuição da FVG (Figura 5.15.), ao longo da bomba, é similar aos casos anteriores na distribuição de pressão e temperatura, onde se apresentam diferenças importantes entre os modelos a partir de 70% FVG, atingindo

seu maior valor a 90% FVG. Nestes casos, a variação de temperatura causada pelo fluido de recirculação eleva a energia interna dentro das câmaras e, portanto, modifica a distribuição de temperatura ao longo do parafuso, mesmo que algumas propriedades, como a viscosidade e densidade, do fluido que são determinantes no refluxo e a compressão de gás nas câmaras e, portanto, apresentam-se diferenças nos resultados da distribuição da FVG ao longo do parafuso entre ambos os modelos (com e sem recirculação).

Figura 5.15 - Distribuição da FVG nas câmaras ao longo do parafuso *Com* e *Sem* recirculação. Caso: óleo-gás. Caso: óleo-gás, 40 bar pressão diferencial.



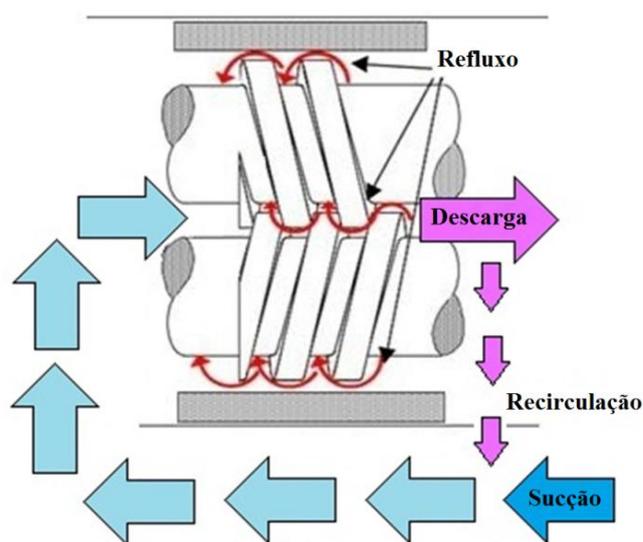
Fonte: Elaborado pelo autor.

### 5.1.3 Transferência de calor com o liner e o ambiente e cálculo da distribuição de temperatura na bomba.

O novo modelo termo hidráulico foi usado para avaliar e comparar os efeitos da troca de calor (no *liner*, na carcaça e os rotores) na da Petrobras. Como no caso anterior, foram avaliadas misturas de óleo-gás às condições de operação da tabela 5.4 e uma pressão diferencial de 40 bar. A figura 5.16 ilustra os dois processos de

convecção forçada que acontecem no interior da bomba. O primeiro acontece quando o fluido de trabalho desloca-se nas câmaras, e o segundo quando o fluido na sucção mistura-se com o da recirculação, e passa através de um canal que o leva até a primeira câmara da bomba, trocando calor durante todo esse trajeto com o *liner* e com a carcaça, que por sua vez transfere o calor ao ambiente pela convecção natural que ocorre em seu exterior.

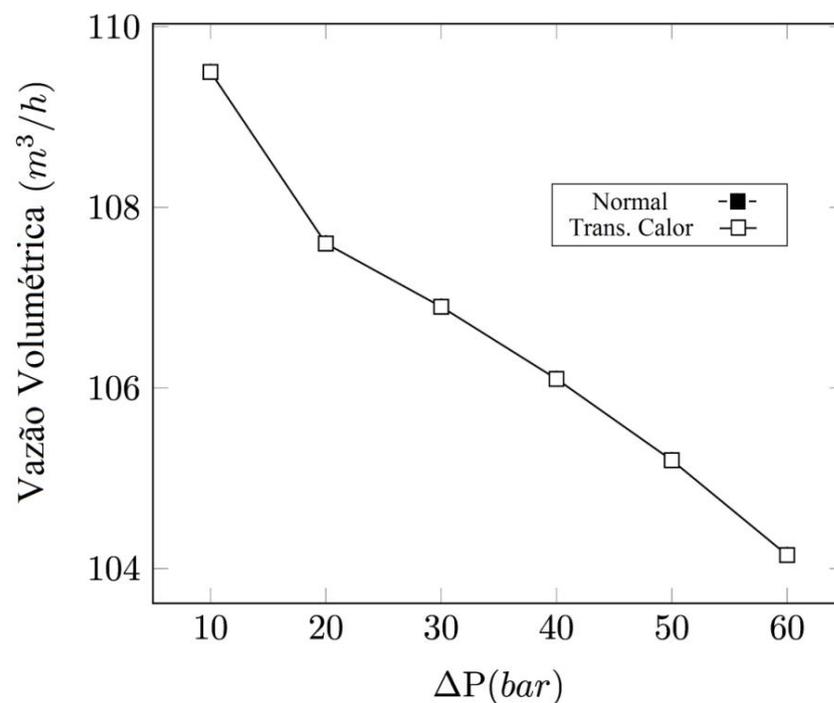
Figura 5.16 - Fenômeno de convecção forçada no fluido no interior das câmaras e o fluido dentro do canal formado entre o *liner* e a carcaça.



Fonte: baseado em Kroupa (2011).

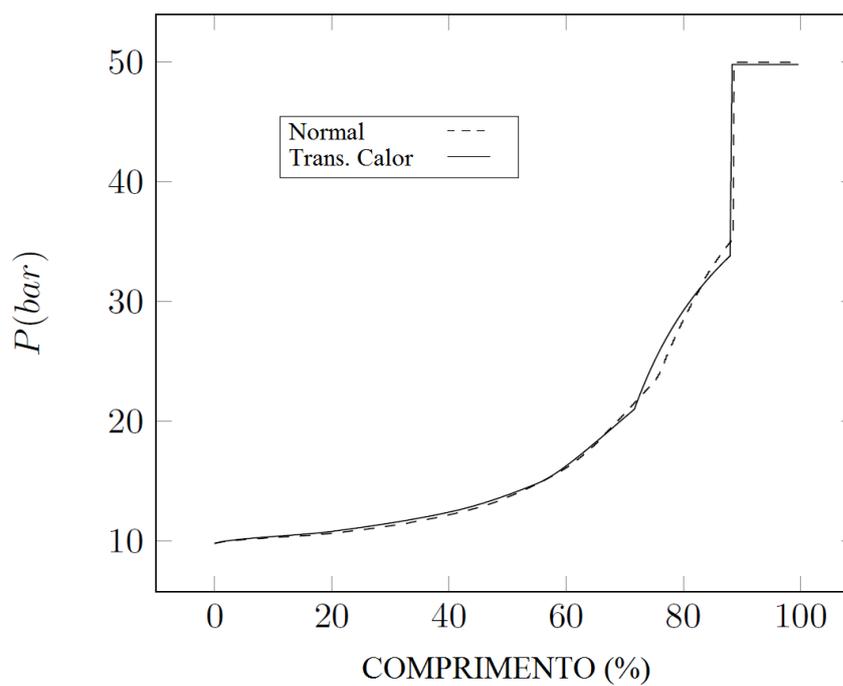
Os resultados da variação na vazão de sucção e a distribuição de pressão ao longo do parafuso (para os modelos com e sem troca de calor), para o caso de 90% FVG são apresentados nas figuras 5.17 e 5.18. Analisando os dados obtidos, pode-se ver como o efeito da transferência de calor nos cálculos é completamente desprezível. Isto ocorre porque os valores obtidos para a troca calor são muito inferiores do que a potência fornecida (nas condições de operação avaliadas neste trabalho). No apêndice B se apresentam dois estudos que demonstram a pouca importância da troca de calor nos resultados, o primeiro, foi uma análise com o software comercial COSMOS (Dassault Systèmes Corp., 2013) aplicado a toda a bomba; no segundo, foram revisados os cálculos do código computacional, assim, os valores dos balanços de massa e energia para cada uma das câmaras da bomba e por iteração foram coletados. Os resultados foram analisados considerando um indicador de potência relativo (a troca de calor dividida pela a potência fornecida). Para todos

Figura 5.17 - Variação da vazão de sucção com a pressão diferencial *Com (Trans. Calor)* e *Sem (normal)* transf. de calor. Caso: óleo-gás e 90% FVG.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.18 - Distribuição de pressão no parafuso *Com (Trans. Calor)* e *Sem (normal)* transf. de calor. Caso: óleo-gás, 90% FVG e 40 bar de pressão diferencial.



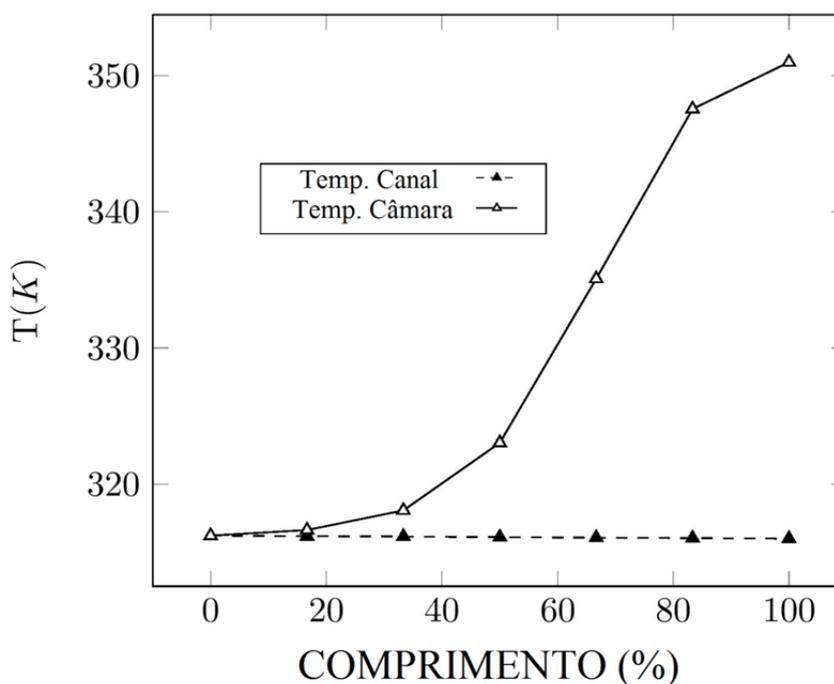
Fonte: Elaborado pelo autor.

os casos, os valores obtidos não superaram 2% e, portanto, não afetam significativamente, os cálculos do modelo.

Não considerar o efeito da troca de calor em qualquer um dos modelos termo-hidráulicos é favorável por que poupa recursos computacionais, e, portanto, diminui o tempo requerido para as simulações. Entretanto, o cálculo da troca de calor é necessário para encontrar os valores das distribuições de temperatura no *liner* e os parafusos, os quais são necessários para o cálculo da expansão térmica dentro da bomba, que, segundo Rübiger (2005), é um fator fundamental para melhorar a exatidão, já que afeta a espessura das fendas e, portanto, o refluxo dentro da bomba. Além disso, o cálculo da expansão térmica determina as condições de operação nas quais podem existir fenômenos de contato que possivelmente causam danos irreparáveis às bombas.

A figura 5.19 apresenta a distribuição da temperatura ao longo do canal formado entre o *liner* e a carcaça (Figura 5.16). Pode-se observar que enquanto a temperatura nas câmaras aumenta à medida que o fluido desloca-se dentro da bomba

Figura 5.19 - Evolução da temperatura do fluido nas câmaras, comparado com a distribuição de temperatura no canal.

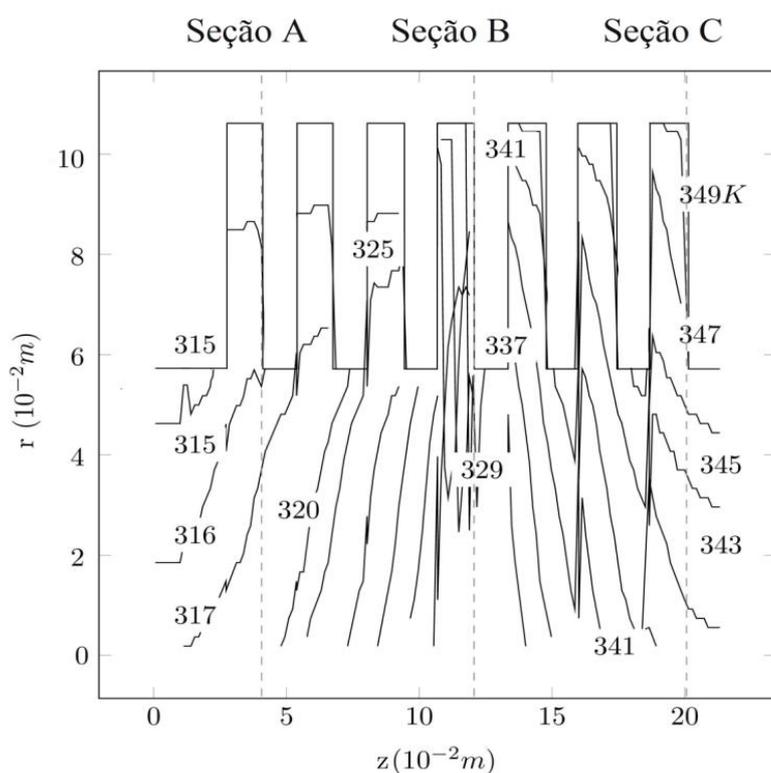


Fonte: Elaborado pelo autor.

para a descarga, a do fluido escoando dentro do canal permanece constante, portanto, o efeito da transferência de calor também é desprezível neste caso, e qualquer efeito de refrigeração para o fluido dentro das câmaras será pouco importante.

As figuras 5.20 a 5.23 apresentam, para regime permanente, as distribuições de temperatura no parafuso e o *liner*. No primeiro caso (Figura 5.20), pode-se observar a variação de temperatura ao longo do parafuso (eixo  $z$ ). Assim, os valores decrescem desde a descarga até a sucção como resultado dos processos de compressão e refluxo que acontecem com o fluido nas câmaras (os valores máximos sempre acontecem na descarga).

Figura 5.20 - Distribuição de temperatura ao longo do parafuso. Caso: óleo-gás, 90% GVF, 60 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

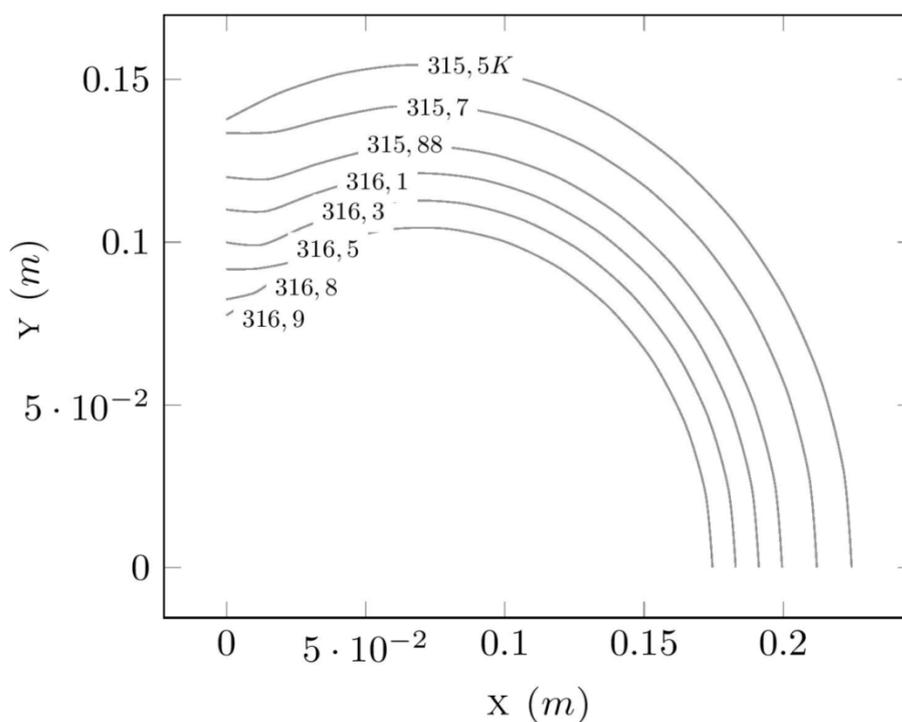
Na figura 5.20 pode-se também observar a distribuição de temperatura radial ao longo do filete do parafuso. Para este caso, a temperatura sempre aumenta na direção do topo do filete do parafuso. Este fenômeno pode ser explicado pelo fato de que o coeficiente de convecção no topo do parafuso sempre é maior do que nas outras superfícies (de flanco e na base do eixo). Já que o fluido nas fendas (no topo),

esta exposto às grandes velocidades na periferia do rotor, a troca de calor concentra-se nestes pontos, os quais por inércia térmica alcançam a máxima temperatura no parafuso. Um resumo das fórmulas utilizadas para o cálculo de todos os coeficientes de película, usados nos cálculos apresentaram-se nas tabelas 3.1 e 3.2.

Para o estudo da transferência de calor no *liner* foram selecionadas três seções transversais ao longo do eixo do rotor, na região de sucção (seção A), na central (seção B) e na descarga (seção C), como se indicou na figura 5.20. Já que neste caso pode-se considerar simetria, só um quarto da seção vai ser analisado.

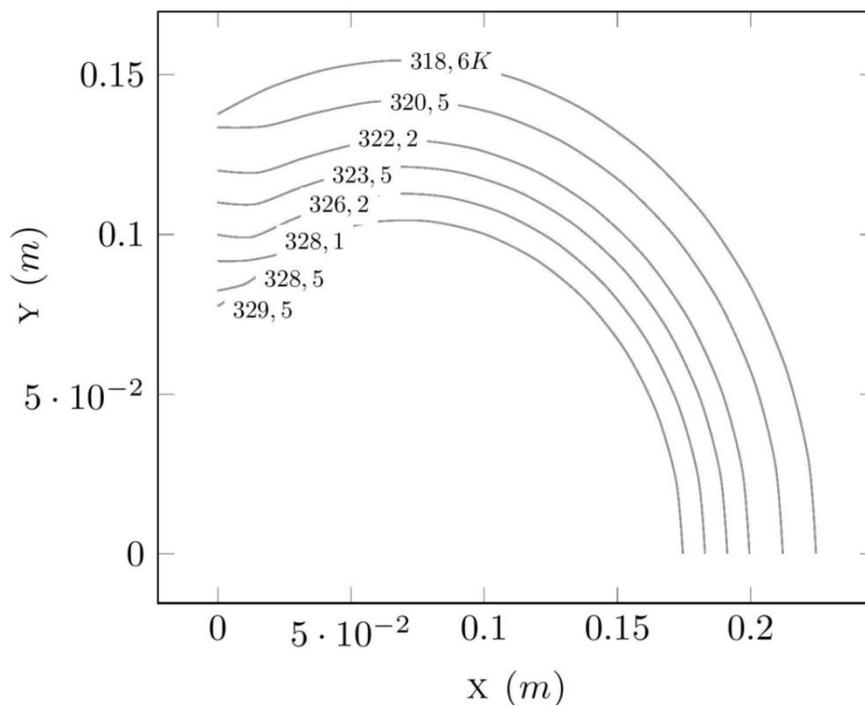
Para todos os casos (figuras 5.21, 5.22 e 5.23), a distribuição de temperatura é homogênea em quase todo o sólido, como mostram as linhas isotermas (equidistantes) em cada secção. No entanto, apresentam-se zonas quentes, na zona inferior direita de cada seção. Isto pode se dever a uma inércia térmica no liner, produzido pela influência do próprio gradiente térmico, que produz a variação na temperatura da região interna. Portanto, o maior valor da peça aparece nesta zona.

Figura 5.21 - Distribuição de temperatura no liner (Seção A). Caso: óleo-gás, 90% FVG, 60 bar de pressão diferencial.



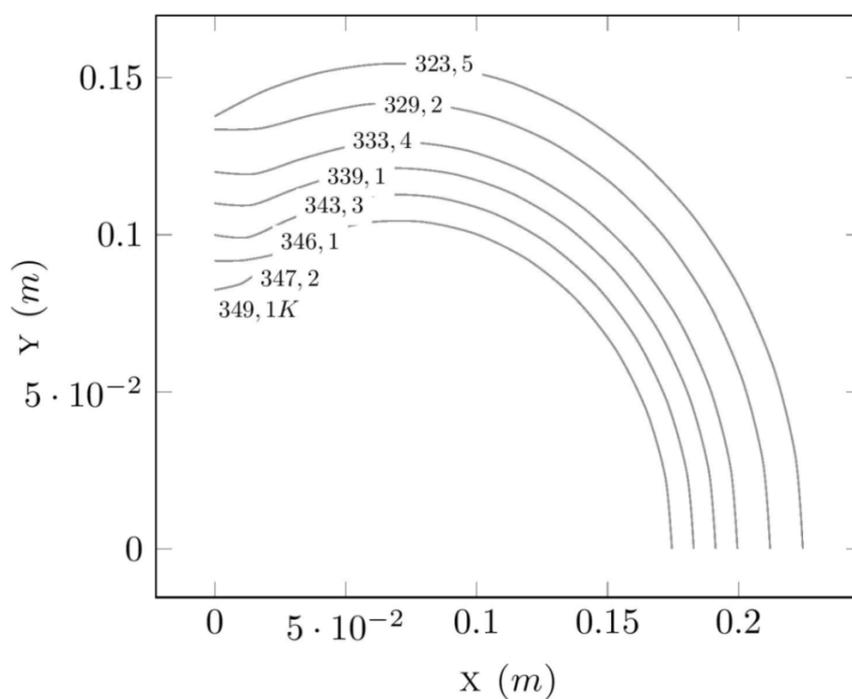
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.22 - Distribuição de temperatura no liner (Seção B) - Caso: óleo-gás, 90%  
FVG, 60 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.23 - Distribuição de temperatura no liner (Seção C). Caso: óleo-gás, 90%  
FVG, 60 bar de pressão diferenci



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 5.1.4 Expansão Térmica

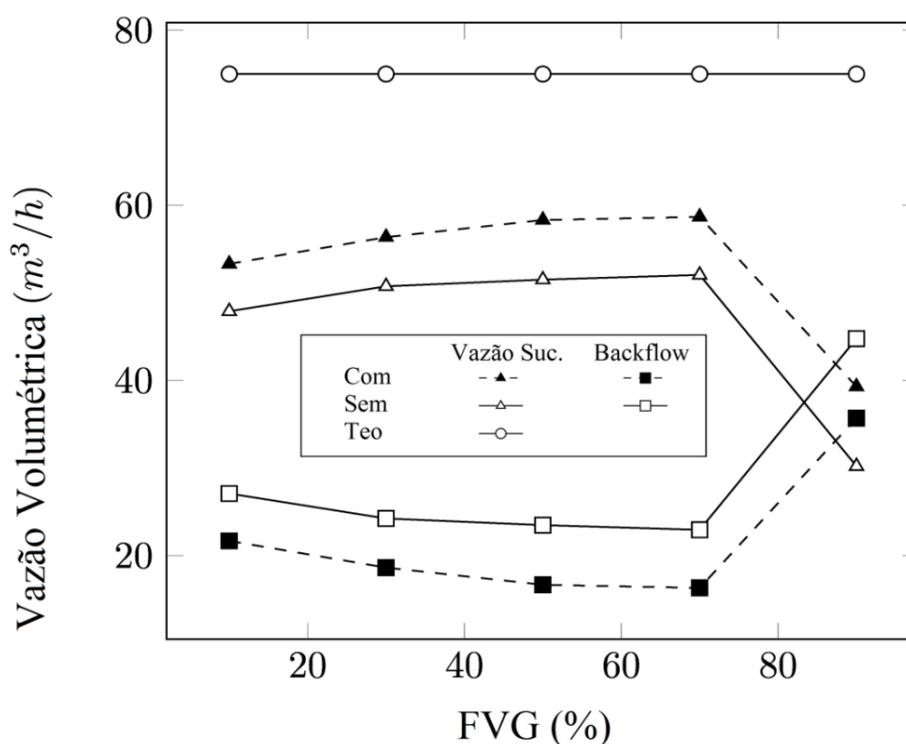
O novo modelo termo hidráulico foi utilizado para simular o efeito da expansão térmica em duas bombas multifásicas de duplo parafuso. A primeira, de Egashira (2,45 câmaras), operando com misturas de água-ar. A segunda, da Petrobras (5,67 câmaras) operando com misturas de óleo-gás.

Para ambos os casos, os resultados obtidos foram comparados com o modelo de Nakashima (2005) que não considera o efeito da expansão térmica.

#### 5.1.4.1 Expansão térmica na bomba Egashira

Para a análise computacional da bomba de Egashira (Tabela 5.1) foram considerados diversos regimes de operação e misturas de água-ar. As condições de operação são apresentadas na tabela 5.2. O primeiro parâmetro avaliado foi a vazão de sucção e seus resultados para 10, 20 e 30 bar de pressão diferencial, apresentam-se nas figuras 5.24, 5.25 e 5.26. Assim, os cenários com e sem expansão térmica foram avaliados e comparados, as frações volumétricas de gás variaram entre 0 e

Figura 5.24 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica Com e Sem expansão térmica. Caso: água-ar, 10 bar de pressão diferencial.

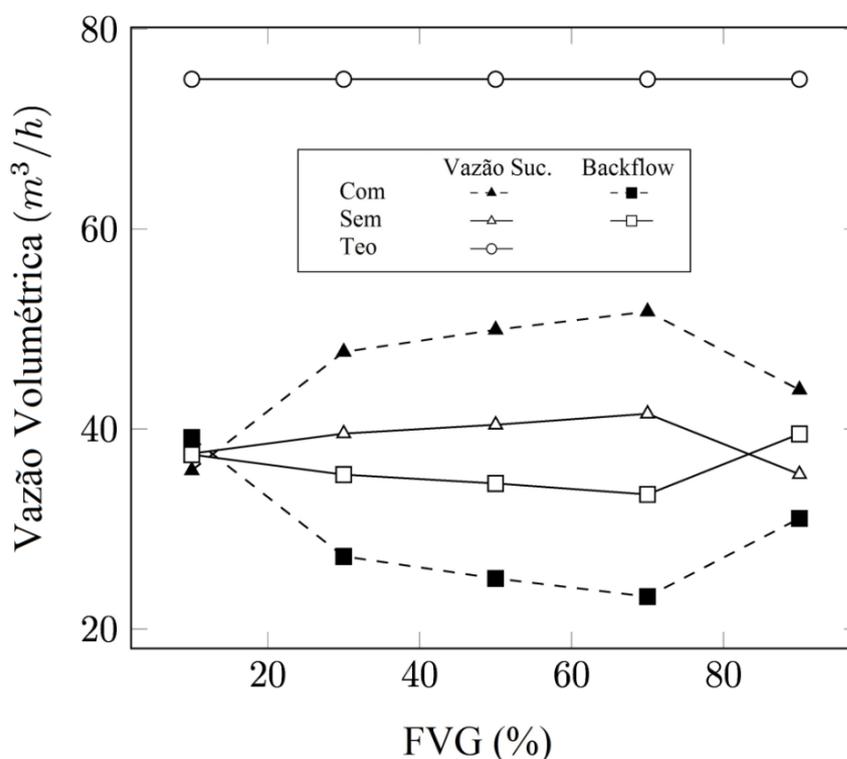


Fonte: Elaborado pelo autor.

90% FVG. Em todos os casos, existe uma diferença importante nos resultados acima de 10% FVG, o que evidencia a influência da expansão térmica na espessura das fendas e, portanto, no backflow e a vazão volumétrica da bomba.

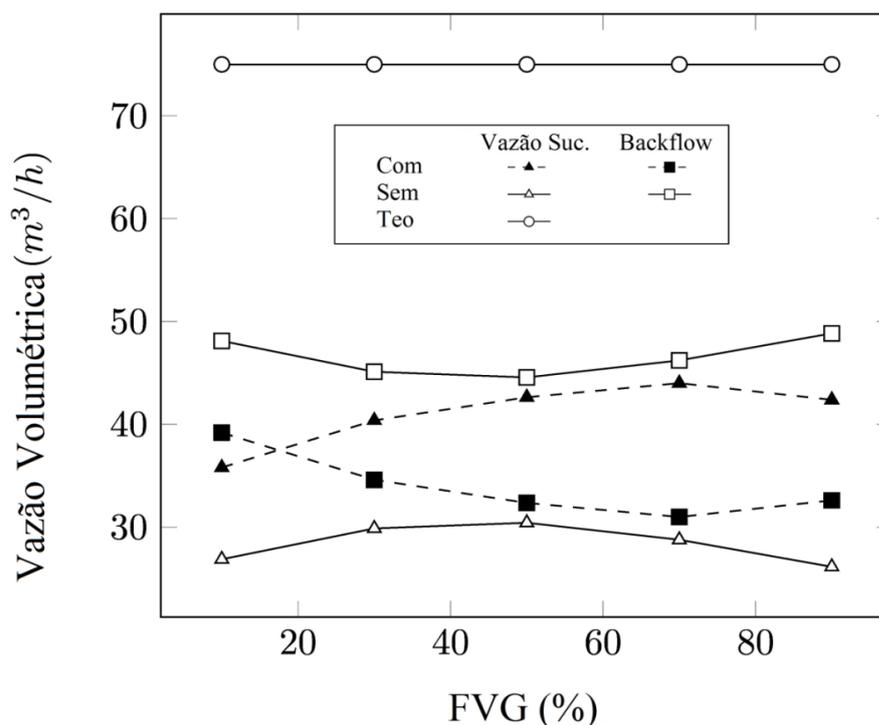
Nos resultados do diferencial de pressão de 10 bar (Figura 5.24), as diferenças nos valores de vazão de sucção e refluxo são similares entre os resultados calculados para cada modelo e para todas as FVG. Este efeito pode ser causado pela elevada temperatura na sucção (315 K), em relação à temperatura de referência usada para o cálculo da expansão térmica (293 K), sendo uma diferença de 22 K (7,5%), que é maior do que os incrementos de temperatura causados pela pressão diferencial de 10 bar com que opera a bomba, para tanto, as diferenças nos cálculos são similares para todas as FVG estudadas. Uma vez que as condições de operação reais das bombas atingem altas temperaturas na sucção e estas variam durante a sua operação, o fenômeno de expansão térmica deve-se considerar sempre que se deseje modelar este tipo de equipamentos.

Figura 5.25 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica *Com* e *Sem* expansão térmica. Caso: água-ar, 20 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.26 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica *Com* e *Sem* expansão térmica. Caso: água-ar, 30 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

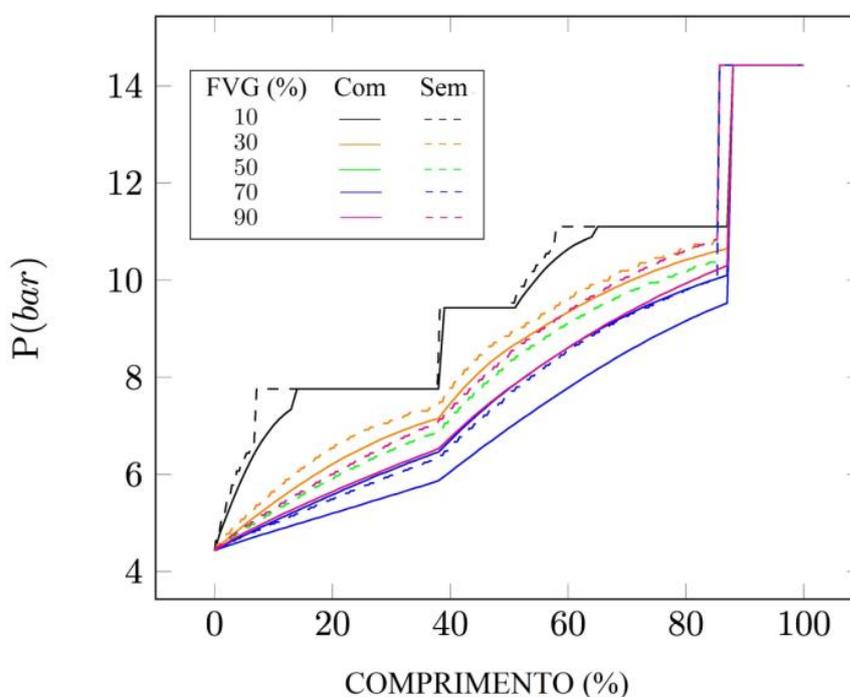
Nos casos seguintes, 20 e 30 bar (Figura 5.25 e 5.26), as diferenças entre as simulações aumentam, atingindo um valor máximo em 90% FVG. Isto acontece pelo fato de que quando aumenta a diferença de pressão aumenta a temperatura de descarga e, portanto, as fendas têm sua espessura reduzida. Dessa maneira pode-se ver para ambos os casos, que os resultados do modelo com expansão térmica sempre têm maior vazão de sucção e menor refluxo quando comparado com o modelo de Nakashima (2005), e como se podia esperar, a maior diferença para todos os casos avaliados é atingida para 30 bar e 90% FVG.

A expansão térmica influencia a distribuição de pressão ao longo do parafuso (Figuras 5.27, 5.28 e 5.29) em todos os casos (10, 20 e 30 bar) e, portanto, aparecem diferenças importantes entre ambos os modelos. Como a expansão térmica varia a espessura das fendas com a temperatura, o refluxo diminuirá e a vazão de sucção aumentará, segundo o caso de estudo. Assim, as distribuições de pressão com o novo modelo, são mais achatadas, e com o aumento da temperatura com o diferencial de pressão e a FVG, as fendas diminuem até atingir o caso crítico de espessura (zero),

em que o refluxo desaparece e, portanto a vazão de sucção atinge o valor teórico. No entanto, esse caso é ideal, pois os fenômenos de contato causados pela expansão térmica danificam os equipamentos e, conseqüentemente a sua operação nesses casos é impossível.

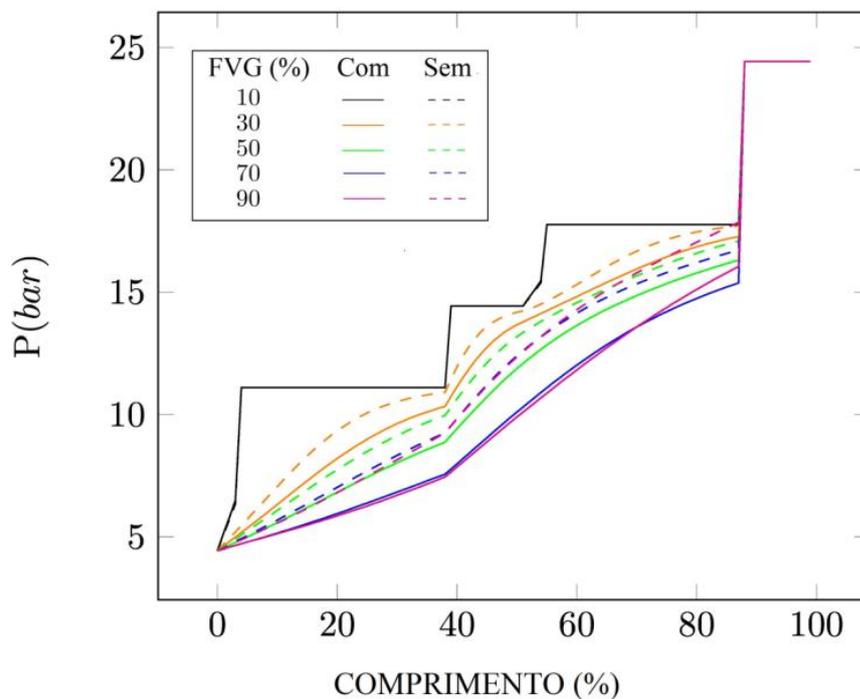
A figura 5.30 apresenta para ambos os modelos (com e sem expansão térmica) a variação da distribuição de pressão ao longo do parafuso para 10, 20 e 30 bar de pressão diferencial e 90% FVG (caso crítico do estudo anterior). Pode-se observar que todos os resultados são influenciados pelo efeito da expansão térmica. Em 10 bar de pressão diferencial, sua influência é mínima (principalmente na região perto da sucção), portanto, neste caso os parâmetros de operação calculados não tem variação importante. Por outro lado, diferenças aparecem a partir de 20 bar, e se incrementam gradualmente até atingir os 30 bar, isto como consequência da variação do refluxo pelo aumento da expansão térmica, especialmente em altos diferenciais de pressão e FVG, que aumentam a temperatura ao longo da bomba, especialmente na região de descarga, onde portanto, os valores de espessura das fendas diminuem até valores críticos e podem aparecer fenômenos de contato.

Figura 5.27 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso *Com* e *Sem* expansão térmica. Caso: água-ar, 10 bar de pressão diferencial.



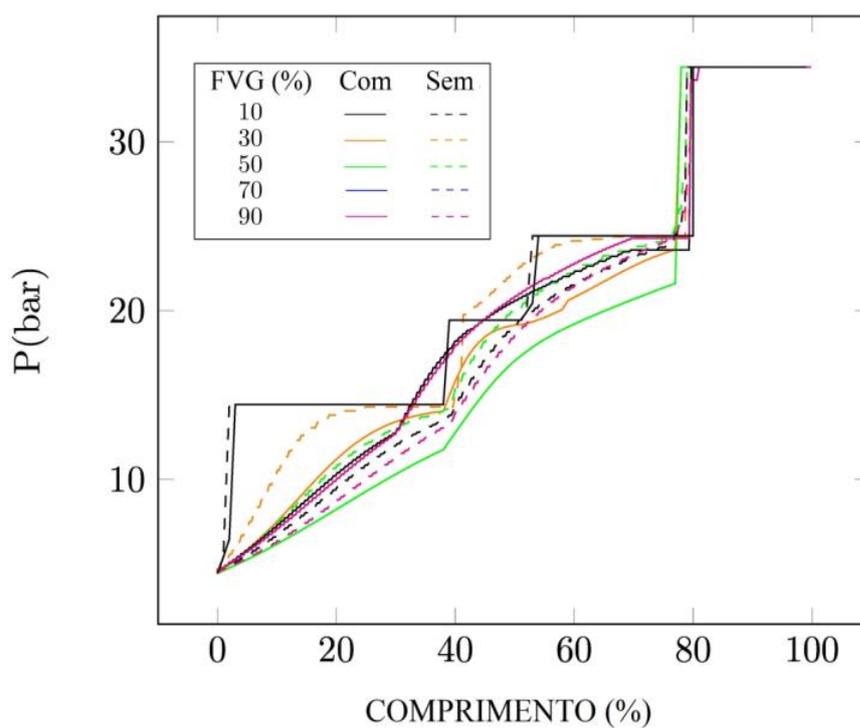
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.28 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso *Com* e *Sem* expansão térmica. Caso: água-ar, 20 bar de pressão diferencial.



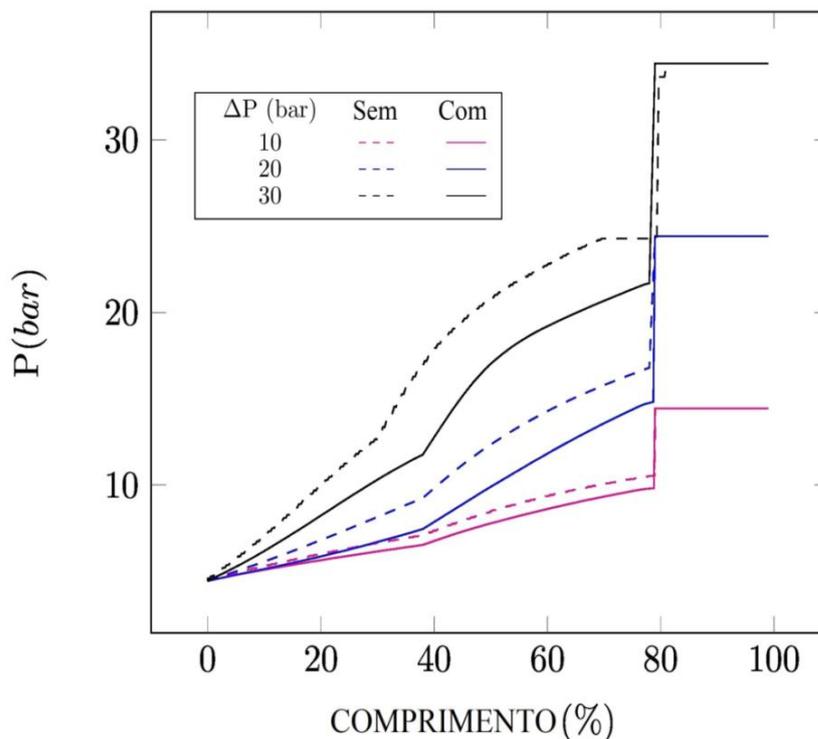
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.29 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso *Com* e *Sem* expansão térmica. Caso: água-ar, 30 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

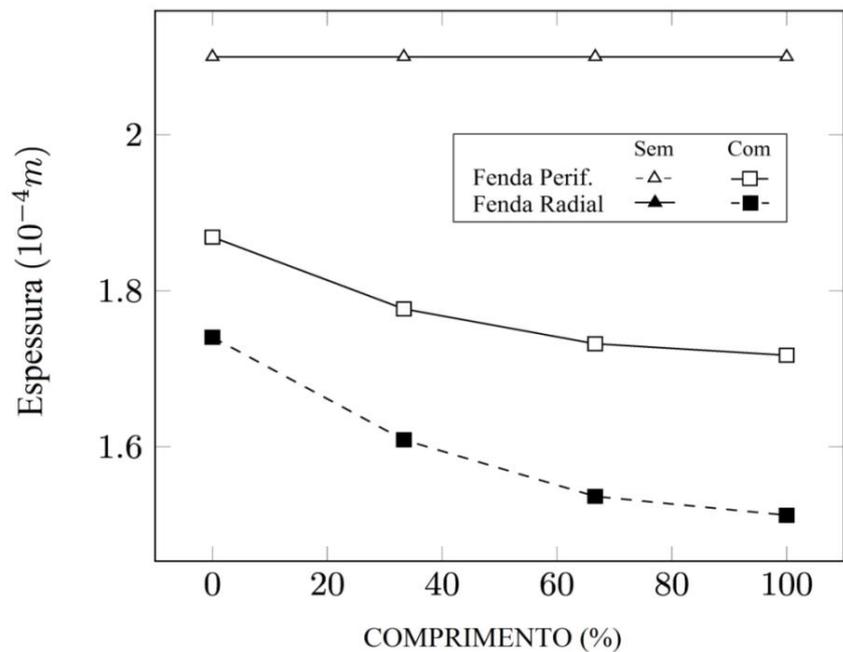
Figura 5.30 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso a 90% FVG *Com* e *Sem* expansão térmica. Caso: água-ar, 10, 20 e 30 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

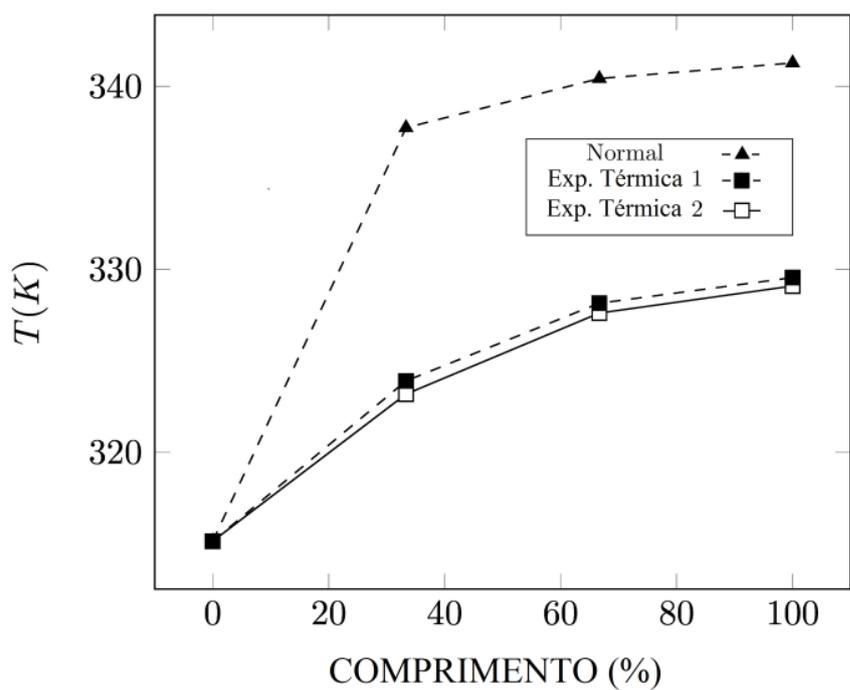
A figura 5.31 apresenta a variação das fendas radial e periférica ao longo da bomba (com e sem o efeito da expansão térmica) no caso de 20 bar de pressão diferencial e 90% FVG. Os valores da espessura das fendas diminuem ao longo do parafuso como consequência do aumento gradual da temperatura do fluido nas câmaras, na medida em que ele desloca-se desde a sucção até a descarga. Pode-se observar como a espessura da fenda radial diminuiu mais do que a fenda periférica em todos os casos. Isto ocorre devido ao fato de que a primeira depende da expansão térmica do parafuso e do eixo do outro parafuso (Figura 3.25a), enquanto a segunda depende unicamente da expansão do parafuso (Figura 3.25b). No entanto, para ambos os modelos, a influência da fenda radial no refluxo é menor do que 10%, e então, pode ser desprezada nos cálculos do programa (Figura 5.32). Entretanto, o cálculo da variação da espessura desta fenda é necessário para avaliar as condições em que se iniciam os efeitos dos fenômenos de contato, já que por ter maior expansão térmica, vai ser a primeira a experimentar esses efeitos.

Figura 5.31 - Variação das fendas radial e periférica ao longo da bomba *Com* e *Sem* expansão térmica. Caso: água-ar, 90% FVG, 20 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.32 - Distribuição de temperatura. Exp. Térmica 1 (considera a fenda periférica), Exp. Térmica 2 (Considera as fendas radial e periférica), Normal (Sem considerar Exp. Térmica). Caso: água-ar, 90% FVG, 20 bar de pressão diferencial.



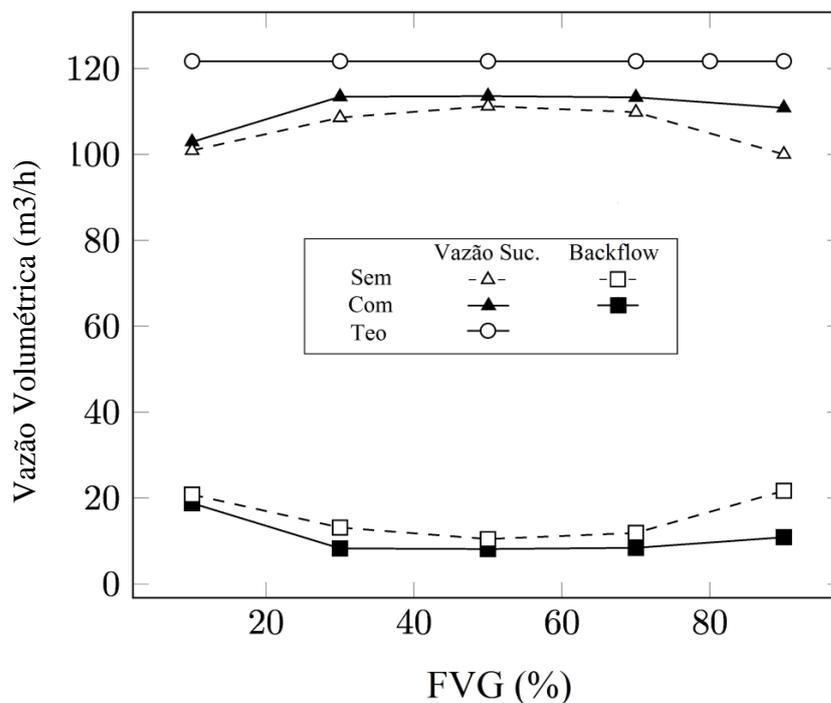
Fonte: Elaborado pelo autor.

A figura 5.32 apresenta a distribuição de temperatura ao longo da bomba para os casos com e sem o efeito da expansão térmica e com e sem considerar a fenda radial. As diferentes simulações mostraram que o efeito da expansão térmica diminui o valor da temperatura calculada. Isto ocorre porque o refluxo diminui com a espessura das fendas e, portanto, são afetados os balanços de massa e os efeitos da compressão do gás (que depende do refluxo das câmaras posteriores) que definem os estados termodinâmicos do fluido dentro das câmaras. Apesar da variação da espessura na fenda radial ser muito maior do que da periférica, seus efeitos nos resultados são desprezíveis.

#### 5.1.4.2 Expansão térmica bomba Petrobras:

Para a análise computacional da bomba da Petrobras (Tabela 5.3) foram considerados diversos regimes de operação e misturas de óleo-gás. As condições de operação são apresentadas na tabela 5.4. O primeiro parâmetro avaliado foi a vazão de sucção. Os resultados para 40 bar de pressão diferencial são apresentados na figura 5.33. Assim, os cenários com e sem expansão térmica foram avaliados e

Figura 5.33 - Vazão de sucção, backflow e vazão teórica Com e Sem expansão térmica. Caso: óleo-gás, 40 bar de pressão diferencial.

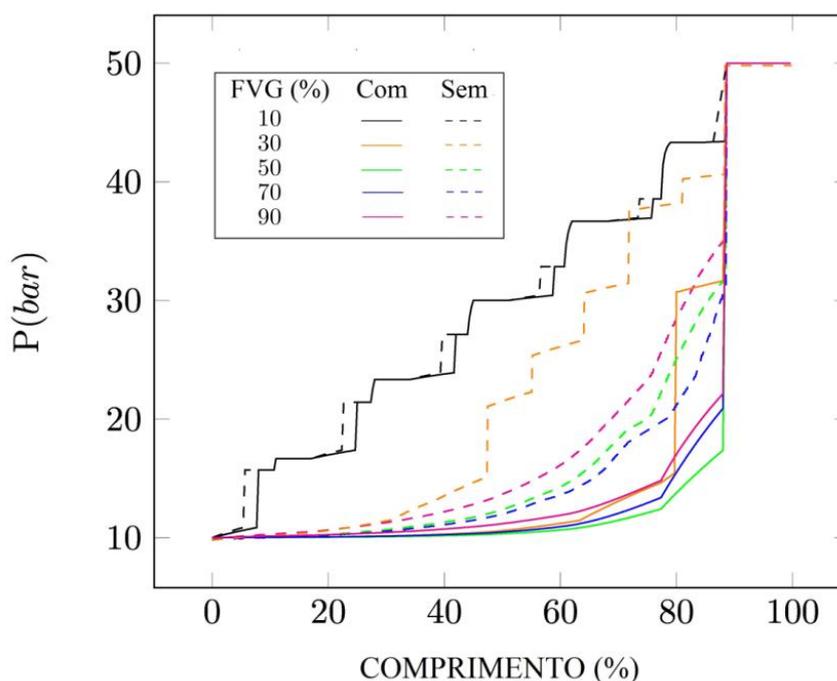


Fonte: Elaborado pelo autor.

comparados com frações volumétricas de gás que variaram entre 0 e 90% FVG. Os resultados mostram uma diferença importante acima de 70% FVG, o que evidencia a influência da expansão térmica especialmente às altas vazões de gás, onde se apresentam as maiores temperaturas e, portanto, as variações mais importantes nas fendas e o refluxo. No entanto, o seu efeito é menor, quando comparado com os casos da bomba anterior de 2,45 câmaras (Tabela 5.1). Isto pode ser explicado pelo fato que a bomba da Petrobras tem mais câmaras (5,67 efetivas), e assim, a expansão térmica concentra-se na região de descarga (onde ocorrem as maiores temperaturas), entretanto as fendas perto da sucção não tem variação importante.

Na figura 5.34 apresenta-se a distribuição de pressão ao longo do parafuso nas condições de operação do caso anterior. Como se sabe, a vazão volumétrica da bomba é determinada pela distribuição de pressão perto da sucção, assim, analogamente ao caso anterior, as variações importantes entre ambos os modelos, também aparecem a partir de 70%, e a máxima alteração acontece quando se atinge 90% de FVG.

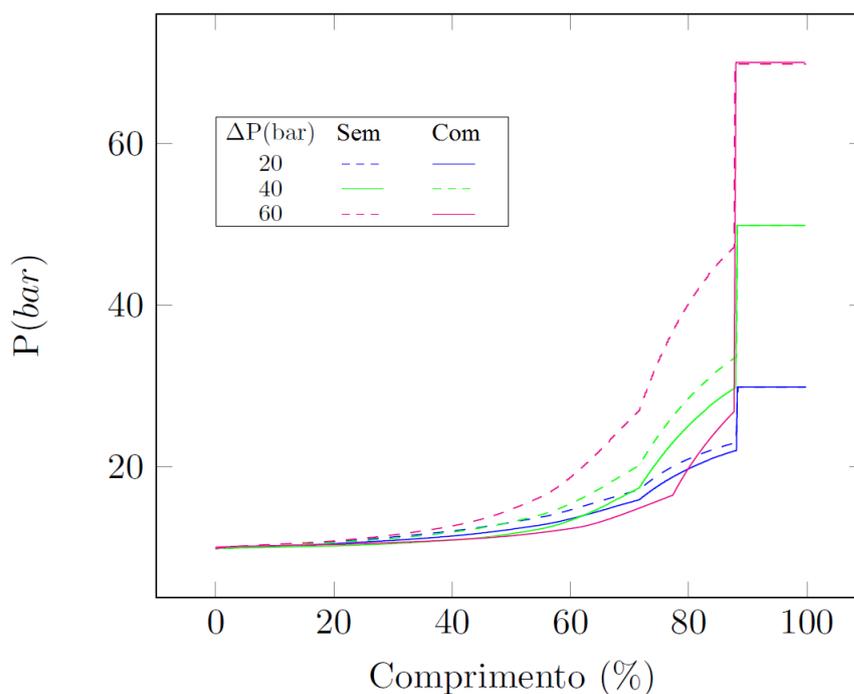
Figura 5.34 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso *Com* e *Sem* expansão térmica. Caso: óleo-gás, 40 bar. de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na figura 5.35 apresenta-se a distribuição de pressão ao longo do parafuso para 20, 40 e 60 bar e 90% FVG, para os casos com e sem expansão térmica. Os resultados obtidos para ambos os modelos mostram diferenças desprezíveis na distribuição de pressão ao longo do parafuso (especialmente perto da sucção) para condições de operação abaixo de 40 bar de pressão diferencial. No entanto, acima desse valor a variação nos resultados é muito importante (como pode ser visto no caso de 60 bar de pressão diferencial). Isso pode ocorrer como resultado do aumento da temperatura nas câmaras pelo incremento da pressão diferencial, assim, a distribuição de pressão perto da sucção e os parâmetros mais importantes relacionados com a operação da bomba são influenciados.

Figura 5.35 - Distribuição de pressão ao longo do parafuso *Com* e *Sem* expansão térmica. Caso: óleo-gás, 90% FVG, 20, 40 e 60 bar de pressão diferencial.

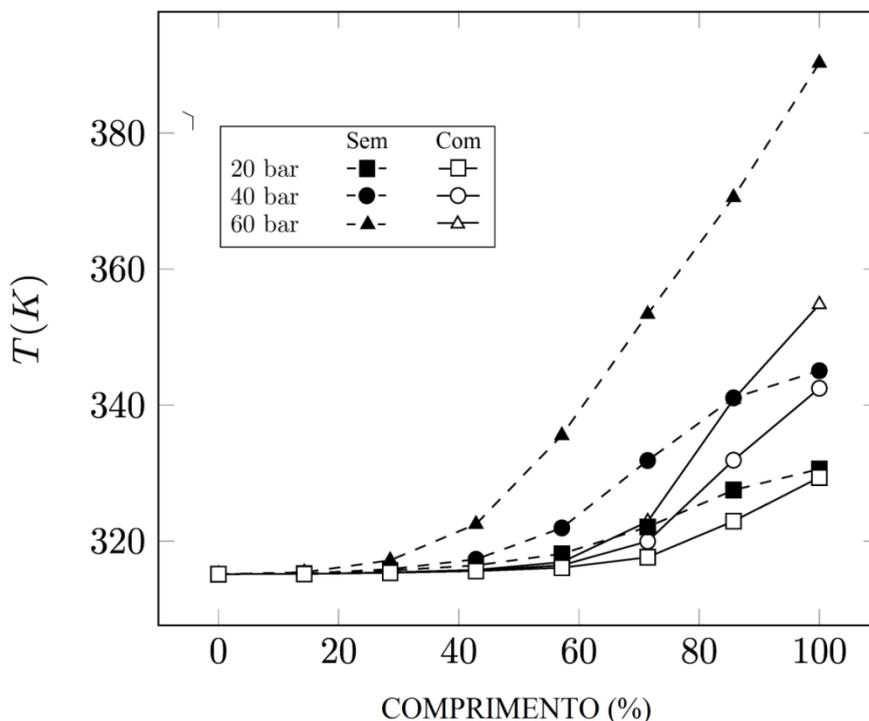


Fonte: Elaborado pelo autor.

No caso da distribuição de temperatura ao longo da bomba (Figura 5.36), para 90% FVG e 20, 40 e 60 bar de pressão diferencial, as diferenças entre ambos os modelos (com e sem expansão térmica) aumentam à medida que a pressão diferencial se incrementa, e os seus efeitos deslocam-se gradualmente para as câmaras anteriores. Isso ocorre porque quando o perfil de pressão se modifica perto da região de sucção há alteração nos cálculos das temperaturas nestas zonas. Como o

incremento do diferencial de pressão e as FVG influenciam a distribuição de pressão perto da zona de sucção, assim, de forma análoga, vai-se afetar a distribuição de temperatura nas câmaras.

Figura 5.36 - Distribuição de temperatura ao longo do parafuso *Com* e *Sem* Expansão Térmica. Caso: óleo-gás, 90% FVG, 20, 40 e 60 bar de pressão diferencial.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os valores de temperatura calculados pelo novo modelo (com expansão térmica) sempre são inferiores aos calculados pelo modelo de Nakashima (2005), já que como se observou anteriormente, quando as fendas diminuem, o refluxo diminui e, portanto, também diminui a energia armazenada em cada câmara que determina seu estado termodinâmico e a temperatura do fluido no seu interior.

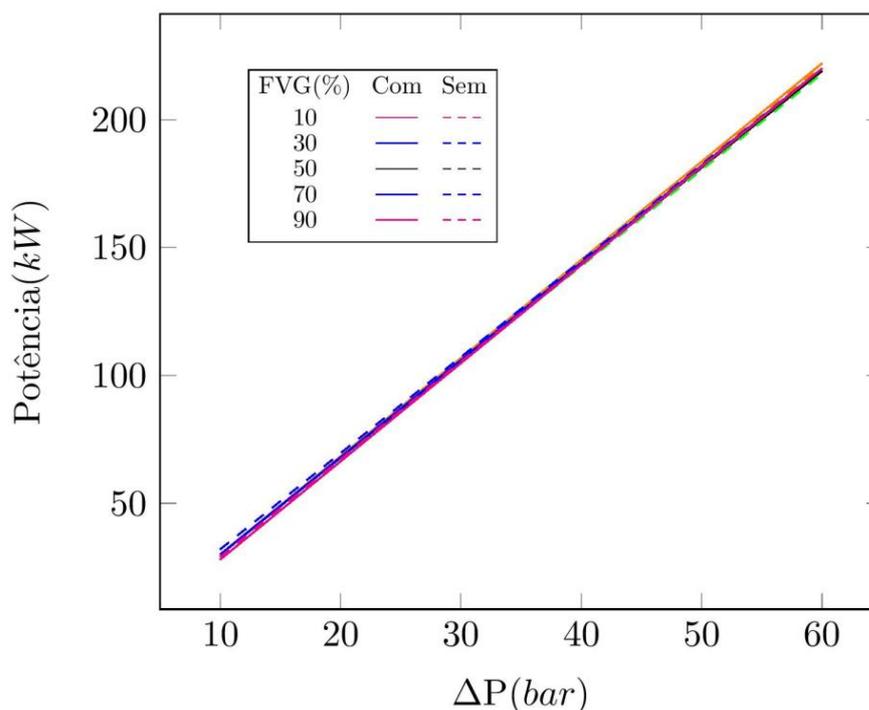
De forma análoga ao caso da abertura gradual da câmara de descarga, as variações nos resultados das simulações com expansão térmica entre ambos os modelos acontecem em pressões acima de 40 bar (Figura 5.35 e 5.36) para bombas com mais de três câmaras. Assim, para os futuros simuladores que terão que ser desenvolvidos para aplicações de altas pressões de até 150 bar (como no caso de altas profundezas submarinas), deverão ser incluídos os efeitos combinados da

abertura gradual da última câmara e a expansão térmica dentro de suas rotinas de processamento para melhorar a sua exatidão, considerando assim, a maior quantidade possível de fenômenos físicos envolvidos.

### 5.1.5 Potência

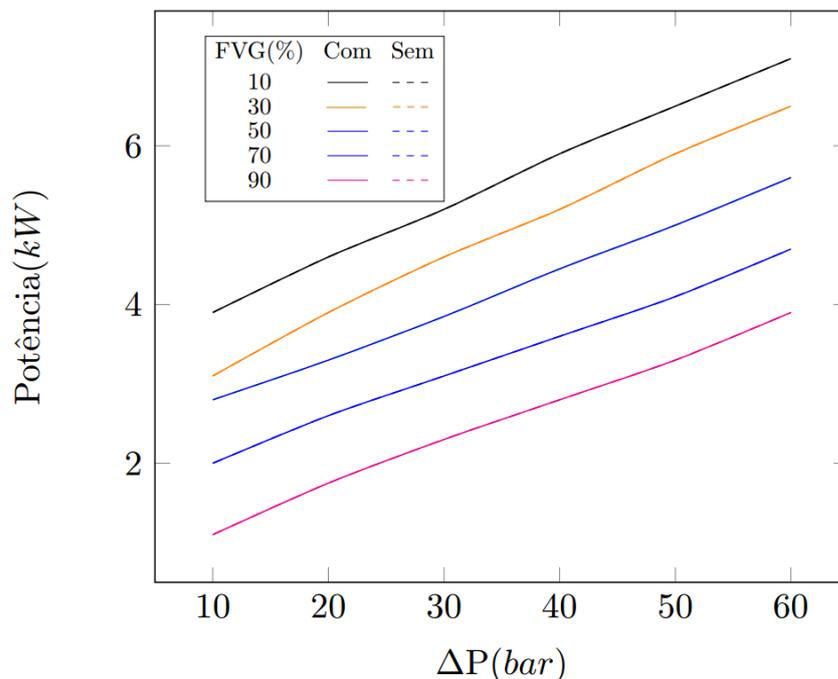
Nos estudos realizados mostrou-se como a potência total consumida pela bomba depende da pressão diferencial e, portanto, se incrementa à medida que a pressão diferencial aumenta (Figura 5.37). Isto acontece porque os valores calculados para o efeitos do atrito são muito pequenos (especialmente a altas FVG (Figura 5.38)) quando comparados com a potência necessária para movimentar o fluido nas câmaras e, além disso, os efeitos de atrito nas bombas são ainda menores quando operam com altas FVG. Assim, o modelo com os efeitos incorporados (recirculação, abertura da câmara, transferência de calor e expansão térmica) não muda os valores de potência calculados quando comparados ao modelo anterior, como se pode ver na figura 5.37.

Figura 5.37 - Potência total para diferentes FVG e pressões diferenciais, operando com misturas de óleo-gás.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.38 - Potência de atrito para diferentes FVG e pressões diferenciais, operando com misturas de óleo-gás.



Fonte: Elaborado pelo autor.

## 5.2 Validação Experimental

Para avaliar a relevância do efeito combinado dos parâmetros estudados nas seções anteriores no novo modelo e sua semelhança com o modelo de Nakashima e os dados experimentais, foram utilizadas duas bombas, a Leistritz P-100 (Figura 5.39), com 2,21 câmaras, e a Bornemann MW-6.5zk-37 (Figura 5.47) com 2,60 câmaras, sem e com tecnologia de recirculação (através da carcaça), respectivamente. Assim, para cada bomba foram simuladas diferentes condições de operação e comparados os resultados dos parâmetros mais importantes no seu desempenho, como: distribuição de pressão ao longo da bomba, temperatura de descarga, vazão volumétrica, refluxo, entre outros.

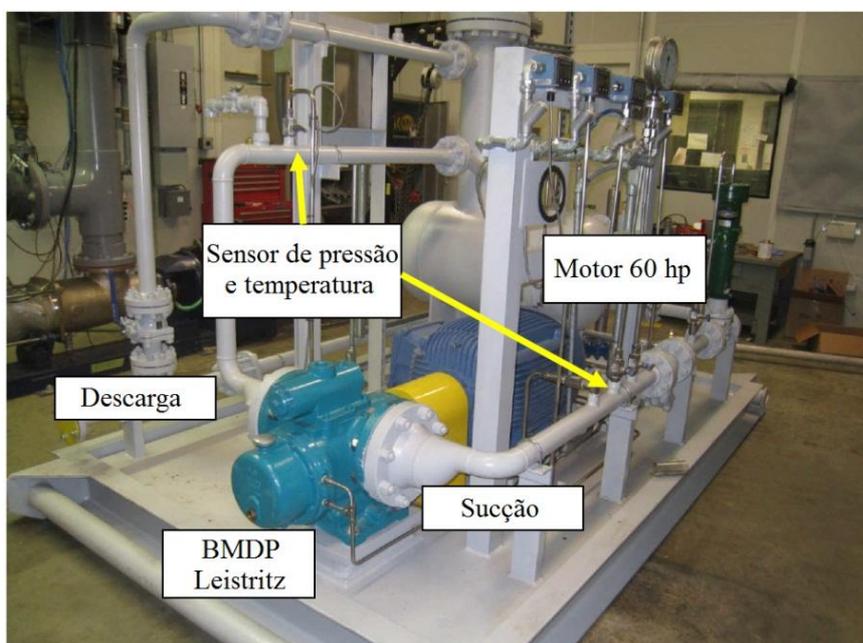
Os resultados foram sintetizados e discutidos em dois casos: um para bomba Leistritz e outro para a Bornemann, como se segue:

### 5.2.1 Validação experimental com bomba Leistritz

No caso da bomba Leistritz P-100 (2,21 câmaras), foram utilizadas misturas de água-ar como fluido de trabalho a diferentes condições de operação. Os dados

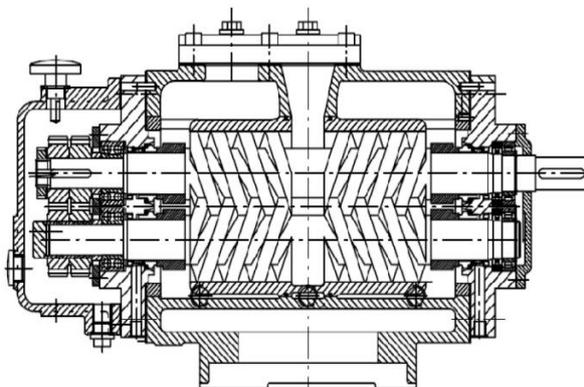
necessários para as simulações foram obtidos das teses de Kroupa (2011) e Nikar (2006), realizada no laboratório de turbo-máquinas da Universidade do Texas (A&M). A montagem experimental usada nos testes é apresentada na figura 5.39, enquanto um esquema detalhado da bomba multifásica é mostrado na figura 5.40. A informação referente à sua geometria e suas condições de operação utilizadas apresenta-se nas tabelas 5.5 e 5.6. As incertezas dos equipamentos de medição utilizados nos testes, para a vazão, pressão e temperatura, são apresentadas na tabela 5.7.

Figura 5.39 - Montagem experimental da BMDP Leistriz P-100.



Fonte: Kroupa (2011).

Figura 5.40 - Vista da seção transversal da BMDP Leistriz P-100 utilizada nos experimentos.



Fonte: Kroupa (2011).

Tabela 5.5. Parâmetros geométricos da BMDP Leistriz P-100.

<b>Parâmetros geométricos</b>	<b>Valor</b>
Raio externo do rotor ( $10^{-3}$ m)	41,0
Raio interno do rotor ( $10^{-3}$ m)	22,5
Distancia entre eixos ( $10^{-3}$ m)	63,38
Passo ( $10^{-3}$ m)	40,0
Numero de filetes	1,0
Numero efetivo de câmaras	2,21
Altura da fenda periférica, ( $10^{-3}$ m)	0,20
Altura da fenda de flanco ( $10^{-3}$ m)	0,21
Altura da fenda radial ( $10^{-3}$ m)	0,17
$\lambda$ (Fator expansão térmica) ( $10^{-5}/K$ )	1,0
Temperatura de referência para $\lambda$ (K)	293

Fonte: Kroupa (2011) e Nikhar (2006).

Tabela 5.6. Parâmetros de operação da BMDP Leistriz P-100.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Temperatura sucção (K)	310
Pressão sucção (bar)	0,69-3,45
Fração volumétrica de gás (%)	0 – 95
Velocidade de rotação (rpm)	1800-3600
Vazão Teórica na Sucção ( $m^3/h$ )	26,05-52,1
Pressão Diferencial (bar)	0,69 –17,2
Água (Fração Molar)	1,0
Ar (Fração Molar):	
O2	0,24
N2	0,76

Fonte: Kroupa (2011).

Tabela 5.7. Incerteza dos instrumentos de medição usados nos experimentos

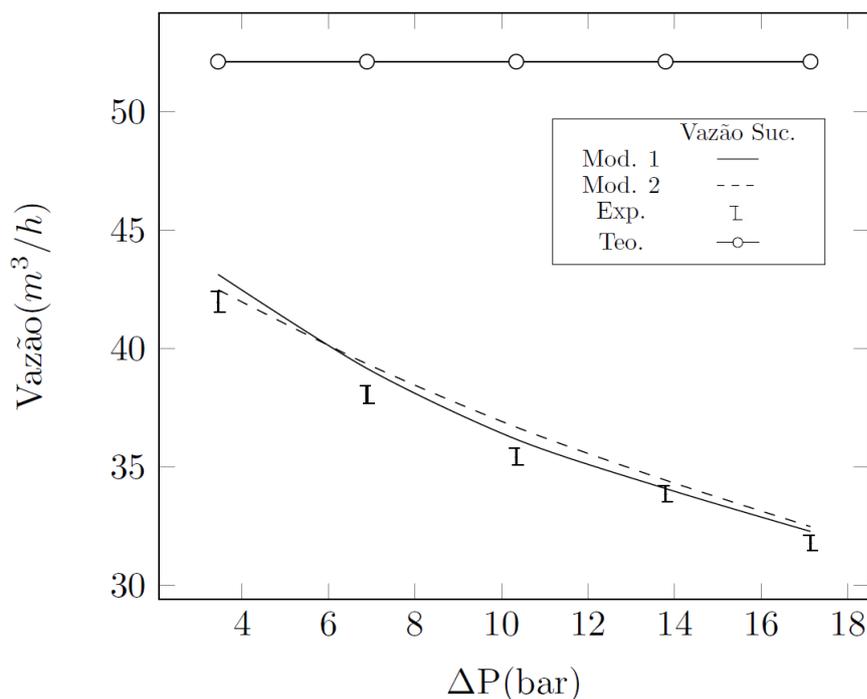
Medidor	Tipo	Incerteza
Pressão	Estado sólido	$\pm 0,3\%$
Temperatura	Efeito Peltier	$\pm 0,22$ F
Vazão (líquido/gás)	Turbina	$\pm 1,0\%$

Fonte: Kroupa (2011).

Para a análise computacional da bomba e sua comparação com valores experimentais foram considerados diversos regimes de operação e misturas de água-ar (Tabela 5.6). Os valores de pressão e temperatura de sucção foram 3,45 bar e 310

K respectivamente; a velocidade de rotação foi 3600 rpm e os valores máximos de pressão diferencial e FVG foram de 17,2 bar e 95%. O primeiro parâmetro avaliado foi a variação da vazão de sucção com o diferencial de pressão e seus resultados para FVG entre 0 e 95% são mostrados nas figuras 5.41 a 5.44.

Figura 5.41 - Variação da vazão de sucção com o diferencial de pressão para o novo modelo (Mod. 1) e de Nakashima (Mod. 2). Caso: água-ar, 0% FVG e 3600 rpm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Observando-se as figuras 5.41 a 5.44, pode-se ver que os valores calculados com o novo modelo para a vazão de sucção com os valores experimentais tem desvios médios de 3,69 %, enquanto o modelo de Nakashima tem desvios médios de 5,93% para FVG inferiores a 90% e em todos os diferenciais de pressão avaliados. Para os casos de 0 e 50% FVG (figuras 5.41 e 5.42), os valores calculados e os experimentais tem desvios médios de 2,32% para o novo modelo e de 3,14% no de Nakashima (Tabela 5.8), e mínimos de 0,62% e 1,22% respectivamente, no caso do líquido (Fig. 5.41).

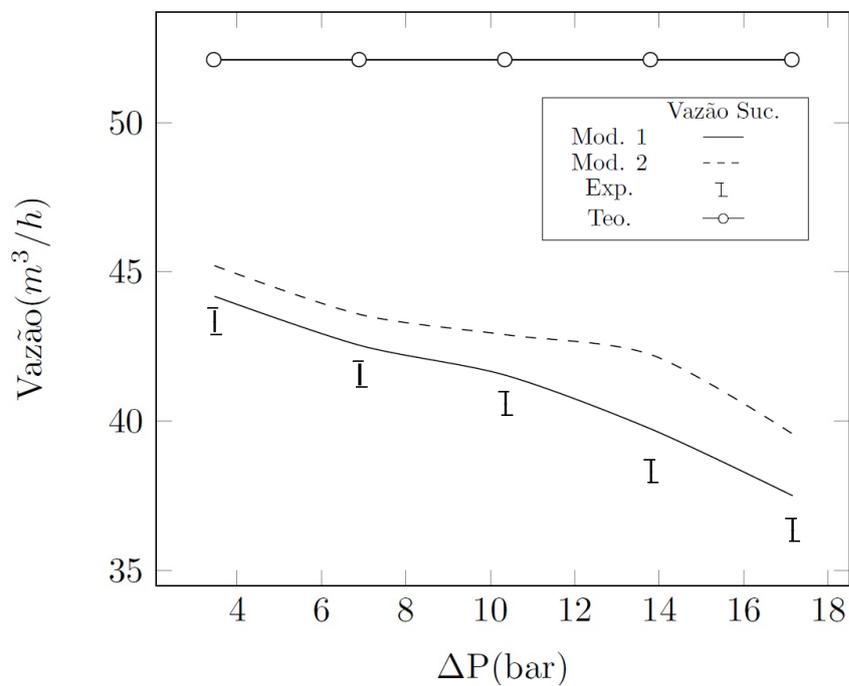
Para os resultados de 50% FVG do novo modelo, a quantidade de líquido nas câmaras ainda é muito alta, no entanto os efeitos da compressão influenciam os cálculos. Assim, aparecem desvios médios de 1,92% em 3,45 bar de pressão diferencial, e incrementam-se à medida que o diferencial de pressão aumenta (Figura

5.42) até atingir um desvio máximo de 3,69% em 13,79 bar. No caso do modelo de Nakashima aparecem desvios médios de 4,28% para 3,45 bar de pressão diferencial, e se incrementam com a pressão diferencial até atingir um máximo de 10,18% em 13,79 bar.

Quando a vazão de gás é alta, a influência da compressão é mais importante e pode iniciar a infiltração de gás nas fendas. Para os casos de 90 e 95 % (Figura 5.43 e 5.44), os valores calculados pelo novo modelo e os experimentais apresentam desvios médios de 8,18% e 4,38% respectivamente, enquanto para o modelo de Nakashima são de 9,64% e 21,94% respectivamente. Nesses casos, para ambos os modelos, quanto maior a fração de gás, mais complexos os fenômenos físicos envolvidos e, portanto, sua simulação pelo modelo computacional. No caso de 90% FVG (Figura 5.43), o novo modelo consegue captar bem o comportamento geral dos testes, exceto na pressão diferencial de 7 bar (desvio máximo de 16,98%), em que poderia existir algum erro de medição. Já o desvio mínimo é de 4,76% e acontece na pressão diferencial de 13,79 bar. No caso dos valores calculados pelo o modelo de Nakashima o desvio máximo é de 14,21% e acontece na pressão diferencial de 17,14 bar. Já o desvio mínimo é de 1,97% e acontece em 3,45 bar.

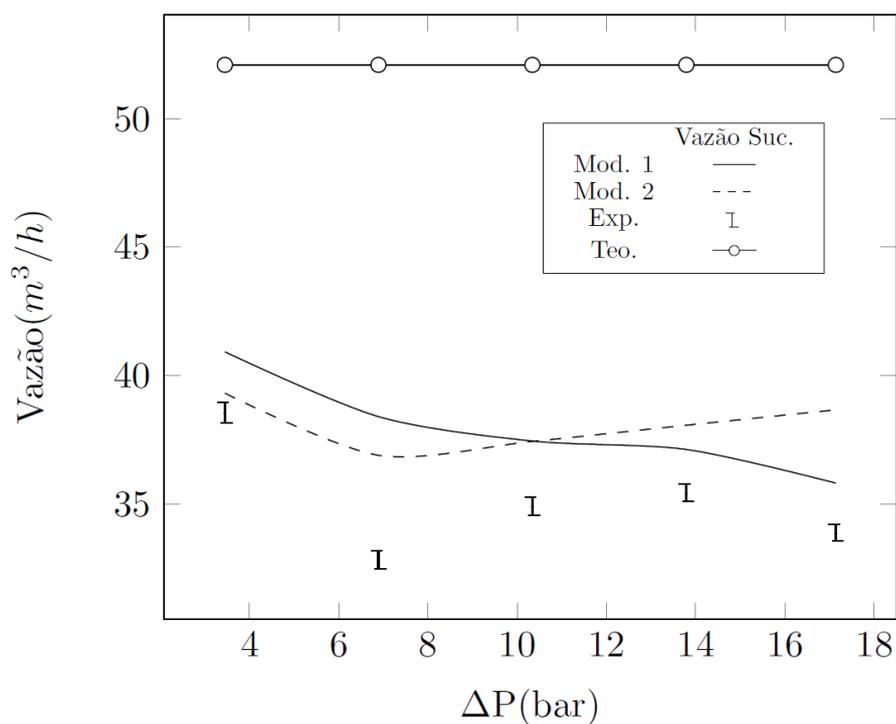
Para o novo modelo, no caso de 95% FVG (Figura 5.44), na medida em que a pressão aumenta, os desvios nos resultados atingem um máximo de 8,79% em 13,79 bar de pressão diferencial, no entanto, quando o diferencial de pressão é de 7 bar, obtém-se o valor mínimo de 0,23%. Analogamente, no modelo de Nakashima, os desvios nos resultados atingem um máximo de 37,10% em 13,79 bar de pressão diferencial e um valor mínimo de 3,10% em 3,45 bar de pressão diferencial. Porém, as diferenças aumentaram com o incremento de vazão de gás, considerando-se a complexidade dos fenômenos envolvidos (como foi discutido na revisão bibliográfica), a concordância do novo modelo com os dados experimentais é muito boa. No entanto, no caso do modelo de Nakashima, os desvios foram maiores do que do novo modelo, o qual poderia estar associado à não consideração da expansão térmica, já que neste caso apresentam-se as maiores temperaturas de todas as FVG avaliadas (figura 5.45), e portanto, a sua influência nas fendas e no refluxo deve ser considerada para melhorar a sua exatidão.

Figura 5.42 - Variação da vazão de sucção com o diferencial de pressão para o novo modelo (Mod. 1) e de Nakashima (Mod. 2). Caso: água-ar, 50% FVG e 3600 rpm.



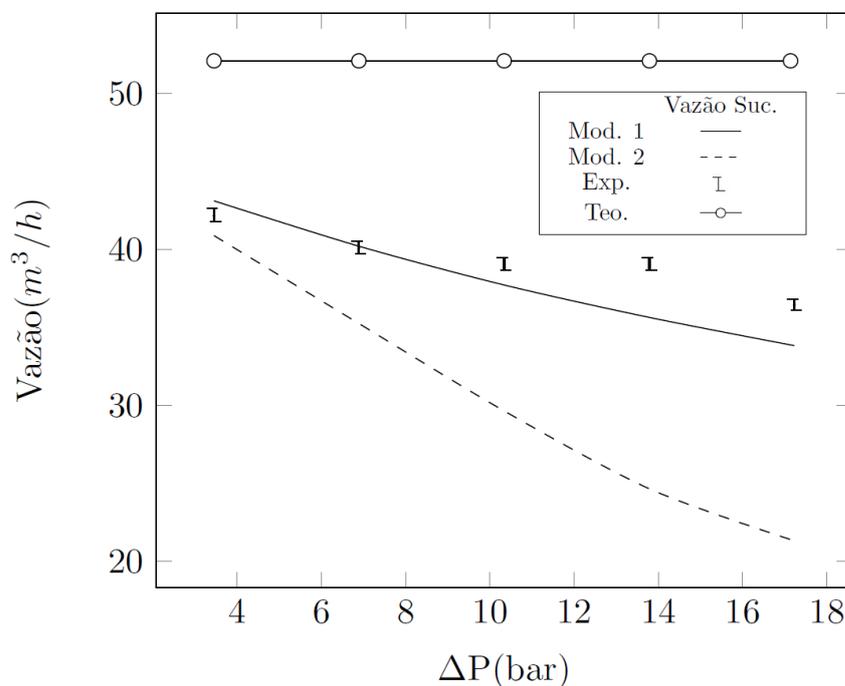
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.43 - Variação da vazão de sucção com o diferencial de pressão para o novo modelo (Mod. 1) e de Nakashima (Mod. 2). Caso: água-ar, 90% FVG e 3600 rpm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.44 - Variação da vazão de sucção com o diferencial de pressão para o novo modelo (Mod. 1) e de Nakashima (Mod. 2). Caso: água-ar, 95% FVG e 3600 rpm.



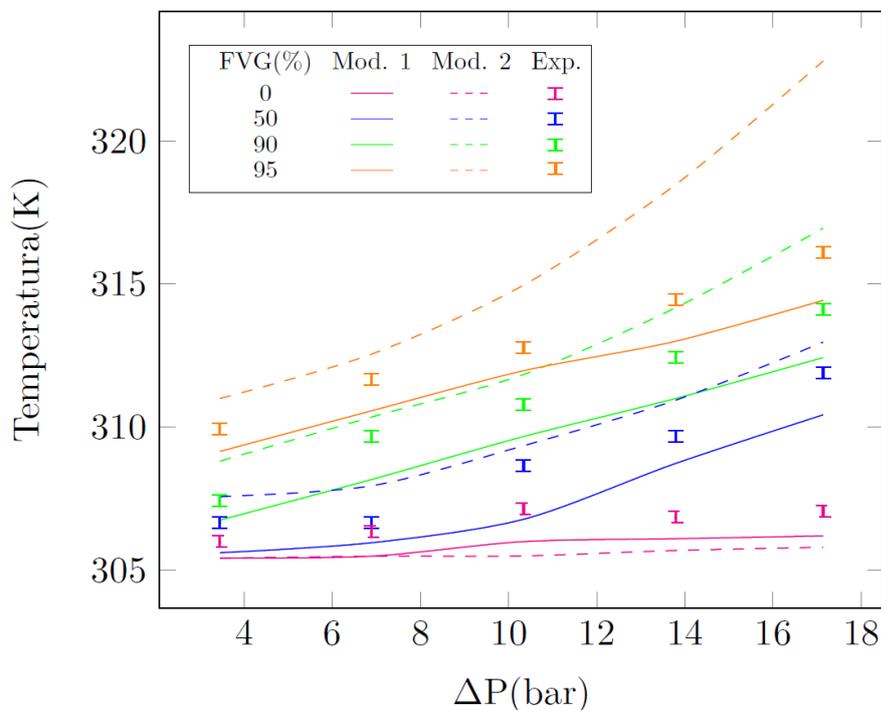
Fonte: Elaborado pelo autor.

A figura 5.45 mostra a comparação entre os valores experimentais e do modelo da temperatura com o diferencial de pressão. Neste caso, para o novo modelo e o de Nakashika apresentam-se desvios médios de 0,35% e de 0,52 % respectivamente, para todas as vazões de gás avaliadas. Assim, para o líquido (0% FVG), os valores de temperatura não são incrementados com o diferencial de pressão e apresentam um desvio médio de 0,27% para o novo modelo e de 0,30% para o modelo de Nakashima, no caso dos desvios mínimos foram de 0,18% e 0,19% e os máximos de 0,37 e 0,41% respectivamente para cada modelo.

Nos casos seguintes (FVG>0%), a temperatura aumenta em função da vazão de gás como consequência dos efeitos da compressão e do refluxo. Assim, para 50% FVG (Figura 5.45) os cálculos da temperatura no novo modelo apresentam desvios médios de 0,29% e um máximo de 0,39% em 10,34 bar de pressão diferencial. No caso do modelo de Nakashima se apresentaram desvios médios de 0,34% e um máximo de 0,42% em 6,89 bar.

Para 90 e 95% FVG os desvios médios do novo modelo foram de 0,41% e 0,38% respectivamente e de 0,49% e 0,95%, para o modelo de Nakashima.

Figura 5.45 - Variação da temperatura de descarga com diferencial de pressão para o novo modelo (Mod. 1) e de Nakashima (Mod. 2). Caso: água-ar, e 3600 rpm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

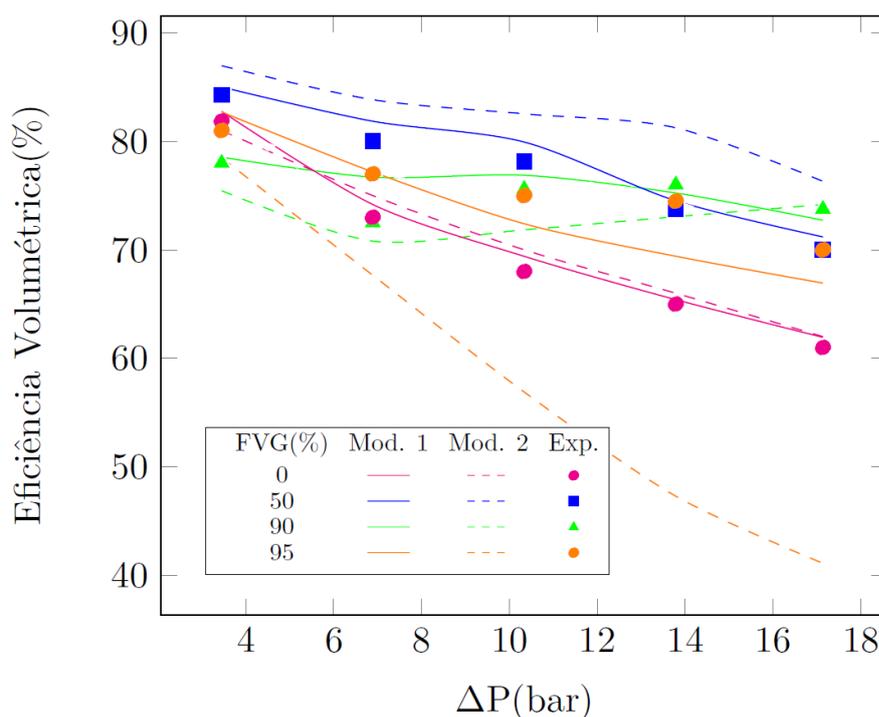
Os resultados do novo modelo mostraram que para vazões de gás de 90 e 95% FVG, os erros incrementam-se na medida em que aumenta a pressão diferencial e, portanto, os desvios mínimos (0,23% e 0,25% respectivamente) e máximos (0,54 e 0,53% respectivamente) aconteceram em 3,45 e 17,14 bar de pressão. No entanto, nos casos de 0 e 50% FVG os desvios não se incrementaram com a pressão diferencial, e os valores máximos (0,37 e 0,61% respectivamente) aconteceram em 10,34 bar. Já os desvios mínimos (0,18 e 0,23% respectivamente) aconteceram em 3,45 bar e 6,89 bar para cada caso.

Analogamente, os resultados do modelo de Nakashima mostraram que para vazões de gás de 90 e 95% FVG, os erros no cálculo da vazão incrementam-se na medida em que aumenta a pressão diferencial e, portanto, os desvios mínimos (0,22% e 0,28% respectivamente) e máximos (0,90 e 2,11% respectivamente), aconteceram em 3,45 e 17,14 bar de pressão. No entanto, nos casos de 0 e 50% FVG os desvios não se incrementaram com a pressão diferencial, e os valores máximos (0,41 e 0,42% respectivamente) ocorreram em 17,14 bar e 6,89 respectivamente. Já os

desvios mínimos (0,19 e 0,22% respectivamente) aconteceram em 3,45 bar e 6,89 bar para cada caso.

A eficiência volumétrica dos modelos (Figura 5.46) representa adequadamente o comportamento descrito na bibliografia, no entanto os desvios do modelo de Nakashima são maiores do que o novo modelo, e aumentam gradualmente com a FVG e o diferencial de pressão. Nos casos de 0 e 95% FVG, os perfis de pressão transformaram-se em lineares, e, portanto, se apresenta mais refluxo na região de sucção do que nos demais casos. Como a diminuição da eficiência volumétrica inicia a partir dos 90% FVG, é muito coerente neste estudo, que o maior rendimento apresente-se nos 50% FVG.

Figura 5.46 - Variação da eficiência volumétrica com o diferencial de pressão para o novo modelo (Mod. 1) e de Nakashima (Mod. 2). Caso: água-ar, e 3600 rpm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando as figuras 5.45 e 5.46 é possível ver como em alguns casos estão relacionadas a vazão volumétrica e a temperatura na descarga. Para todos os casos (exceto 0% FVG), à medida que aumenta o diferencial de pressão, a eficiência volumétrica diminui e a temperatura aumenta. Assim, as maiores quedas na eficiência e, portanto, os maiores incrementos de temperatura aconteceram em 90 e 95% FVG. Isto ocorre pelos efeitos da compressão de gás, do refluxo e infiltração de

gás nas fendas (que são críticos nestes casos). Porém o bombeamento de líquido (0% FVG) tem a menor eficiência e o maior refluxo dos casos avaliados e, com menor temperatura, já que pela incompressibilidade do fluido, não se apresenta aquecimento por fenômenos de compressão.

Tabela 5.8. Comparação entre os resultados de vazão de sucção calculados pelo novo modelo, o de Nakashima com os dados experimentais de Kroupa (2011).

<i>FVG</i> (%)	$\Delta P$ (bar)	$\dot{V}_{mod 1}$ ( $\frac{m^3}{h}$ )	$\dot{V}_{mod 2}$ ( $\frac{m^3}{h}$ )	$\dot{V}_{exp}$ ( $\frac{m^3}{h}$ )	<i>Erro 1</i> (%)	<i>Erro 2</i> (%)	$\Delta$ <i>Erro</i> (%)
0	3,45	43,12	42,47	41,96	2,76	1,22	1,54
	6,89	39,15	39,34	38,03	2,93	3,44	0,51
	10,34	36,16	36,67	35,43	2,06	3,50	1,44
	13,79	34,08	34,43	33,87	0,62	1,65	1,03
	17,14	32,27	32,47	31,78	1,52	2,17	0,65
50	3,45	44,29	45,31	43,45	1,92	4,28	2,36
	6,89	42,64	43,68	41,68	2,31	4,80	2,49
	10,34	41,64	43,02	40,71	2,30	5,67	3,37
	13,79	39,84	42,33	38,42	3,69	10,18	6,49
	17,14	37,61	39,68	36,47	3,13	8,80	5,67
90	3,45	40,92	39,31	38,55	6,14	1,97	4,17
	6,89	38,40	36,89	32,82	16,98	12,40	4,58
	10,34	37,45	37,43	34,91	7,27	7,22	0,05
	13,79	37,12	38,06	35,43	4,76	7,42	2,66
	17,14	35,81	38,68	33,87	5,73	14,20	8,47
95	3,45	43,12	40,89	42,20	2,18	3,10	0,92
	6,89	40,21	35,25	40,12	0,23	12,14	11,91
	10,34	37,72	29,67	39,08	3,47	24,08	20,61
	13,79	35,64	24,58	39,08	8,79	37,10	28,31
	17,14	33,83	24,34	36,47	7,24	33,26	26,02

Fonte: Elaborado pelo autor.

A comparação dos resultados do novo modelo com os dados experimentais mostrou desvios relativos médios de 4,3% no caso da vazão de sucção e 0,36% no caso da temperatura de descarga. Já os desvios máximos para os dois casos foram, respectivamente, de 16,9% e 0,69%, e mínimos de 0,23% e 0,38% respectivamente (Tabelas 5.8 e 5.9). A comparação dos resultados do modelo de Nakashima (2005) com os mesmos dados experimentais do caso anterior mostrou desvios relativos médios de 9,93% para a vazão de sucção e 0,52 % na temperatura de descarga. Já os

desvios máximos para os dois casos foram, respectivamente, de 37,11% e 2,11%, e mínimos de 1,22% e 0,19% respectivamente. Ao comparar os resultados de ambos os modelos foram encontradas diferenças medias entre eles de 6,6% no caso da vazão de sucção e 0,26% no caso da temperatura de descarga. Já os desvios máximos para os dois casos foram, respectivamente, de 28,31% e 1,58%, e mínimos de 0,05% e 0,01% respectivamente (Tabelas 5.8 e 5.9).

Os resultados dos desvios mostraram maior exatidão no novo modelo quando comparado com o de Nakashima (2005). Isto poderia ser resultado das melhorias no programa computacional e que as simulações foram feitas a altas velocidades de rotação.

Tabela 5.9. Comparação entre os resultados da temperatura de descarga calculados pelo novo modelo, o de Nakashima com os dados experimentais de Kroupa (2011).

<i>FVG (%)</i>	$\Delta P$ (bar)	$T_{D,mod 1}$ (K)	$T_{D,mod 2}$ (K)	$T_{D,exp}$ (K)	<i>Erro 1</i> (%)	<i>Erro 2</i> (%)	$\Delta$ <i>Erro</i> (%)
0	3,45	305,42	305,43	306,00	0,18	0,19	0,01
	6,89	305,49	305,46	306,36	0,28	0,29	0,01
	10,34	306,00	306,45	307,14	0,37	0,22	0,15
	13,79	306,10	305,69	306,85	0,24	0,38	0,14
	17,14	306,20	305,81	307,06	0,28	0,41	0,13
50	3,45	305,61	307,57	306,67	0,34	0,29	0,05
	6,89	305,96	307,95	306,67	0,23	0,42	0,19
	10,34	306,78	309,35	308,67	0,61	0,22	0,39
	13,79	308,73	310,94	309,67	0,30	0,41	0,11
	17,14	310,43	312,97	311,89	0,47	0,35	0,12
90	3,45	306,75	308,81	307,44	0,23	0,45	0,22
	6,89	308,17	310,35	309,67	0,48	0,22	0,26
	10,34	309,67	311,84	310,78	0,36	0,34	0,02
	13,79	311,00	314,17	312,44	0,46	0,55	0,09
	17,14	312,43	316,95	314,11	0,53	0,90	0,37
95	3,45	309,15	311,11	309,94	0,25	0,38	0,13
	6,89	310,57	312,55	311,67	0,35	0,28	0,07
	10,34	311,97	314,95	312,78	0,28	0,69	0,41
	13,79	313,00	318,47	314,44	0,46	1,28	0,82
	17,14	314,43	322,79	316,11	0,53	2,11	1,58

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os testes experimentais usados para a validação dos modelos computacionais foram feitos a 3600 rpm (muito altas), em que não são importantes os fenômenos de arraste e, portanto, a bomba é mais eficiente. A não consideração desse efeito evita incertezas, já que há um número menor de fenômenos físicos envolvidos e, assim, os cálculos feitos pelo modelo computacional são mais simples e então, os resultados obtidos podem ser mais confiáveis.

A tabelas 5.8 e 5.9 mostram a comparação entre os dados calculados por ambos os modelos os experimentais reportados por Kroupa (2011), pode-se ver, de forma geral que os desvios são superiores no caso de elevadas vazões de gás e incrementam-se geralmente com o aumento da pressão diferencial, como foi visto nas figuras 5.42 até 5.45.

### **5.2.2 Validação experimental em bomba Bornemann:**

No caso da bomba Bornemann MW-6.5zk-37 (2,6 câmaras) foram utilizadas misturas de água-ar como fluido de trabalho sob diferentes condições de operação. Os dados necessários para as simulações foram obtidos das teses de Xu (2008), Chan (2006) e Nikar (2006), realizadas no laboratório de turbo-máquinas da Universidade de Texas (A&M). A bomba e sua montagem experimental são mostradas nas figuras 5.47 e 5.48. A informação referente à sua geometria e suas condições de operação apresenta-se nas tabelas 5.9 e 5.10. As incertezas dos equipamentos de medição utilizados nos testes, para a vazão, pressão e temperatura, são sistematizadas na tabela 5.11.

Para a análise computacional da bomba com o novo modelo e sua comparação com valores experimentais foram considerados diversos regimes de operação e misturas de água-ar (Tabela 5.10). Os valores de pressão e temperatura de sucção foram 0,69 bar e 315 K respectivamente; a rotação foi 1350 rpm e os valores máximos de pressão diferencial e FVG foram de 17,2 bar e 95%, respectivamente. O primeiro parâmetro avaliado foi a variação da vazão de sucção com o diferencial de pressão e seus resultados para FVG entre 0 e 95% se apresentam nas figuras 5.49 a 5.51.

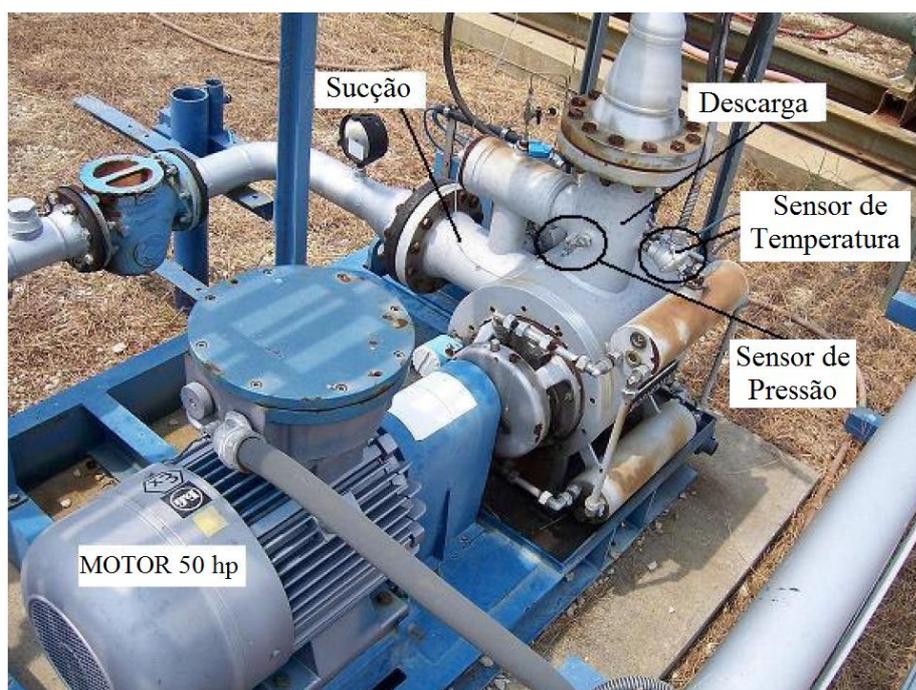
Pelo fato do modelo de Nakashima (2005) não considerar o sistema de recirculação nas suas rotinas de cálculo não foi possível simular a bomba, obter resultados e validar experimentalmente este caso.

Figura 5.47 - BMDP Bornemann MW-6.5zk-37 com tecnologia de recirculação interna através da carcaça.



Fonte: Chan (2006).

Figura 5.48 - Montagem experimental da BMDP Bornemann MW-6.5zk-37 com recirculação interna através da carcaça



Fonte: Xu (2008).

Tabela 5.10. Parâmetros geométricos da BMDP Bornemann MW-6.5zk-37.

Parâmetros geométricos	Valor
Raio externo do rotor ( $10^{-3}$ m)	66,54
Raio interno do rotor ( $10^{-3}$ m)	35,43
Distancia entre eixos ( $10^{-3}$ m)	102,2
Passo ( $10^{-3}$ m)	36,32
Numero de filetes	1,0
Numero efetivo de câmaras	2,60
Altura da fenda periférica ( $10^{-3}$ m)	0,28
Altura da fenda de flanco ( $10^{-3}$ m)	0,17
Altura da fenda radial ( $10^{-3}$ m)	0,21
$\lambda$ (Fator expansão térmica) ( $10^{-5}/K$ )	1,0
Temperatura de referência para $\lambda$ (K)	293

Fonte: Chan (2006), Nikhar (2006) e Xu (2008).

Tabela 5.11. Parâmetros de operação da BMDP Bornemann MW-6.5zk-37.

Parâmetro	Valor
Temperatura sucção (K)	315
Pressão sucção (bar)	0,69-3,45
Fração volumétrica de gás (%)	0 – 95
Velocidade de rotação (rpm)	1350-1800
Vazão Teórica na Sucção ( $m^3/h$ )	49,75-63,9
Pressão Diferencial (bar)	0,69-17,2
Água (Fração Molar)	1,0
Ar (Fração Molar):	
O <sub>2</sub>	0,24
N <sub>2</sub>	0,76

Fonte: Chan (2006).

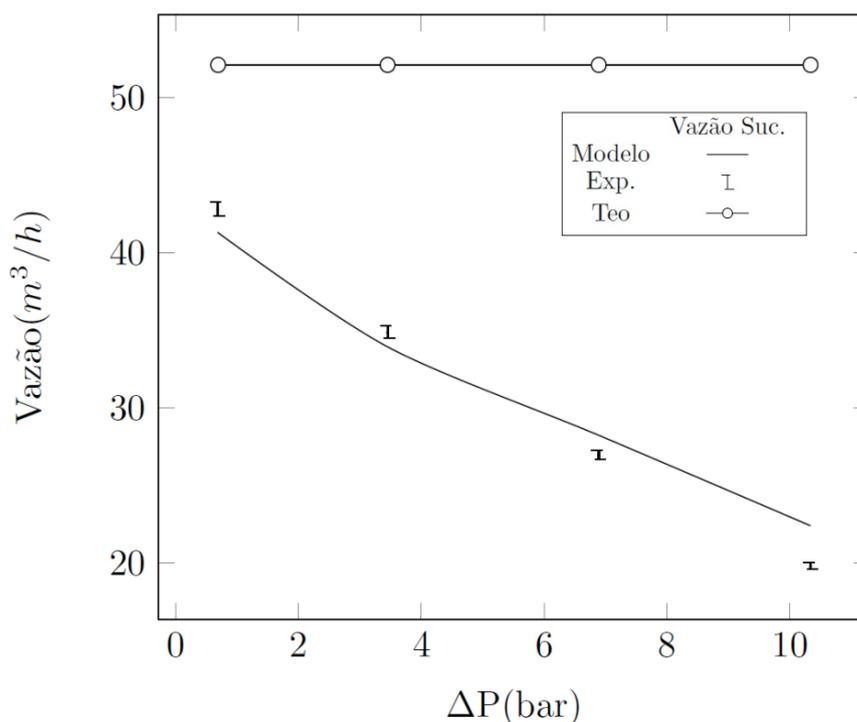
Tabela 5.12. Incerteza dos instrumentos de medição usados nos experimentos.

Medidor	Tipo	Incerteza
Pressão	Transdutor de pressão	$\pm 0,075\%$
Temperatura	Transdutor de temperatura	$\pm 0,08\%$ (Aprox.)
Vazão de líquido	Coriolis	$\pm 0,5\%$
Vazão de gás	Coriolis	$\pm 0,1\%$

Fonte: Xu (2008).

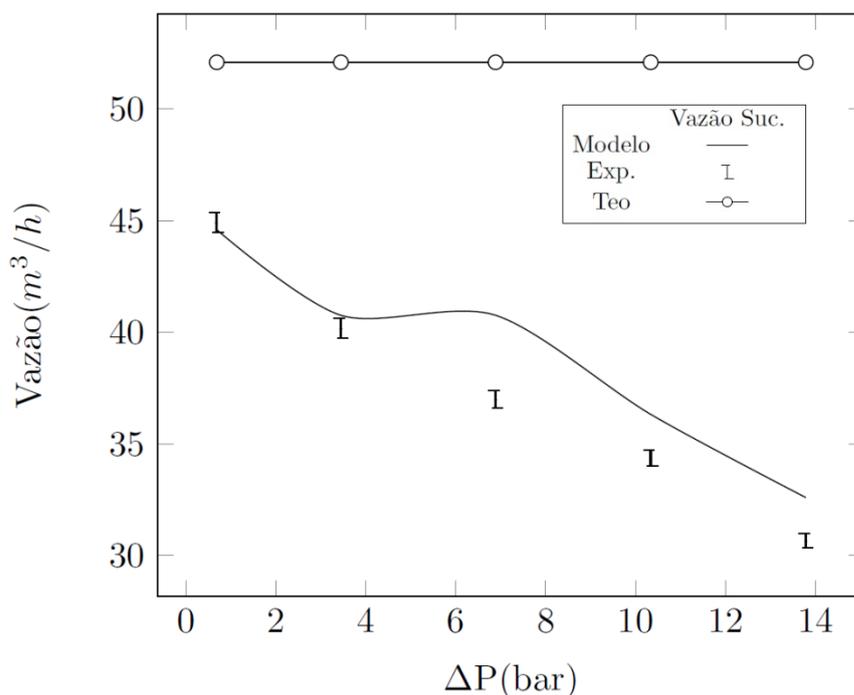
Observando-se as figuras 5.49, 5.50, 5.51 e a Tabela 5.13, pode-se ver que a concordância com os dados experimentais da vazão de sucção tem desvios médios de 2,21% para todas as FVG e para pressões diferenciais menores de 4 bar (Tabela 5.12). No entanto, a partir desses valores aparecem erros maiores que se incrementam consideravelmente quando se aumenta a vazão de gás na mistura. Para o caso de 0% FVG (Figura 5.49) os valores calculados e os experimentais tem desvios médios de 3,86%, e mínimos de 1,67 (para todos os valores de pressão diferencial), devido ao fato de que não existem efeitos de compressão de gás e, portanto, tem-se menos incerteza nos cálculos do refluxo, e os parâmetros mais importantes de operação da bomba. No entanto, para 70% FVG (Figura 5.50), a compressão de gás influencia os cálculos, e assim, aparecem erros (desvios médios de 5,41% e mínimo de 1,74), que aumentam com o incremento do diferencial de pressão até atingir um desvio máximo de 10,16% em 6,89 bar.

Figura 5.49 - Variação da vazão de sucção com a pressão diferencial. Caso: água-ar, 0% FVG e 1350 rpm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5.50 - Variação da vazão de sucção com a pressão diferencial. Caso: água-ar, 70% FVG e 1350 rpm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na medida em que aumenta a fração de gás, os fenômenos físicos envolvidos são mais complexos e, portanto, também sua simulação pelo modelo computacional. Assim, quando se atingem os 95% de FVG (Figura 5.51) aparecem os maiores erros, com desvios médios de 13,56% e um valor máximo de 41,1% em 10,34 bar de pressão diferencial, os quais podem sofrer acréscimos com o aumento da pressão diferencial.

A figura 5.52 mostra a comparação entre os valores experimentais e os calculados, da temperatura, com o diferencial de pressão. Neste caso, apresenta-se um desvio médio de 0,21% para todas as vazões de gás avaliadas. Assim, para 0% FVG, os valores de temperatura não são incrementados com o diferencial de pressão e apresenta-se um desvio médio de 0,13% e um máximo 0,20 % (em 0,68 bar de pressão diferencial). No entanto, para os demais casos, a temperatura aumenta à medida que a vazão de gás se incrementa. Isso ocorre como consequência dos efeitos da compressão e do refluxo. Assim, para 70% FVG (Figura 5.50) como se podia esperar, a temperatura aumenta e se apresenta um desvio médio de 0,14% e um máximo de 0,21 % (em 3,45 bar de pressão diferencial).

No caso de 95% (Figura 5.51) o maior valor de temperatura foi atingido (315,89 K) e o desvio médio para todos os valores foi de 0,32% e um valor máximo de 0,71% (6,89 bar de pressão diferencial).

A Tabela 5.13 mostra a comparação entre os dados calculados e os dados experimentais de Chan (2006), os desvios relativos médios foram de 7,73% no caso da vazão de sucção e 1,20% no caso da temperatura. Já os desvios máximos para ambos os casos foram, respectivamente, de 41,0% e 2,40% e mínimos de 0,23 e 0,05% respectivamente.

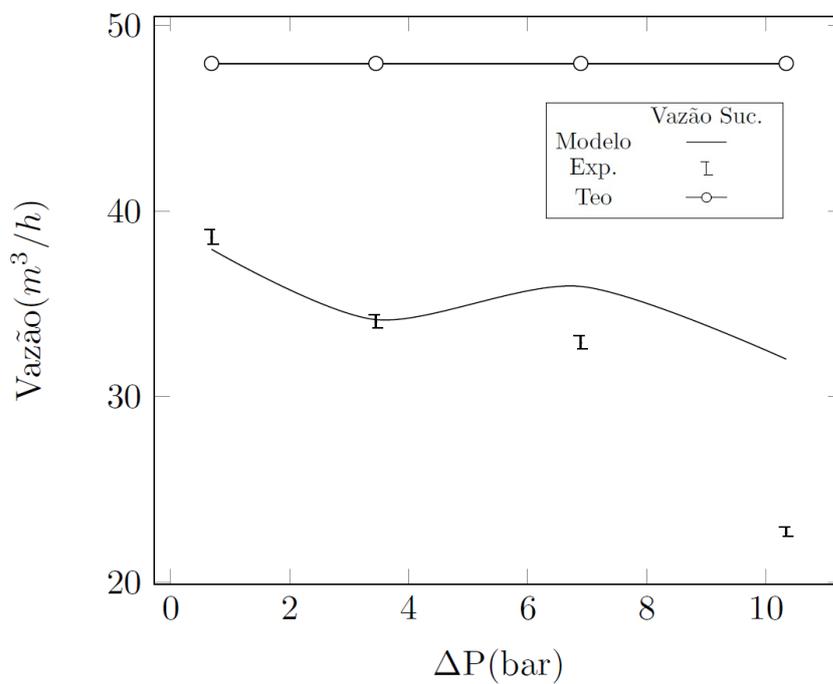
Tabela 5.13. Comparação entre os resultados de vazão de sucção e temperatura de descarga calculados pelo modelo e os dados experimentais de Chan (2006).

<i>FVG (%)</i>	$\Delta P$ ( <i>bar</i> )	$\dot{V}_{mod}$ ( $\frac{m^3}{h}$ )	$\dot{V}_{exp}$ ( $\frac{m^3}{h}$ )	<i>Erro</i> (%)	$T_{D,mod}$ ( <i>K</i> )	$T_{D,exp}$ ( <i>K</i> )	<i>Erro</i> (%)
0	0,68	41,91	42,61	1,67	305,38	305,60	0,07
	3,45	33,93	34,89	2,74	305,41	305,80	0,13
	6,89	27,83	26,96	3,23	305,52	306,14	0,20
	10,34	21,40	19,82	7,96	305,67	306,04	0,12
70	0,68	44,61	45,41	1,74	305,47	305,01	0,15
	3,45	41,36	40,17	2,95	306,58	305,94	0,21
	6,89	40,76	37,00	10,16	306,68	306,84	0,05
	10,34	36,32	34,36	5,71	306,94	307,50	0,18
	13,79	32,59	30,66	6,30			
95	0,69	37,34	38,61	3,28	306,10	306,56	0,15
	3,45	34,35	34,07	0,82	308,57	309,22	0,21
	6,89	35,94	32,93	9,14	311,55	313,78	0,71
	10,34	32,02	22,71	41,00	314,73	315,89	0,37

Fonte: Elaborado pelo autor.

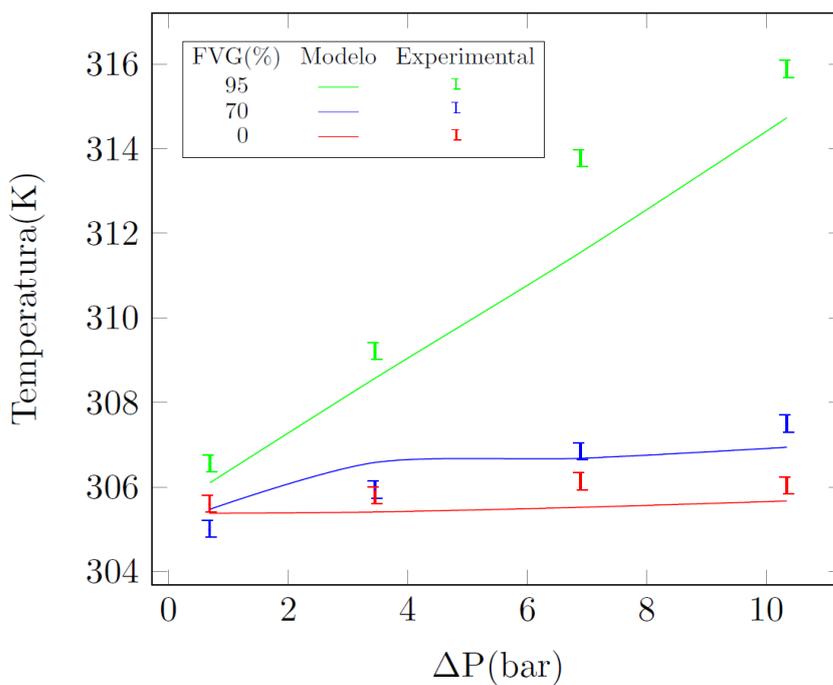
A eficiência volumétrica (Figura 5.53) calculada pelo modelo termo hidráulica representou muito bem o comportamento da bomba com relação à revisão bibliográfica. Assim, a bomba diminui sua eficiência quando opera a 0% e 95% FVG, e melhora no caso de 70% FVG. A explicação para isso pode ser elaborada da seguinte forma: nos dois primeiros casos (0 e 95% FVG), a distribuição de pressão é linear, e, portanto, o refluxo é elevado, e vazão de sucção é baixa. No entanto, no último caso (70% FVG) a distribuição de pressão é parabólica e, portanto, o refluxo é

Figura 5.51 - Variação da vazão de sucção com a pressão diferencial. Caso: água-ar, 95% FVG e 1350 rpm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

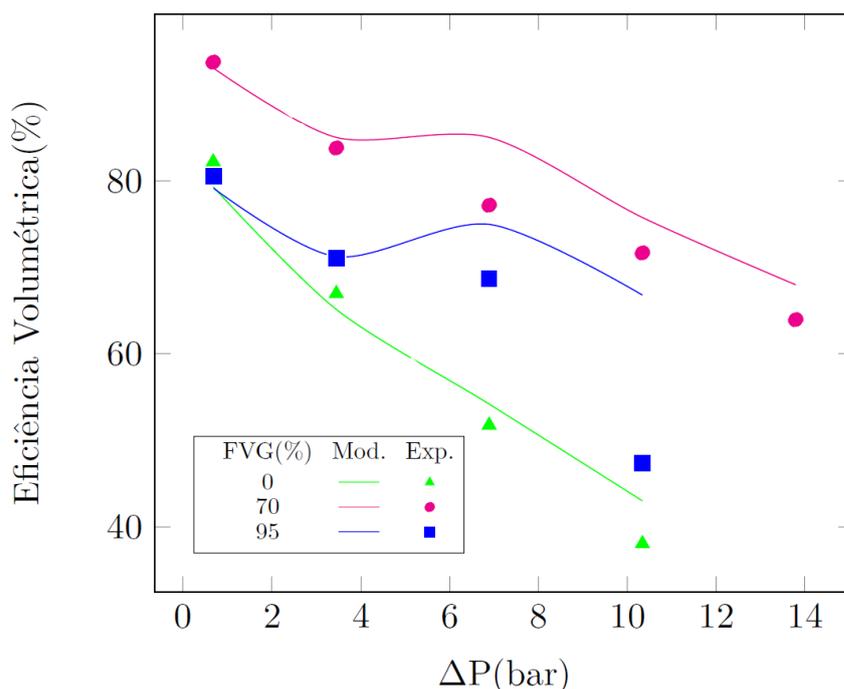
Figura 5.52 - Variação da temperatura com diferencial de pressão. Caso: água-ar, e 1350 rpm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

menor e a vazão de sucção, maior. Esses fenômenos tem relação com a natureza do refluxo nas fendas e os processos de compressão de gás nas câmaras que, como mostrou-se anteriormente, determinam os parâmetros de operação mais importantes da bomba.

Figura 5.53 - Variação da eficiência volumétrica com o diferencial de pressão. Caso: água-ar, 1350 rpm.

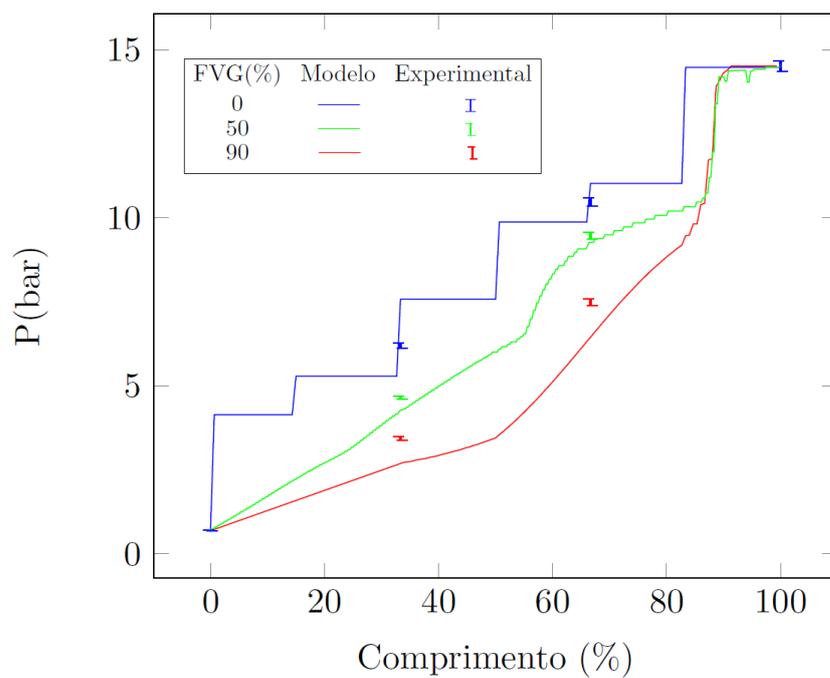


Fonte: Elaborado pelo autor.

A figura 5.54 mostra a comparação dos resultados do modelo com os dados experimentais no caso da distribuição de pressão ao longo da bomba para 1800 rpm, e 0, 50 e 90% FVG. Pode-se notar que a concordância é muito boa (desvios relativos médios de 9,6%) em todos os casos (mesmo aparecendo desvios máximos de até 18,9% no caso de 90% FVG e mínimos de 3,23% no caso de 0% FVG) pelos novos efeitos implementados no modelo (que melhoraram os resultados e ajudam a estudar e entender os fenômenos físicos relacionados à operação deste tipo de bomba). As incertezas nos resultados podem ser atribuídas à falta de informação sobre o desgaste das fendas da bomba devido a seu tempo de uso e às baixas velocidades de rotação dos testes que degradam a selagem das câmaras e, portanto, facilitam a infiltração de gás nas fendas e o arraste de líquido para as regiões anteriores da bomba. Assim, os

padrões do refluxo são mais complexos e difíceis de modelar e, portanto, susceptíveis a erros nos cálculos.

Figura 5.54 - Distribuição de pressão ao longo da bomba. Caso: água-ar 13,79 bar de pressão diferencial, 1800 rpm.



Fonte: Elaborado pelo autor.

---

## 6 CONCLUSÕES:

---

Foi desenvolvido um novo modelo (baseado no trabalho de Nakashima (2005) e seguindo a metodologia proposta no apêndice D) que inclui os efeitos da abertura gradual da última câmara, recirculação de líquido entre a sucção e descarga, transferência de calor através do *liner* e a expansão térmica, para calcular os parâmetros de operação mais importantes, como: eficiência volumétrica, vazão de sucção e refluxo, potência consumida e distribuição de pressão e temperatura.

O efeito da abertura da câmara de descarga na vazão de sucção e distribuição de pressão ao longo do parafuso é bastante importante nas bombas curtas (inferiores a 3 câmaras), em diferentes condições de operação, tanto para baixas como altas pressões. No entanto, para bombas com maior número de câmaras, a abertura gradual da última câmara só é relevante nos cálculos, quando se opera a pressões elevadas (acima de 40 bar). Nos demais casos, os efeitos da abertura gradual da última câmara se concentram na região de descarga e, portanto, tem influência desprezível na zona na distribuição de pressão perto da sucção, que, como se sabe, determina a vazão e eficiência volumétrica.

A recirculação de fluido entre sucção e a descarga da bomba diminui consideravelmente a taxa de vazão volumétrica, principalmente quando se opera em altas FVG. A distribuição de temperatura ao longo da bomba também é afetada pela recirculação, especialmente nas câmaras perto da região de descarga, e seu efeito aumenta consideravelmente a partir de 70% FVG. No entanto, a distribuição de pressão ao longo da bomba não é afetada pela recirculação.

Os efeitos da expansão térmica na vazão de sucção e a distribuição de pressão ao longo da bomba são muito relevantes naquelas com poucas câmaras, em diferentes condições de operação, tanto para altas como para baixas pressões. Por outro lado, esse efeito é menos importante nas que possuem muitas câmaras, já que ele concentra-se na região de descarga (a mais quente da bomba), e, portanto, não afeta consideravelmente a espessura das fendas perto da sucção, o que faz com que a variação na vazão de sucção seja mínima. Para ambos os casos, à medida que a pressão diferencial sobe, a temperatura ao longo do parafuso aumenta e, assim, reduz a espessura das fendas da mesma forma que o refluxo entre as câmaras, fazendo com que a eficiência volumétrica aumente.

Apesar da expansão térmica melhorar a eficiência volumétrica das bombas com o aumento da pressão diferencial, a partir de certas condições de operação podem aparecer fenômenos de contato que podem danificar as bombas. Considerando a exigência nos requerimentos de operação das BMDP, especialmente para aplicações de *off-shore* com diferenciais de pressão de até 150 bar (tecnologia em desenvolvimento), o efeito da expansão térmica deve ser considerado nos próximos modelos para bombas multifásicas, para avaliar as condições de operações críticas e prever efeitos indesejáveis.

A transferência de calor mostrou ser um parâmetro desprezível no cálculo da vazão de sucção, distribuição de pressão e temperatura ao longo da bomba. Isto pode ser explicado pelo fato de que a energia trocada por calor é muito inferior, quando comparada à potência fornecida à bomba (normalmente acima de 37,28 kW, como as bombas menores usadas em testes de laboratório). Isso é possível pelo fato do comprimento dos parafusos, na maioria dos casos, ser inferior a 0,2 m e a velocidade de rotação atinge até 3600 rpm. Portanto, o fluido dentro das câmaras não tem condições de efetuar uma boa transferência de calor com as superfícies internas dela e, assim, a variação de energia interna durante o processo de bombeamento é armazenado dentro do fluido, na medida em que a câmara se desloca.

Não considerar a troca de calor no modelo pode ser favorável já que poupa recursos computacionais e, portanto, diminui o tempo requerido para as simulações. No entanto, a troca de calor é necessária para o cálculo da distribuição de

temperatura no *liner* e os parafusos da bomba, e assim, poder melhorar a exatidão no cálculo da expansão térmica, que é um parâmetro muito influente nos cálculos feitos pelo modelo termo-hidráulico.

O cálculo da potência total da bomba utilizando cada modelo (o novo e de Nakashima (2005)) mostrou resultados similares, incrementando-se linearmente com o diferencial de pressão. Isto se deve ao fato que a potência de atrito ser muito pequena (especialmente a altas FVG), quando comparada à requerida para deslocar o fluido dentro das câmaras (potência teórica). Assim, a potência total fica dependendo principalmente da pressão diferencial da bomba e, por conseguinte, os fenômenos estudados no novo modelo não mostraram diferenças nos resultados, quando comparados aos de Nakashima (2005).

A comparação com dados experimentais de duas bombas, a Leistriz P-100 e a Bornemann MW-6.5zk-37 (com recirculação) mostrou que o modelo (incluindo todos os efeitos combinados) consegue reproduzir muito bem seus comportamentos (com desvios relativos médios da vazão de sucção de 4,3% para a primeira e 7,73% para a segunda).

Na bomba Leistriz os erros foram insignificantes para os resultados avaliados abaixo de 90% FVG. No entanto, alguns aparecem acima deste valor, mas parecem atenuar-se quando se atingem os 95%. A qualidade dos resultados obtidos pode estar relacionada ao pouco desgaste da bomba usada, a boa instrumentação, e que os valores apresentados foram feitos em altas rpm, no qual a bomba opera com maior eficiência.

No caso da bomba Bornemann, o comportamento foi similar ao do caso anterior, atingindo bons resultados. No entanto, os erros iniciam a ser importantes a partir de 70% de FVG e aumentam gradualmente até 95%. Isto pode ocorrer pelo maior desgaste da bomba usada nos testes (que tem mais tempo de uso) e que os experimentos foram feitos a velocidades de rotação inferiores do que no caso anterior, o que faz com que a eficiência da bomba diminua, já que neste regime se incluem outros fenômenos como o arraste, e que pelo efeito da baixa velocidade de rotação, a selagem das câmaras é menos eficiente.

A comparação dos resultados do modelo de Nakashima com dados experimentais da bomba Leistritz P-100 mostrou desvios médios de 9,93%, que são maiores do que os calculados pelo novo modelo (desvios médios de 4,3%), e pôde ser observado que as diferenças entre ambos incrementam-se com a FVG e o diferencial de pressão. Portanto, as rotinas implementadas para o cálculo da abertura gradual da câmara de descarga, da transferência de calor e da expansão térmica melhoraram a exatidão do programa para os casos avaliados, especialmente em altos diferenciais de pressão e FVG. No entanto, o modelo de Nakashima não possui rotinas para simular o fenômeno da recirculação, assim não foi possível obter resultados para comparar com os dados experimentais da bomba Bornemann MW-6.5zk-37, e avaliar o impacto das melhorias do novo modelo neste caso.

Os complexos padrões bifásicos e os fenômenos físicos envolvidos quando a bomba opera acima das 95% FVG dificultam que o modelo termo-hidráulico possa atingir resultados coerentes nessa faixa. No entanto, quando se ultrapassa esse valor na entrada da bomba, os sistemas de segurança injetam líquido na primeira câmara da bomba para que temporariamente possa atingir até 100% de gás na sucção (Vettel, 2000), mas no seu interior ela continua operando com vazões abaixo de 95% FVG. Quando o reservatório de líquido se esgota, só fica gás na bomba, perde-se a capacidade de selagem das câmaras, e todo o fluido retorna, aquecendo a bomba até que seja desligada pelos sistemas de controle ou seja danificada. Portanto, pode-se falar que o modelo tem utilidade na modelagem da bomba durante todos os seus regimes possíveis de operação (mesmo quando ingressam 100% gás na sucção).

A modelagem mais realista da bomba, incluindo os efeitos combinados da abertura gradual da câmara de descarga, a transferência de calor, a recirculação e a expansão térmica, mostrou melhoras importantes nos resultados quando comparados com o modelo de Nakashima (2005). Estas melhorias foram notórias especialmente nos casos de bombas de poucas câmaras, operando em altos diferenciais de pressão e vazões de gás. No entanto, essas melhorias não tiveram o mesmo impacto em bombas com muitas câmaras, nas quais os efeitos são concentrados nas câmaras perto da descarga.

## **6.1 Trabalhos futuros:**

As melhorias na modelagem e simulação das bombas multifásicas precisam de um maior conhecimento dos fenômenos físicos envolvidos nos seus diferentes regimes de operação. No entanto, esse conhecimento tem que estar suportado em testes experimentais que possam descrever o comportamento desses equipamentos durante a sua aplicação industrial. Como é sabido, as limitações em custos, requerimentos técnicos, tamanho, segurança e manipulação de fluidos perigosos (petróleo ou gás) tem reduzido o alcance dos estudos experimentais. Assim, os testes encontrados na literatura consultada foram feitos em bombas menores de 44,74 kW de potência, misturas de água-ar e baixas pressões de operação (menores a 30 bar). Deste modo, o desenvolvimento de modelos e simuladores está ligado à evolução dos ensaios experimentais, que além de caracterizar os processos e padrões de fluxo dentro das bombas, possam ajudar a desenvolver equações experimentais ou calibrar os modelos existentes, sabendo que os requerimentos atuais de bombas atingem pressões próximas dos 150 bar e potência de operação superior a 149,14 kW. Assim, as sugestões podem ser divididas em dois grupos: as relacionadas com a modelagem e simulação e, as sugestões para estudos experimentais, como se segue:

### **6.1.1 Sugestões para a modelagem e simulação:**

Modelar com detalhe a geometria e as melhorias tecnológicas das novas (e futuras) bombas multifásicas e incorporá-las nas rotinas de cálculo do código computacional. Desenvolvimentos tecnológicos em que se destacam as bombas de rotor de geometria decrescente (Diminui o volume das câmaras durante seu deslocamento até a descarga (Fig. 2.38)) e o sistema de injeção de líquido através de pontos distribuídos ao longo da carcaça da bomba (Fig. 2.37). Assim, é possível avaliar computacionalmente o impacto de suas melhorias nos parâmetros de operação mais importantes, bem como compará-los com resultados de bombas convencionais ou alternativas de bombeamento (como o gás-lift e outras).

Reduzir os tempos de processamento do código computacional (trabalho de Ciências da computação), revisando ferramentas disponíveis de otimização, como

programação em paralelo, ou melhoramento de rotinas de cálculo e uso da memória durante as simulações.

Desenvolver modelos que permitam determinar a quantidade de gás nas fendas e nas câmaras, e definir padrões de escoamento para o refluxo em cada uma delas.

Incorporar modelos de padrões de fluxo e cálculo das propriedades, que permitam avaliar escoamentos com misturas de petróleo, gás, água, areia, emulsões e outros. Além de rotinas que possam fazer a estimação das condições de operação nas quais podem se formar hidratos de carbono dentro da bomba.

Integrar o modelo com diferentes ferramentas computacionais ou simuladores de processo, que ajudem a caracterizar e selecionar bombas multifásicas, e que permitam sua comparação com as de outras bombas ou sistemas alternativos de bombeamento (como no caso do gás-lift).

Avaliar a possibilidade de criar rotinas que possam ser usadas para estimar condições de desgaste dentro da bomba como, por exemplo, a operação com areia ou a formação de hidratos de carbono dentro das câmaras e as fendas. Avaliar seu potencial de erosão nas superfícies durante diferentes regimes de operação, quantidade de areia e velocidades de rotação da bomba, entre outros. Pode ser uma ferramenta para determinar adequadamente os materiais ou tratamentos superficiais da bomba para uma determinada aplicação, e que possa maximizar o seu tempo de vida ou operação confiável dos equipamentos.

Usar o modelo como ferramenta de projeto para melhorias ou novos equipamentos de bombas multifásicas, experimentando novas geometrias, número de câmaras, condições de operação, tipos de fluidos, etc. para, assim, determinar as configurações ótimas ou as melhores alternativas de desenho de acordo com o tipo de jazida ou condições na boca do poço. Deve-se ter em conta, que cada jazida tem condições diferentes, por exemplo: tipo de petróleo (pesado o leve), pressão e temperatura do poço, quantidade de água misturada no fluido de trabalho, FVG, jazidas *Onshore* (superficiais) ou *Offshore* (submarinas em águas profundas ou ultra

profundas), etc. Por tal motivo cada bomba tem um desenho especial, de acordo com as necessidades de bombeio mencionadas.

Avaliar a possibilidade de integrar os modelos desenvolvidos a softwares comerciais de simulação em CFD (Como Ansys, Fluent ou CFX), considerando padrões multifásicos e modelos da camada limite (regime laminar e turbulento) nas fendas e nas câmaras durante as condições de operação reais da bomba. A fim de tentar caracterizar, visualizar computacionalmente e avaliar os fenômenos físicos mais importantes envolvidos na operação desse tipo de equipamentos.

### **6.1.2 Sugestões para os estudos experimentais:**

Determinar experimentalmente a quantidades de gás nas fendas e nas câmaras durante diversos regimes de operação e fluidos de trabalho (óleo-gás e água-ar). Visualizar e caracterizar os padrões de fluxo que representam os diferentes fenômenos existentes. Analisar a sua importância e influência no desempenho da bomba e seu comportamento durante a variação dos parâmetros mais importantes como: pressão diferencial, temperatura e pressão de sucção, vazão de gás e fluidos de trabalho, água-ar e óleo gás.

Determinar experimentalmente o desempenho das bombas multifásicas de duplo parafuso (especialmente em bombas com mais de 7 câmaras) para qualquer fluido de trabalho (água-ar e óleo-gás), especialmente aquelas em condições de operação acima de 60 bar de pressão diferencial e pressão de sucção superior a 6,89 bar. Visualizar a sua influência nos padrões de fluxo, quantidade de refluxo, distribuição de pressão, etc. Como se sabe na atualidade, as limitações de custos, espaço, segurança, e bancadas de testes, entre outros, não tem tornado possíveis esses ensaios críticos até agora.

Determinar o comportamento das bombas multifásicas utilizando fluidos de operação reais, que incluam escoamentos de petróleo, gás, água, livre, emulsões e areia e formação interna de hidratos de carbono. Determinar a sua influência na operação da bomba e no desgaste, eficiência e tempo de vida dela.

Utilizar os resultados dos estudos anteriores para validar e melhorar os modelos existentes, além de criar expressões experimentais que possam ser usadas para melhorar a descrição física dos fenômenos mais importantes relacionados com a operação das bombas multifásicas.

## Referências Bibliográficas

---

- AOKI, H.; NOHIRA, H. e ARAI, H. “Convective Heat Transfer in an Annulus With an Inner Rotating Cylinder”. *Bulletin of the JSME*, v.10, p.523-532, 1967.
- BECKER, K.M. e KAYE, J. “Measurements of Diabatic Flow in an Annulus With an Inner Rotating Cylinder”. *Journal of Heat Transfer – Transactions of the ASME*, v.84c, p.97-105, 1962.
- BORNEMANN PUMPS. **Subsea Boosting Industry**. Disponível em: <<http://www.bornemann.com/subsea-en>>. Acesso em: 30 de Maio de 2012.
- BORNEMANN PUMPS. **Up and Midstream**. Disponível em: <<http://www.bornemann.com/l-gasfeld>>. Acesso em: 30 de Maio de 2012.
- BORNEMANN PUMPS. **Wet Gas Compressions**. Disponível em: <<http://www.bornemann.com/wet-gas-compressions>>. Acesso em: 30 de Maio de 2012.
- BRANDT, J.U.; WIETSTOCK, P. “Screw Pumps for Multiphase Pumping”. **4th EC S Berl.**, p. 38-48, 1992.
- CAETANO, E.F.; SILVA, R.M.; DA SILVA, R.G.; CAMARGO, R.M.T.; ROHLFING, G. “PETROBRAS and Bornemann Pumpen Cooperation on Multiphase Flow Pumping”. **Proceedings of the 1997 29th Annual Offshore Technology Conference**, OTC 97, Houston, Texas, USA, 1997, p. 109-118.
- CAMPBELL, G.A. ; SWEENEY, P.A. ; DONTULA, N. e WANG, C.H. “Frame indifference: Fluid flow in single screw pumps and extruders”. *International Polymer Processing*, v11, n 3, p. 199-207, Set. 1996.
- CAO, F.; GAO, T.; LI, S.; XING, Z.; SHU, P. “Experimental analysis of pressure distribution in a twin screw compressor for multiphase duties”. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2011. Vol. 35. No. 1. p. 219-225.
- CHAN, E. **Wet-Gas Compression in Twin-Screw Multiphase Pumps**. 2006. 115 f. Master Thesis (Petroleum Engineering) - College Station, Texas A&M University, Texas, 2006.
- CHURCHILL, S.W. e USAGI, R. “A General Expression for the Correlation of Rates of Transfer and Other Phenomena”. *AIChE Journal*, v.18, n.6, p.1121-1128, 1972.
- COOPER, P.; SCHIAVELLO, B.; DE MAROLLES, C.; DE SALIS, J.; PRANG, A.J.; BROUSSARD, D.H. “Tutorial on Multiphase Gas-Liquid Pump”.

- Proceedings of the Thirteenth International Pump Users Symposium**, Texas A&M University, Texas, USA, 1996. p.159-173.
- COST AND WEIGHT CUT FROM LARGEST MULTIPHASE PUMP. **World Pumps**. Volume 2000. Issue 411. December 2000. Page 12.
- DAL PORTO, D.F.; LARSON, L.A. “Multiphase Pump Field Trials Demonstrate Practical Applications for the Technology”. SPE Paper 36590 presented at the Society of Petroleum Engineers (SPE) **Annual Technical Meeting**, Houston, Texas, USA, 1996.
- Dassault Systèmes Corp. *COSMOS – Thermal analyse software (Plataforma CAE do SolidWorks)* 2013. <http://www.3ds.com/products-services>.
- DONNE, M.D. e MEERWALD, E. “Experimental Local Heat Transfer and Average Friction Coefficients for Subsonic Turbulent Flow of Air in an Annulus at High Temperatures”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.9, p.1361-1376, 1966.
- EDUR-PUMPENFABRIK. **Oil and Gas Applications**. Disponível em: <[http://www.edur.com/content/enwendungen/index\\_e.php](http://www.edur.com/content/enwendungen/index_e.php)>. Acesso em: 15 de Dezembro de 2012.
- EGASHIRA, K.; SHODA, S.; TOCHIKAWA, T.; FURUKAWA, A. “Backflow in Twin-Screw-Type Multiphase Pump”. **Production Operations and Engineering General Proceedings of the 1996 SPE Annual Technical Conference and Exhibition**, Pi, Denver, Colorado, USA, 1996. p. 221-230.
- FENG, C.; YUEYUAN, P.; ZIWEN, X.; PENGCHENG, S. “Thermodynamic Performance Simulation of a Twin-Screw Multiphase Pump”. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Journal of process mechanical engineering , Part E**. Vol. 215, p. 157-163, 2001.
- FERREIRA, M.S.; YANAGIHARA, J.I. “Unsteady heat conduction in 3D elliptical cylinders”. **International Communications in Heat and Mass Transfer (Journal)**, Vol. 28, No. 7, p. 963–972, 2001.
- GAO, T.; YANG, D.; CAO, F.; JIAO, J. “Temperature and thermodynamic deformation analysis of the rotors on a twin screw multiphase pump with high gas volume fractions”. **Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering)**, Vol. 12, No. 9, p. 720-730, 2011.
- GUO, L.J. “Flow Mechanic of Two-phase and Multi-phase”. Xi’an Jiaotong University Press. 2002.
- HATTON, G. “Performance Evaluation of the Neptunia and L4H Pumps and Multiphase Meters”. **JIP Report. TEXACO Inc. E&P Technology Division**. Houston 1993.
- HUAGEN, W; ZIWEN, X.; PENGCHENG, S. “Theoretical and experimental study on indicator diagram of twin screw refrigeration compressor”. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 27, No. 4, p. 331–338, 2004.
- INCROPERA, F.P. e De WITT, D.P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. A 3ª edição, John Wiley & Sons, Inc., Singapura, 1990

- JIANFENG, L.; HUAGEN, W.; BINGMING, W.; ZIWEN, X.; PENGCHENG, S. "Research on the performance of water-injection twin screw compressor". **Applied Thermal Engineering**, Vol. 29, No. 16, p. 3401-3408, 2009.
- KAYE, J. e ELGAR, E.C. "Modes of Adiabatic and Diabatic Fluid Flow in an Annulus with an Inner Rotating Cylinder". *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, v. 80, n. 3, p. 753-765, 1958.
- KÖRNER; H. *Com relação ao Comportamento de Transporte de Bombas de Fusos Helicoidais para Misturas de Duas Fases com Elevado Teor de Gás*. Trad. de José Santa Rita Filho. Erlangen-Nürnberg; 1998. Tese (Doutorado); Universidade de Friedrich-Alexander de Erlangen-Nürnberg; Alemanha; 1998.
- KROUPA, R.D. **Investigation of a Multiphase Twin-Screw Pump Operating at High Gas Volume Fractions**. 2011. 163 f. Master Thesis (Mechanical Engineering) - Texas A&M University; Texas; 2011.
- MARTIN, A.M. **Multiphase Twin-Screw Pump Modeling for the Oil and Gas Industry**. 2003. 150 f. Ph.D. Thesis (Petroleum Engineering) - College Station; Texas A&M University; Texas; 2003.
- MEZZEDIMI, V.; RANIERI, P.; AGGRADI, G.F.; GHETTO, G.; GRANATO, M.; RADICIONI, A.; RIGHI, F.; D'ALOSIO, G.A. "Solution for Deepwater Multiphase Boosting". **IMEchE** (C556/028), 1999.
- MULLER-LINK, D; BRANDT, J,U; REICHWAGE, M; SCHRODER, G. "Wet Gas Compression – A Logical Step to Follow Multiphase Boosting". **Paper SPE 78556 presented at the 2002 10th Abu Dhabi International Petroleum Exhibition and Conference**, Abu Dhabi, 2002.
- MULTIPHASE PUMPS – the path to success. **World Pumps**, Vol. 2009, Issue 511, p. 18-20, 2009.
- NAKASHIMA, C.Y.; OLIVEIRA S.; CAETANO E.F. "Thermo-hydraulic model of a twin-screw multiphase pump". **Proceedings of ASME 2004 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE 2004**. Anaheim, California, USA, 2004.
- NAKASHIMA; C.Y. **Modelagem e Simulação de uma Bomba Multifásica do Tipo Duplo Parafuso**. 2005. 213 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica; Universidade de São Paulo; São Paulo; 2005.
- NAKASHIMA; C.Y. **Modelo de Comportamento Termodinâmico de uma Bomba Multifásica do Tipo Duplo Parafuso**; 2000. 132 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica; Universidade de São Paulo; São Paulo; 2000.
- NAKASHIMA, C.Y.; OLIVEIRA, S.; CAETANO E.F. "Heat transfer in a twin-screw multiphase pump: Thermal modeling and one application in the petroleum industry", **Energy**, Vol. 31, Issue 15, p. 3415-3425, 2006.
- NAKASHIMA, C.Y.; OLIVEIRA, S.; CAETANO E.F. "Calculation of Pressure Drop In Narrow Rotating Annular Clearances". **Thermal Engineering**, Vol. 7, No. 2, p. 27-34, 2008.

- NAKASHIMA, C.Y.; OLIVEIRA, S.; CAETANO E.F. “Thermodynamic Model of a Twin-Screw Multiphase Pump”. **Proceedings of ETCE 2002**, Houston, Texas, 2002.
- NAKASHIMA, C.Y.; OLIVEIRA, S.; CAETANO E.F. “Subsea Multiphase Pumping System x Gas Lift: An exergo-economic comparison”. **Proceedings of the 15th International Conference on Efficiency. Costs. Optimization. Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS 2002**, Berlin, 2002, Vol. 2. p. 1087–1096.
- NEMOTO, R. **Modelagem e Simulação de intermitência severa com Transferência de masa**. 2013. 197 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica; Universidade de São Paulo; São Paulo; 2013.
- NIKHAR, H.G. **Flow Assurance and Multiphase Pumping**. 2006. 208 f. Master Thesis (Petroleum Engineering) - Texas A&M University; Texas; 2006.
- NIST SUPERTRAMPP v2.0 National Institute of Standards and Tecnology, 2002. Software para o cálculo de propriedades termodinâmicas e de transporte de misturas de hidrocarbonetos.
- PATIL, A.R. **Performance evaluation and CFD simulation of multiphase twin-screw pumps**. 2013. 203 f. Ph D. Thesis (Mechanical Engineering) - Texas A&M University; Texas; 2013.
- PENG, X.; XING, Z.; CUI, T.; LI, L. “Analysis of the working process in an oil-flooded screw compressor by means of an indicator diagram”. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy**, Vol. 216, No. 6, p. 465-470, 2002.
- PETROBRAS: **Oil and Gas Exploration and Production**. Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/en/about-us/profile/activities/oil-and-gas-exploration-and-production/>>. Acesso em: 15 de Dezembro de 2012.
- PRANG, A.J.; COOPER, P. “Enhanced multiphase flow predictions in twin-screw pumps”. **21st International Pump Users Symposium**, Baltimore, Maryland, USA, p 69–76, 2004.
- RÄBIGER, K.; MAKSOUD, T.; WARD, J.; HAUSMANN, G. “Investigation of the fluid dynamic and thermodynamic behavior of multiphase screw pumps handling liquid/gas mixtures with very high gas volume fractions”. **13th International Conference on Multiphase Production Technology**, Edinburgh, UK., p. 91–104, 2007.
- RÄBIGER, K.; MAKSOUD, T.; WARD, J.; HAUSMANN, G. “Theoretical and experimental analysis of a multiphase screw pump. handling gas–liquid mixtures with very high gas volume fractions”. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Vol. 32, p. 1694-1701, 2008.
- RÄBIGER, K.; MAKSOUD, T.; WARD J.; HAUSMANN, G. “Thermo- and fluid dynamic model of a multiphase screw pump. operating at very high gas volume fractions”. **Series of the University of Applied Sciences**, Nuremberg, No. 35, 2006.

- RÄBIGER, K.; MAKSOUD, T.; WARD, J. “Development of a finite volume model for the compressible gap flow inside a screw pump”. **Schriftenreihe der Georg-Simon-Ohm-Fachhochschule**, Nürnberg, No. 30, 2005.
- RÄBIGER, K.; MAKSOUD, T.; WARD, J. “Heat transfer model for the simulation of spindle heating and expansion inside a multiphase screw pump”. **Sonderdruck Schriftenreihe der Georg-Simon-Ohm-Fachhochschule**, Nürnberg, No. 33, 2005.
- RÄBIGER, K. **Fluid Dynamic and Thermodynamic Behavior of Multiphase Screw Pumps Handling Gas-liquid Mixtures with Very High Gas Volume Fractions**. 2009. 120f. Ph.D. Thesis (Mechanical Engineering) - School of Technology, University of Glamorgan, Wales, UK, 2009.
- RAMOS, R. *Equações para o cálculo do número de câmaras de uma bomba de duplo parafuso*, comunicação pessoal, 2015.
- RAUSCH, T.; VAUTH, TH.; BRANDT, J.U.; MEWES, D. “A model for the delivering characteristic of multiphase pumps”. **4th Conference on Multiphase Technology**, Banff, Canada, 2004.
- ROHLFING, G.; MULLER-LINK, D. “Twin-Screw Rotors-2nd Generation for Increased Efficiency”. **Presented at the 8th Multiphase Pump User Roundtable**, Calgary, Canada, 2006.
- SCHLICHTING, H.; GERSTEN, K. *Boundary Layer Theory*. 8<sup>a</sup> edition; Springer-Verlag; Berlin; 2000.
- SCHOENER, H.J. “Multiphase Pumping – A Successfully Growing Oil Field Production Technology”. **Scandinavian Oil-Gas Magazine**, No. 9/10, p. 14-16, 2004.
- SHIPPEN, M.; SCOTT, S. “Multiphase Pumping as an Alternative to Conventional Separation, Pumping and Compression”. **Presented at the 34th Annual PSIG Meeting**, Portland, Oregon, USA, 2002.
- SIEMMERS, D.A. e CONEY, J.E.R. “A Reynolds Analogy Solution for the Heat Transfer Characteristics of Combined Taylor Vortex and Axial Flows”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.22, p.679-689, 1979.
- TIMOSHENKO, S.P.; GOODIER, J.N. **Teoria da Elasticidade**, 3a edição. Editora Guanabara Dois S.A. Rio de Janeiro. 1980.
- TEXACO. “Performance of evaluation of the Neptunia and L4H Pumps and Multiphase Meters”. **Texaco Inc. E.&P. Technology Division** , Cheswick, Pensilvânia, USA, 1993.
- VETTER, G.; WINCEK, M. “Performance Prediction of Twin Screw Pumps for Two-Phase Gas/Liquid Flow”. **Pumping Machinery-1993**, FED-154, ASME. p. 331-340, 1993.
- VETTER, G.; WIRTH, W.; KORNER, H.; PREGLER, S. “Multiphase Pumping with Twin-Screw Pumps—Understand and Model Hydrodynamics and Hydroabrasive Wear”. **Proceedings of the 17th International Pump Users Symposium**, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, USA, 2000, p. 153-169.

- WINCEK; M. **Contribution for the Calculation of the Transport Behavior of Screw-Pumps Transporting Liquid-Gas Mixtures**. 1992. 150 f. Ph.D. Thesis (Mechanical Engineering) - Friedrich-Alexander; University of Erlangen-Nürnberg. Erlangen-Nürnberg; Germany. 1992.
- XING, Z. **Screw Compressor Theory, Design and Application**. China Machine Press, 2000.
- XU; J. **Modeling of Wet Gas Compression in Twin-Screw Multiphase Pump**. 2008. 121 f. Ph.D. Thesis (Petroleum Engineering) - Texas A&M University; Texas; 2008.
- YAMADA, Y. "Resistance of Flow Through an Annulus with an Inner Rotating Cylinder". *Bulletin of the JSME*, v.5, n.18, p.302-310, 1962.
- ZHAO, Y.; LI, L.; WU, H.; SHU, P. "Theoretical and Experimental Studies of Water Injection Scroll Compressor in Automotive Fuel Cell Systems". **Energy Conversion and Management**, Vol. 46, No. 9–10, p. 1379–1392, 2005.

---

# Apêndice A

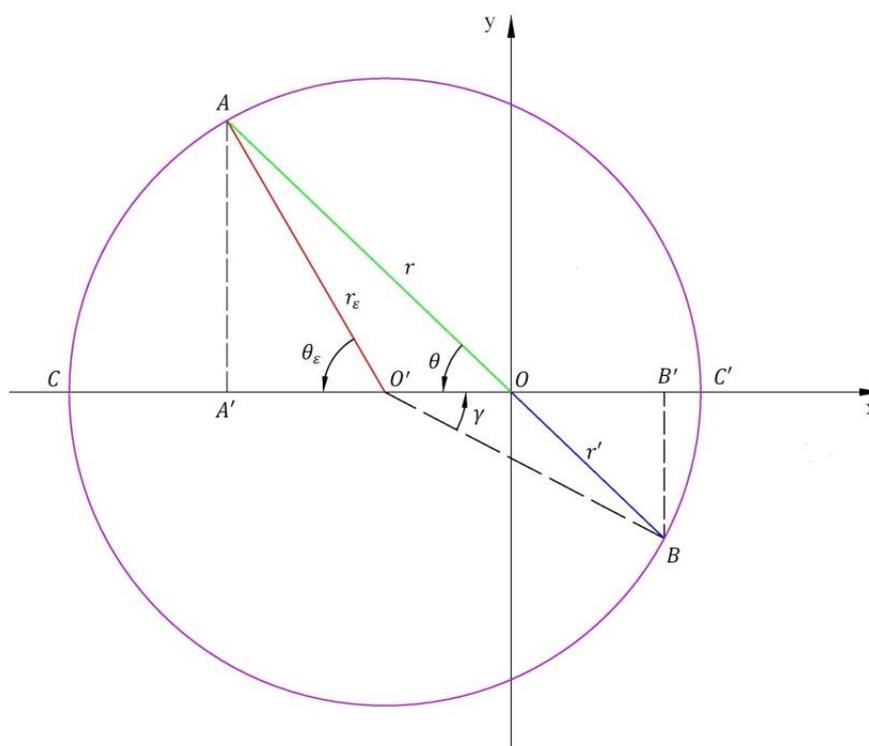
## Sistema de coordenadas utilizado no liner

---

### *A.1 Transformação de coordenadas*

A figura A.1 é utilizada para visualizar as relações geométricas que permitiram chegar à relação desejada para a transformação entre as coordenadas  $xy$  e  $r_\epsilon\Theta_\epsilon$ . O centro da circunferência está em  $O'$ ; ou seja, a uma distância  $\epsilon$  da origem  $O$ .

Figura A.1 - Relações geométricas para transformação de coordenadas cartesianas para coordenadas polares.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Segundo o gráfico são encontradas as seguintes relações:

$$\overline{AA'} = r_\varepsilon \sin(\theta_\varepsilon) \quad (\text{A.1})$$

Que fica:

$$r_\varepsilon = \frac{\overline{AA'}}{\sin(\theta_\varepsilon)} \quad (\text{A.2})$$

Além disso:

$$\overline{BB'} = r_\varepsilon \sin(\gamma) \quad (\text{A.3})$$

Isolando a  $r_\varepsilon$  da equação A3, obtem-se A4, para assim, igualar com A2 na equação A4:

$$r_\varepsilon = \frac{\overline{BB'}}{\sin(\gamma)} \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{\overline{AA'}}{\sin(\theta_\varepsilon)} = \frac{\overline{BB'}}{\sin(\gamma)} \quad (\text{A.5})$$

E segundo o gráfico pode-se ver:

$$\overline{BB'} = r' \sin(\theta) \quad (\text{A.6})$$

E A7 resulta da igualar A3 e A6

$$r' \sin(\theta) = r_\varepsilon \sin(\gamma) \quad (\text{A.7})$$

Que fica:

$$r' = \frac{r_\varepsilon \sin(\gamma)}{\sin(\theta)} \quad (\text{A.8})$$

Levando A.7 em A1, se obtém:

$$\overline{AA'} = r \sin(\theta) \quad (\text{A.9})$$

Assim; substituindo as equações A.9 e A.6 em A.5 chega-se a:

$$r' = \frac{r \sin(\theta) \sin(\gamma)}{\sin(\theta_\varepsilon) \sin(\theta)} \quad (\text{A.10})$$

Portanto:

$$r' = \frac{r \sin(\gamma)}{\sin(\theta_\varepsilon)} \quad (\text{A.11})$$

Lembrando a lei de cordas pode-se considerar que:

$$\overline{OC} \cdot \overline{OC'} = \overline{OA} \cdot \overline{OB} \quad (\text{A.13})$$

Como a excentricidade  $\varepsilon$  é a distancia entre O e O' A.13 fica:

$$(r_\varepsilon + \varepsilon)(r_\varepsilon - \varepsilon) = r \cdot r' \quad (\text{A.14})$$

E segundo o gráfico; pode se dizer:

$$\overline{OC} = \overline{OO'} + \overline{O'C} = \varepsilon + r_\varepsilon \quad (\text{A.15})$$

E

$$\overline{OC'} = \overline{O'C'} + \overline{OO'} = r_\varepsilon - \varepsilon \quad (\text{A.16})$$

Levando A.11 em A.15 temos

$$(r_\varepsilon + \varepsilon)(r_\varepsilon - \varepsilon) = r \cdot r \frac{\sin(\gamma)}{\sin(\theta_\varepsilon)} = r^2 \frac{\sin(\gamma)}{\sin(\theta_\varepsilon)} \quad (\text{A.17})$$

Que fica:

$$r_\varepsilon^2 - \varepsilon^2 = r^2 \frac{\sin(\gamma)}{\sin(\theta_\varepsilon)} \quad (\text{A.18})$$

E lembrando que:

$$r = r_\varepsilon \frac{\sin(\gamma)}{\sin(\theta_\varepsilon)} \quad (\text{A.19})$$

Assim, Levando A.19 em A.18 temos:

$$r_\varepsilon^2 - \varepsilon^2 = \left( r_\varepsilon \frac{\sin(\theta_\varepsilon)}{\sin(\theta)} \right)^2 \left( \frac{\sin(\gamma)}{\sin(\theta_\varepsilon)} \right) = r_\varepsilon^2 \frac{\sin(\theta_\varepsilon) \sin(\gamma)}{\sin^2(\theta)} \quad (\text{A.20})$$

Que pode ser escrita como:

$$1 - \left( \frac{\varepsilon}{r_\varepsilon} \right)^2 = \frac{\sin(\theta_\varepsilon) \sin(\gamma)}{\sin^2(\theta)} \quad (\text{A.21})$$

De acordo com a figura A1, pode se deduzir a seguinte expressão:

$$\gamma = 2\theta - \theta_\varepsilon \quad (\text{A.22})$$

Assim se pode dizer que:

$$\begin{aligned} \sin(\theta_\varepsilon) \sin(\gamma) &= \sin(\theta_\varepsilon) \sin(2\theta - \theta_\varepsilon) \\ &= \frac{1}{2} (\cos(2\theta_\varepsilon - 2\theta) - \cos(2\theta)) \end{aligned} \quad (\text{A.23})$$

Aplicando relações trigonométricas.

$$\begin{aligned} \sin(\theta_\varepsilon) \sin(\gamma) &= \frac{1}{2} (\cos(2\theta_\varepsilon) \cos(2\theta) \\ &\quad - \sin(2\theta_\varepsilon) \sin(2\theta) - \cos(2\theta)) \end{aligned} \quad (\text{A.24})$$

Que fica:

$$\begin{aligned} \sin(\theta_\varepsilon) \sin(\gamma) &= \frac{1}{2} ((\cos^2 \theta - \sin^2 \theta)(\cos(2\theta_\varepsilon) - 1) \\ &\quad + 2 \sin(\theta) \cos(\theta) \sin(2\theta_\varepsilon)) \end{aligned} \quad (\text{A.25})$$

Substituindo A25 em A21 fica

$$1 - \left(\frac{\varepsilon}{\gamma_\varepsilon}\right)^2 = \frac{1}{2} (\cot^2(\theta) - 1)(\cos(2\theta_\varepsilon) - 1) + \cot(\theta) \sin(2\theta_\varepsilon) \quad (\text{A.26})$$

Como  $a = \cot(\theta)$  e  $b = 1 - \left(\frac{\varepsilon}{\gamma_\varepsilon}\right)^2$  temos:

$$\frac{1}{2} (a^2 - 1) \cos(2\theta_\varepsilon) + a \sin(2\theta_\varepsilon) = b + \frac{1}{2} (a^2 - 1) \quad (\text{A.27})$$

Substituindo  $\sin(2\theta_\varepsilon) = \pm \sqrt{1 - \cos^2(2\theta_\varepsilon)}$  in A27

$$\begin{aligned} \cos(2\theta_\varepsilon) &= \\ (\cos^2(\theta) - \sin^2(\theta))(1 - 2\sin^2(\theta)(R_\varepsilon^2)) - \\ 2 R_\varepsilon \sin(\theta) \sin(2\theta) \sqrt{1 - (R_\varepsilon \sin(2\theta))^2} \end{aligned} \quad (\text{A.28})$$

Sabendo-se que:

$$\cos(\theta) = \pm \sqrt{\frac{1 + \cos(2\theta)}{2}} \quad (\text{A.29})$$

Substituindo A.28 em A.29 temos:

$$\cos(\theta_\varepsilon) = \pm \sqrt{\begin{aligned} &\cos^2(\theta) - \frac{1}{2}R_\varepsilon^2 \sin^2(2\theta) + R_\varepsilon^2 \sin^2(\theta) \\ &- R_\varepsilon \sin(\theta) \sin(2\theta) \sqrt{1 - (R_\varepsilon \sin(\theta))^2} \end{aligned}} \quad (\text{A.30})$$

Como:

$$\sin(\theta_\varepsilon) = \pm \sqrt{1 - \cos^2(\theta_\varepsilon)} \quad (\text{A.31})$$

Substituindo A.30 em A.31:

$$\sin(\theta_\varepsilon) = \pm \sqrt{\begin{aligned} &\sin^2(\theta) + \frac{1}{2}R_\varepsilon^2 \sin^2(2\theta) - R_\varepsilon^2 \sin^2(\theta) \\ &+ R_\varepsilon \sin(\theta) \sin(2\theta) \sqrt{1 - (R_\varepsilon \sin(\theta))^2} \end{aligned}} \quad (\text{A.33})$$

Como:

$$\sin(2\theta) = 2 \sin(\theta) \cos(\theta) \quad (\text{A.34})$$

e

$$\cos(2\theta) = 2\cos^2(\theta) - 1 \quad (\text{A.35})$$

Aplicando A.34 e A.35 em A.33

$$\sin(\theta_\varepsilon) = \pm \sin(\theta) \sqrt{\begin{aligned} &1 + R_\varepsilon^2 \cos(2\theta) - R_\varepsilon \cos(\theta) \\ &+ \sqrt{1 - (R_\varepsilon \sin(\theta))^2} \end{aligned}} \quad (\text{A.36})$$

Segundo o gráfico pode-se ver que:

$$x = r_\varepsilon \cos(\theta_\varepsilon) + \varepsilon \quad (\text{A.37})$$

E levando A.37 em A.30

$$x = \pm \frac{\varepsilon}{R_\varepsilon} \sqrt{\begin{aligned} &\cos^2(\theta) - \frac{1}{2} R_\varepsilon^2 \sin^2(2\theta) + R_\varepsilon^2 \sin^2(\theta) \\ &- R_\varepsilon \sin(\theta) \sin(2\theta) \sqrt{1 - (R_\varepsilon \sin(\theta))^2} \end{aligned}} + \varepsilon \quad (\text{A.38})$$

Tem-se:

$$y = r_\varepsilon \sin(\theta_\varepsilon) \quad (\text{A.39})$$

E levando A. 39 em A.36

$$y = \pm \frac{\varepsilon}{R_\varepsilon} \sin(\theta) \sqrt{\begin{aligned} &1 + R_\varepsilon^2 \cos 2\theta - \\ &+ 2R_\varepsilon \cos \theta \sqrt{1 - (R_\varepsilon \sin(\theta))^2} \end{aligned}} \quad (\text{A.40})$$

$$z = z \quad (\text{A.41})$$

Em que pode-se considerar que:

$$R_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{r_\varepsilon} \quad (\text{A.42})$$

---

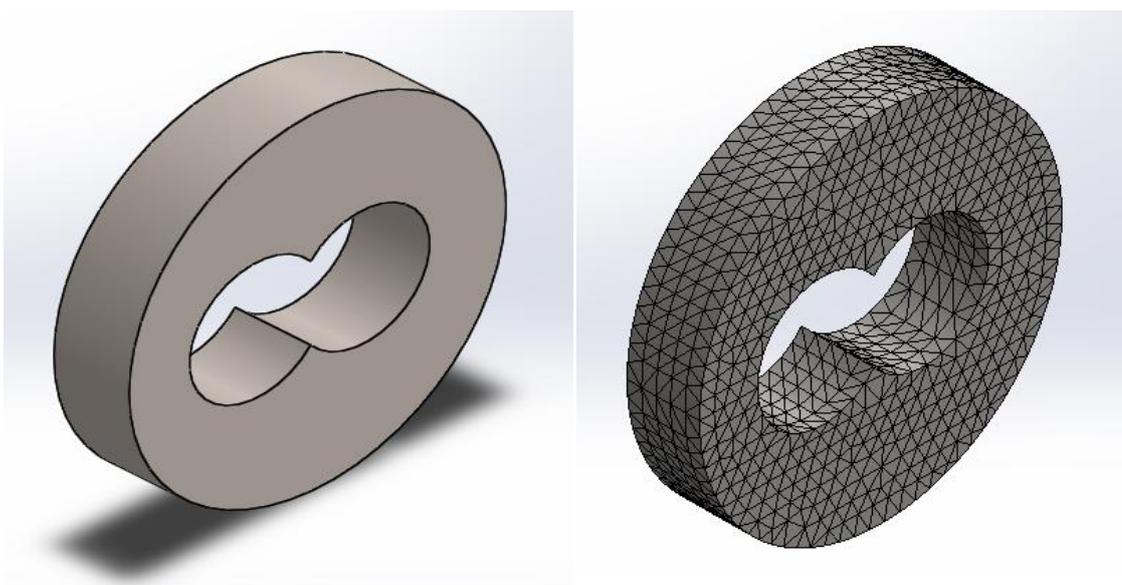
## Apêndice B

### Análise do efeito da troca de calor no modelo termo-hidráulico

---

Para avaliar o efeito da troca de calor na operação das bombas multifásicas e, portanto, nos resultados do modelo computacional desenvolvido, foi usado o software comercial COSMOS (FVM). Assim, foram estudadas duas bombas de diferentes tecnologias (com e sem recirculação) e diferentes condições de operação. No primeiro caso; foi avaliada a bomba de Egashira de 2,47 câmaras (Tabela 5.1) operando com misturas de água-ar a 30 bar de pressão diferencial, 90% FVG e 1200 rpm (Tabela 5.2). No segundo caso, avaliou-se a bomba Bornemann de 5,67 câmaras (Tabela 5.3) operando com óleo-gás a 60 bar de pressão diferencial, 90% FVG e 1800 rpm (Tabela 5.4). Para este último caso, foi utilizado o modelo computacional desenvolvido, e coletada a informação das rotinas de cálculo dos balanços de massa e energia para cada uma das câmaras da bomba.

Figura B.1 - Geometria e domínio computacional da carcaça (bomba Egashira).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Devido ao fato de que as temperaturas e coeficientes de película variam em cada uma das câmaras, foram tomados valores médios para toda a bomba. Para o cálculo dos coeficientes internos de película foram usadas equações de convecção para canais anulares com rotação e escoamento axial (Tabela 3.1). No caso dos coeficientes externos de película, para a primeira bomba usaram-se correlações de convecção natural (Tabela 3.2). Para a segunda bomba foi calculado um coeficiente de troca de calor equivalente, incluindo-se a convecção forçada no canal de recirculação, a condução na carcaça e a convecção natural com o meio ambiente (Figura 3.17). Quanto às temperaturas internas, para ambos os casos, adotou-se uma média entre a temperatura de sucção e a de descarga. No caso da temperatura ambiente, para ambos os casos, considerou-se o valor 280 K e água como fluido externo. Para estabelecer o efeito da troca de calor no cálculo dos estados termodinâmicos nas câmaras, foi proposta uma relação de avaliação entre a potência fornecida ao fluido e o calor trocado através da carcaça ( $R_{qp}$ ).

$$R_{qp} = \frac{Q}{P} \quad (\text{B.1})$$

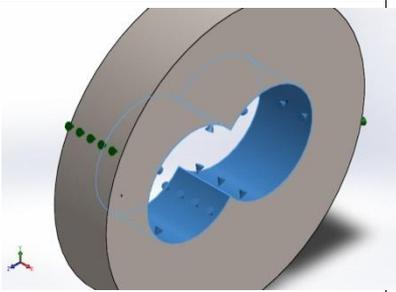
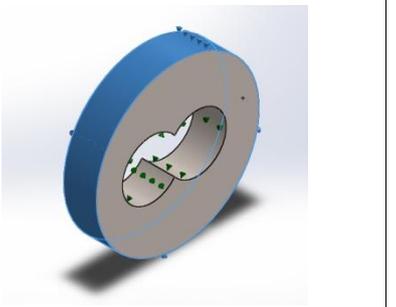
### ***B1. Bomba Egashira:***

Este estudo computacional (Software COSMOS) foi iniciado com o estabelecimento da geometria do domínio e a definição do volume de controle através do qual é feita a troca de calor entre o fluido interno das câmaras e o ambiente (Fig. B.1). As condições de contorno necessárias para obter a solução numérica do problema sistematizam-se na tabela B.1. Os resultados apresentam a distribuição de temperatura e fluxo de calor para toda a peça (Fig. B.2). Pode-se observar que a distribuição não é simétrica devido à geometria da bomba. É interessante ver como nas zonas de menor fluxo de calor se apresentam os máximos valores de temperatura como consequência dos fenômenos da inércia térmica.

A troca de calor média na superfície interior da carcaça foi estimada em 4682,67 W/m<sup>2</sup> (4,68 kW/m<sup>2</sup>). Assim, considerando a sua área interna, se tem um valor total de 0,83 kW. O valor da potência total foi de 41,63 kW e foi calculada considerando a geometria da bomba e suas condições de operação (30 bar, 90% FVG

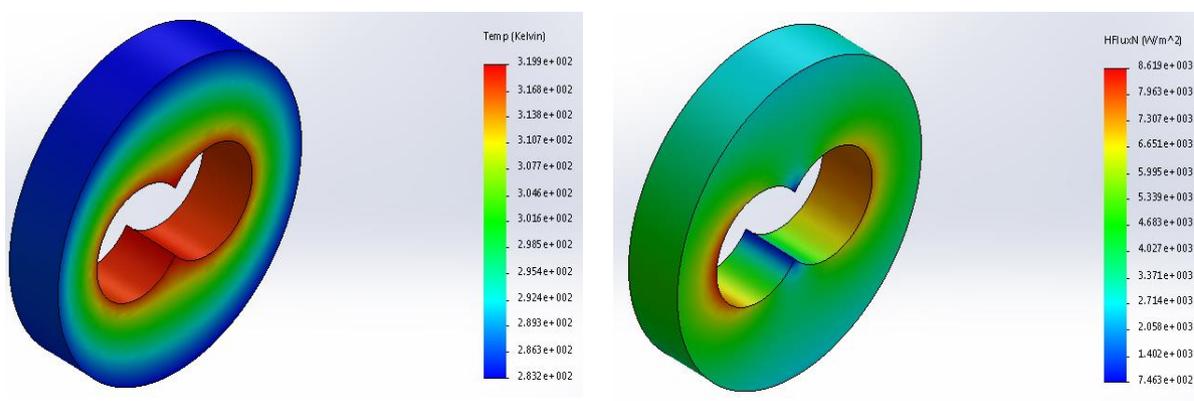
e 1200 rpm). Desta forma, com esses valores o  $R_{qp}$  foi estimado em 0,02  $kW_{Calor}/kW_{Potência}$ , o que significa que menos de dois por cento da potência fornecida ao fluido é transformada em calor e transferida para o ambiente. Considerando que as parcelas de calor e trabalho em cada câmara são utilizadas nos balanços de massa e energia para os cálculos dos estados termodinâmicos, é razoável considerar que a troca de calor pode ser desprezível nesses cálculos do modelo.

Tabela B.1 - Superfícies e coeficientes de troca de calor interna e externa.

Fenômeno	Superfícies de troca de calor	Dados simulações	
Convecção Interna		Coef de película Área interna ( $m^2$ )	3000 $W/m^2.K$ 0,09
		Temperatura Int.:	320 K
Convecção Externa		Coeficiente de película área externa ( $m^2$ )	800 $W/m^2.K$ 0,16
		Temperatura ambiente:	280 K

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura B.2 - Distribuição de temperatura e fluxo de calor na carcaça.



Fonte: Elaborado pelo autor.

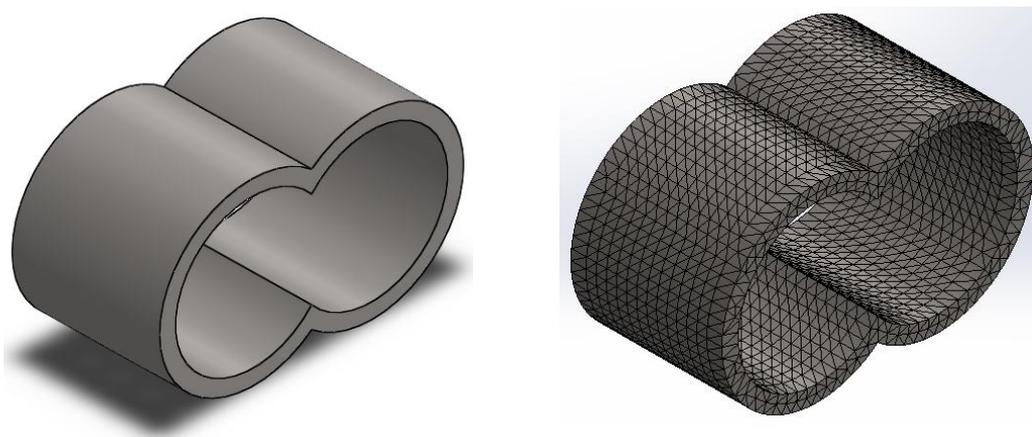
## ***B.2 Bomba Bornemann***

Para este caso se apresentam dois estudos que demonstram a pouca importância da troca de calor nos resultados. O primeiro foi uma análise com software comercial COSMOS (Dassault Systèmes Corp, 2013) aplicado a toda a bomba. No segundo foram revisados os balanços de massa e energia para cada uma das câmaras da bomba e por cada iteração.

### **B.2.1 Análise com o software comercial**

Similar à bomba anterior, o estudo computacional começou com o estabelecimento da geometria do domínio e definição do volume de controle através do qual é feita a troca de calor entre o fluido interno das câmaras e o contorno (Fig. B.3). As condições de contorno necessárias para obter a solução numérica do problema sistematizam-se na tabela B.2. Os resultados apresentam a distribuição de temperatura e fluxo de calor para toda a peça. Pode-se ver que a distribuição não é simétrica devido à geometria da bomba. É interessante observar como nas zonas com menor fluxo de calor aparecem os máximos valores de temperatura, que ocorrem como consequência dos efeitos da inércia térmica (Fig. B.4).

Figura B.3 - Geometria e domínio computacional do liner.(Bomba Petrobras).

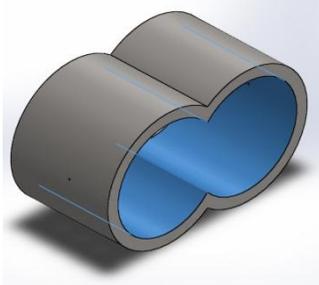
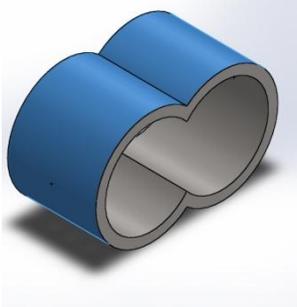


Fonte: Elaborado pelo autor.

A troca de calor média na superfície interior da carcaça foi estimada em  $17244,28 \text{ W/m}^2$  ( $17,24 \text{ kW/m}^2$ ). Assim, considerando a sua área interna, tem-se um valor total de  $7,04 \text{ kW}$ . A potência total foi calculada considerando a geometria da bomba e suas condições de operação (60 bar, 90% FVG e 1800 rpm), estimando-se um valor de  $210 \text{ kW}$ . Com esses valores o  $R_{qp}$  foi estimado em  $0,03$

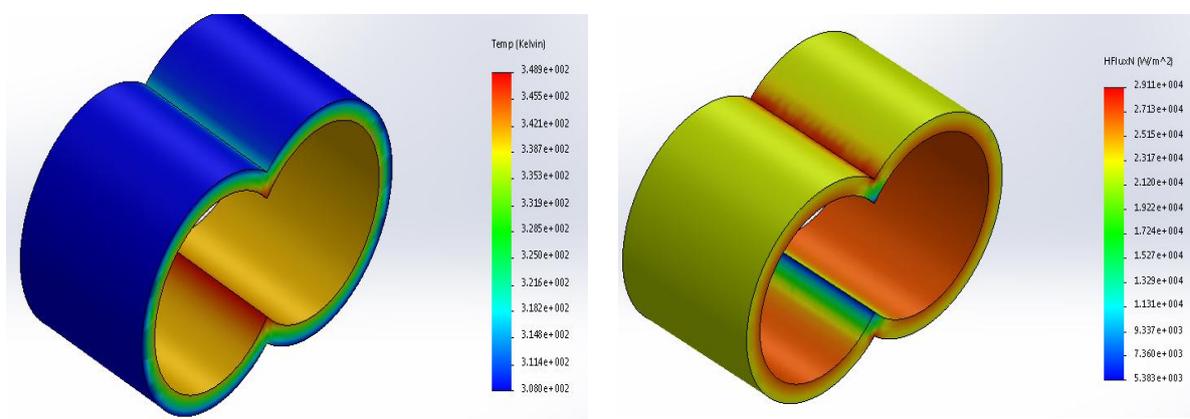
kWCalor/kWPotência. O que significa que menos de quatro por cento da potência fornecida ao fluido; é transformada em calor e trocada para o ambiente. Considerando que as parcelas de calor e trabalho em cada câmara são utilizadas nos balanços de massa e energia para os cálculos dos estados termodinâmicos é razoável considerar que a troca de calor pode ser desprezível nesses cálculos do modelo.

Tabela B.2 - Superfícies e coeficientes de troca de calor interna e externa.

Fenômeno	Superfícies de troca de calor	Dados simulação
Convecção Interna		Coeficiente de película de 4500 W/m <sup>2</sup> .K Área interna (m <sup>2</sup> ) 0,21 Temperatura Int. 350 K
Convecção Externa		Coeficiente médio de película 750 W/m <sup>2</sup> .K Área Ext. (m <sup>2</sup> ) 0,23 Temperatura ambiente: 280 K

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura B.4 - Distribuição de temperatura e fluxo de calor no *liner*.



Fonte: Elaborado pelo autor.

### B.2.2. Análise de resultados do modelo

Na tabela B.3 apresentam-se, para cada uma das 6 câmaras, os cálculos dos balanços de massa e energia (mostrados nas figuras 3.1 e 3.2) numa iteração (1/50 volta). Pode-se comprovar que, para cada câmara, os valores da troca de calor são desprezíveis quando comparados aos do trabalho fornecido ao fluido ( $W$ ); o refluxo ( $mh$ ) e energia interna armazenada ( $U$ ). Portanto, os fenômenos de troca de calor não são relevantes nos cálculos dos estados termodinâmicos das câmaras da bomba.

Tabela B.3 - Balanços de energia para uma iteração (1/50 volta).

	<b>CÂMARA 1</b>	<b>CÂMARA 2</b>	<b>CÂMARA 3</b>	<b>CÂMARA 4</b>	<b>CÂMARA 5</b>	<b>CÂMARA 6</b>
<b>Q(kJ)</b>	0,000194764	0,0001	0,0005	0,00045	0,00054	0,00048
<b>W(kJ)</b>	0,045357195	0,079186	0,075414	0,03337	0,0152	0,02289
<b>R<sub>qp</sub></b>	0,004294005	0,00126285	0,00663007	0,01348517	0,03552632	0,02096986
<b>mh<sub>in</sub> (kJ)</b>	1,6800499	2,0504097	2,8168158	3,9791857	4,1594142	4,18216905
<b>mh<sub>out</sub> (kJ)</b>	1,679660136	2,0506877	2,5170578	3,9805527	4,1751472	4,19375405
<b>U1(kJ)</b>	33,55544581	40,929386	55,961644	79,552161	83,189357	83,632556
<b>U2(kJ)</b>	33,600998	41,008194	56,336316	79,583714	83,188284	83,643381

Fonte: Elaborado pelo autor.

Deve-se considerar que a variação da energia interna no fluido durante o processo de bombeamento (relacionado ao atrito e compressão de gás nas câmaras) é absorvido pelo líquido deslocado nas câmaras e que as superfícies internas da bomba, para a troca de calor, são muito pequenas devido ao baixo comprimento dos rotores das bombas (0,1 e 0,2 m respectivamente). Portanto, mesmo se houvesse um potencial de troca de calor importante nas câmaras seria limitado pela área de transferência de calor. Além disso, considera-se que o fluido se desloca a altas velocidades através das câmaras da bomba, e que ele não tem tempo de efetuar uma troca de calor considerável que pudesse influenciar os estados termodinâmicos de cada câmara. Assim, para evitar danos por superaquecimento, a única alternativa de refrigeração das peças internas da bomba é o líquido presente nas câmaras durante o bombeamento. Portanto, é justificado que os sistemas de segurança das bombas injetem líquido nas suas câmaras quando as temperaturas incrementam-se pelas condições de operação, especialmente quando se atingem valores acima de 90% de FVG.

Desconsiderar a troca de calor no modelo é favorável porque poupa recursos computacionais e diminui o tempo de execução do programa. Porém, o cálculo da troca de calor é necessário para determinar as distribuições de temperatura no *liner* e os parafusos, fundamentais para o cálculo da expansão térmica dentro da bomba, que como foi estudado, determina as condições de operação em que aparecem fenômenos de contato.

---

## Apêndice C

# Cálculo do número efetivo de câmaras

---

O número efetivo de câmaras da bomba foi calculado pelas correlações desenvolvidas para bombas de um filete por Ramos (2015); como mostrado nas equações seguintes:

$$N_{BM} = \frac{(\Delta V)_{fl}}{2\Delta V_1} \quad (C.1)$$

$$(\Delta V)_{fl} = (\Delta V)_{Gic} - 2\pi R_{in}^2 l - 2V_{fil} \quad (C.2)$$

$$\Delta V_1 \cong \frac{p}{\cos \alpha_m} (R_{ext} - R_{in}) \frac{p}{2} \quad (C.3)$$

$$(\Delta V)_{Gic} = 2l \left[ (\pi - \beta) R_{ext}^2 + \frac{d_{lc}^2 \tan \beta}{4} \right] \quad (C.4)$$

$$V_{fil} \cong \frac{l}{\cos(\alpha_m)} (R_{ext} - R_{int}) \frac{p}{2} \quad (C.5)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left( \frac{d_{lc}}{2R_{ext}} \right) \quad (C.6)$$

$$d_{lc} = R_{ext} + R_{in} \quad (C.7)$$

$$\alpha_m = \left( \frac{2\pi R_m}{p} \right) \quad (C.8)$$

$$R_m = \frac{R_{ext} + R_{in}}{2} \quad (\text{C.9})$$

---

## Apêndice D

# Resumo da metodologia empregada no desenvolvimento da tese

---

Para o estudo, desenvolvimento e conclusão desse trabalho foi criada a seguinte metodologia, a qual foi dividida em três fases como é apresentada na figura D1.

**FASE 1:** Compreende a revisão do estado da arte do projeto, por meio da sistematização e análise de fontes secundárias que permitam conhecer as bombas multifásicas de duplo parafuso em nível mundial, em referência a sua tecnologia, princípios de funcionamento, modelagem, simulação e estudos experimentais. Procurou-se definir os parâmetros mais influentes em seu desempenho, os avanços em modelos matemáticos e estudos relacionados, com a finalidade de propor inovações e aprimorar os atuais modelos computacionais que ajudam a prever os fenômenos relacionados com o desempenho das bombas multifásicas de duplo parafuso.

Para obtenção de maiores informações sobre o desempenho das bombas multifásicas de duplo parafuso foram realizados diversos estudos de sensibilidade utilizando o código computacional desenvolvido por Nakashima (2005). Com diferentes fluidos de trabalho (óleo-gás e água-ar), FVG e variadas condições de operação foram avaliados o rendimento volumétrico, a vazão de sucção, a distribuição de pressão e temperatura entre outros.

Entre as principais oportunidades para ampliar a brecha de conhecimento na modelagem e simulação das bombas multifásicas de duplo parafuso encontrou-se: o melhoramento da geometria da bomba (usada para criar os domínios computacionais) e a incorporação dos efeitos da abertura gradual da câmara de descarga, a recirculação de líquido entre a sucção e descarga (para garantir a selagem das câmaras, modelagem da troca de calor no *liner*, efeitos da dilatação térmica, entre outros.

Figura D.1 - Esboço da metodologia proposta para desenvolvimento dos processos de modelagem e simulação das bombas multifásicas de duplo parafuso.



Fonte: Elaborado pelo autor.

**FASE 2:** Os resultados da primeira fase forneceram os parâmetros importantes, as melhorias possíveis e os requisitos atuais da tecnologia, e os avanços e requerimentos atuais na modelagem e a simulação das bombas multifásicas. Os diferentes modelos obtidos foram agrupados em três tipos: hidrodinâmicos, termo-hidráulicos e de transferência de calor. Na seguinte fase avalia-se sua compatibilidade com os requerimentos definidos e a possibilidade de desenvolver novos modelos, para a implementação no código computacional existente e para que

possam ser ajustados baseados na bibliografia existente e nos dados experimentais encontrados na literatura.

**FASE 3:** Nesta fase foi realizada a implementação numérica das equações desenvolvidas na fase anterior. As rotinas e métodos que necessários para as soluções dos modelos desenvolvidos foram implementadas utilizando programação orientada a objetos através da linguagem de programação C<sup>++</sup>. Para tanto, utilizou-se o ambiente de programação Eclipse IDE for C/C++ para Linux, versão Indigo 3.7. Toda a programação e simulações foram feitas no ambiente Linux Ubuntu versão 12.1.

Foram conduzidas todas as provas e simulações de desempenho do código e validação e com dados experimentais encontradas na literatura. Foi escrito o documento da tese e apresentados os informes de divulgação científica de resultados da investigação.