

Contribuição ao Projeto de Sistemas de Propulsão de Fluidos

Arlindo Garcia de Sá Barreto Neto

Tese de Doutorado submetida à Coordenadoria do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Campina Grande - Campus de Campina Grande como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Doutor em Ciências no Domínio da Engenharia Elétrica.

Área de Concentração: Processamento da Informação

Antonio Marcus Nogueira Lima, Dr.

Orientador

Helmut Neff, Dr.

Orientador

Campina Grande, Paraíba, Brasil

©Arlindo Garcia de Sá Barreto Neto, Março de 2013

Contribuição ao Projeto de Sistemas de Propulsão de Fluidos

Arlindo Garcia de Sá Barreto Neto

Tese de Doutorado apresentada em Março de 2013

Antonio Marcus Nogueira Lima, Dr.

Orientador

Helmut Neff, Dr.

Orientador

Campina Grande, Paraíba, Brasil, Março de 2013

FICHACATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

B273c Barreto Neto, Arlindo Garcia de Sá.
Contribuição ao projeto de sistemas de propulsão de fluidos / Arlindo Garcia de Sá Barreto Neto. – Campina Grande, 2013.
206 f.

Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Engenharia Elétrica e Informática, 2013.

"Orientação: Prof. Dr. Antonio Marcus Nogueira Lima, Prof. Dr. Helmut Neff".

Referências.

1. Microbomba. 2. Métodos dos Elementos Finitos. 3. Biosensor.
I. Lima, Antonio Marcus Nogueira. II. Neff, Helmut. III. Título.

CDU 621.655(043)

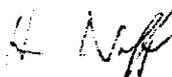
"CONTRIBUIÇÃO AO PROJETO DE SISTEMAS DE PROPULSÃO DE FLUIDOS"

ARLINDO GARCIA DE SÁ BARRETO NETO

TESE APROVADA EM 22/03/2013



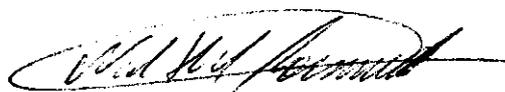
ANTONIO MARCUS NOGUEIRA LIMA, Dr., UFCG
Orientador(a)



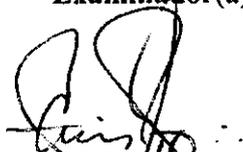
FRANZ HELMUT NEFF, Dr, UFCG
Orientador(a)



JOSÉ SÉRGIO DA ROCHA NETO, D.Sc., UFCG
Examinador(a)



NILTON ITIRO MORIMOTO, Dr., USP
Examinador(a)



FRANCISCO DE ASSIS FERREIRA TEJO, D.Sc., UFCG
Examinador(a)



MÁRCIO NOGUEIRA DE SOUZA, Dr., UFRJ
Examinador(a)

CAMPINA GRANDE - PB

Dedicatória

Este trabalho é dedicado a minha esposa, Virginia Mirtes de Alcântara, e aos meus filhos, Vinícius e Viviann, por minhas ausências, saudade e intranquilidade, extemporâneas, que lhes causei, e, também, dedicado a minha mãe, Maria Valdira Garcia, por sempre acreditar e incentivar aos meus estudos.

Ao meu pai Manuel Francisco (in memoriam), que dignamente me apresentou à importância da honestidade e persistência.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente à Deus, pelo dom da vida e pelo caminho que me permitiu seguir, muitas vezes árduo, e repleto de escolhas. À minha família, que sempre me apoiou e encorajou, mesmo quando isso significou minha ausência, física ou emocional.

Ao Professor Antônio Marcus Nogueira Lima, pela orientação, colaboração, participação e confiança durante todo o desenvolver desta tese.

Ao Professor Helmut Neff, pelas críticas, sugestões e ajuda científica sobre a temática do trabalho.

Aos Professores Carlos Araújo (DEM-UFCG), Francisco Tejo (DEE-UFCG) e Danievertton (DF-UFCG), pela ajuda na execução de algumas atividades.

Aos colegas do Grupo de Biossensores, Luiz Hermano, Cleumar Moreira, Fernanda Cecilia, Leivan Casimiro, Caio Luiz e Carlos Alberto, pelas contribuições ao longo do desenvolvimento desse trabalho.

Ao CNPq pelo suporte financeiro.

A Adilson e a empresa KROMME pela colaboração técnica para a manufatura da bomba piezoelétrica.

Enfim a todos aqueles que direta ou indiretamente contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho. Serei sempre grato.

Resumo

Este trabalho trata do projeto, desenvolvimento e implementação de dispositivos de propulsão de fluidos para equipamentos, que operem com taxa de fluxo na faixa de $30 \mu l/min$ - $70 \mu l/min$, e na faixa de, $700 \mu l/min$ até $50 ml/min$. Foram investigados três tipos de propulsor de fluido: uma bomba peristáltica linear, bidirecional, sem válvula e acionada por três atuadores, uma bomba de diafragma unidirecional usando a estrutura bocal/difusor e uma bomba de vácuo, com válvula, acionada por um único atuador. Para o desenvolvimento de um sistema de propulsão de fluxo, foi concebida uma metodologia de projeto usando uma ferramenta computacional baseada em elementos finitos, para determinar características mecânicas e fluídicas associadas ao sistema de transporte de fluidos proposto, isto é, projeto mecânico e projeto fluidodinâmico. O projeto mecânico trata, basicamente, da produção da força necessária para deslocar o fluido, possibilitando uma investigação de produção de força por meio do campo elétrico ou de campo magnético, isto é, definição do atuador. Além disso, o projeto mecânico avalia o espaçamento e a quantidade de atuadores para proporcionar fluxo bidirecional sem utilização de válvula de controle de fluxo. O projeto fluidodinâmico tem como objetivo definir a melhor sequência de acionamento dos atuadores, tendo em vista o desempenho da bomba em termos de vazão. Assim, foi desenvolvido um modelo computacional baseado numa formulação com interação fluido-estrutura para o desenvolvimento da bomba peristáltica linear. Para o projeto da bomba de vácuo, foi desenvolvido um modelo computacional com a abordagem de fluxo multifásico (ar/água), avaliando-se o comportamento do fluxo de saída com relação à presença de oscilações, bem como da vazão em função da entrada de ar. Por fim, foram construídos protótipos das bombas com base nas decisões de projeto, tomadas a partir de resultados obtidos da modelagem computacional. Para cada tipo de bomba foi desenvolvida uma plataforma de testes apropriada, sendo realizados ensaios de vazão e pressão. Os resultados obtidos nas simulações apresentaram erro médio inferior a 5% em relação aos dados experimentais, validando a metodologia e a modelagem desenvolvida.

Abstract

This paper deals with conception, design, development and implementation of propulsion components for micro-fluidic systems that operate within the flow rate range from $30 \mu\text{l}/\text{min}$ to $70 \text{ ml}/\text{min}$. Three principles of flow propulsion have been investigated: a valve free linear and bidirectional peristaltic pump, driven by three actuators; a unidirectional diaphragm pump that comprises the nozzle/diffuser structure; and the vacuum pump, driven by a single actuator. In order to develop an optimized flow propulsion system, a new design methodology has been implemented. It relies on a finite-element based simulation approach to assess crucial mechanical and flow design features, associated with the fluid transport system. The mechanical design study basically considers the generation of forces, required to squeeze or deform tubings and membranes by means of electric or magnetic fields, i.e., the definition of an appropriate actuator design. Furthermore, the mechanical design study explores and defines the appropriate geometric spacing as well as the optimum number of actuators to provide bidirectional flow, without the use of flow valve control. The fluid-dynamic design aims to define the optimal sequence of drive actuators in order to provide a better pump performance of the outlet flow. Also a computational model based on fluid-structure interaction has been used in this design. On the other hand, a computational model has been also developed for the vacuum pump design, by using a multiphase (air/water) flow approach. It aims to evaluate the outlet flow behavior with the presence of oscillations and as a function of the air input. For the conception of the diaphragm pump, the design methodology previously used for the peristaltic pump has been adopted with a few modifications to fit the pump type. Eventually, hardware circuits were designed in accordance of the simulation results. These results have shown good agreement with experimental data, which validates the developed methodology and modeling.

Sumário

1	Introdução	1
1.1	Microsistemas de análise	1
1.1.1	Equipamentos de análise	2
1.1.2	Sistemas de propulsão de fluxo	5
1.2	Motivação	6
1.3	Objetivo	7
1.3.1	Objetivos específicos	7
1.4	Metodologia	7
1.5	Estrutura do documento	8
2	Contextualização e perspectiva histórica	11
2.1	Introdução	11
2.2	Definições e relatos históricos	11
2.2.1	Microbombas	13
2.3	Válvulas e atuadores	25
2.3.1	Válvulas	25
2.3.2	Atuadores	27
2.3.3	Métodos de atuação	28
2.4	Considerações finais	32
3	Fundamentação teórica	35
3.1	Introdução	35
3.2	Fluidos	36
3.2.1	Propriedades dos Fluidos	36

3.2.2	Equações de conservação	38
3.2.3	Escoamento multifásico	40
3.3	Sólidos	42
3.3.1	Propriedades mecânicas	42
3.3.2	Equação que governa o movimento num sólido	46
3.3.3	Material Piezoelétrico	46
3.4	Considerações finais	47
4	Bomba peristáltica linear	49
4.1	Introdução	49
4.2	Movimento peristáltico e bombeamento	50
4.3	Proposta da bomba peristáltica linear	52
4.3.1	Premissas de projeto acerca do tubo	53
4.3.2	Metodologia de projeto	56
4.4	Projeto da bomba linear	60
4.4.1	Considerações iniciais	60
4.4.2	Projeto mecânico: aspectos relacionados ao tubo de látex	62
4.4.3	Projeto fluídico	70
4.4.4	Resultados: experimentais e simulações	83
4.4.5	Bombeamento com o tubo de silicone	94
4.5	Considerações finais	99
5	Minibomba peristáltica linear	100
5.1	Introdução	100
5.2	Ligas com memória de forma	100
5.3	Microbombas de SMA: breve resumo de alguns trabalhos	102
5.4	Proposta da minibomba peristáltica linear	104
5.4.1	Projeto da minibomba peristáltica linear	105
5.4.2	Caracterização do fio de SMA	108
5.4.3	Construção do protótipo	110
5.4.4	Plataforma de teste e sequência de acionamento	112

5.4.5	Resultados experimentais e de simulações	116
5.5	Considerações finais	118
6	Bomba de vácuo	119
6.1	Introdução	119
6.2	Bombas para dispositivos analíticos	119
6.3	Arcabouço da bomba de vácuo	123
6.4	Simulações	125
6.4.1	Resultados de simulações	125
6.5	Plataforma experimental	134
6.6	Resultados experimentais e de simulações	139
6.7	Considerações finais	141
7	Minibomba piezoelétrica	142
7.1	Introdução	142
7.2	Bomba de diafragma	143
7.2.1	Teoria sobre bocal/difusor	144
7.2.2	Análise de retificação do difusor usando-se fluxo volumétrico	152
7.3	Projeto para a minibomba piezoelétrica	154
7.4	Considerações finais	186
8	Conclusões e perspectivas	188
8.1	Trabalhos futuros	190
8.1.1	Bomba peristáltica linear com solenoides	190
8.1.2	Bomba peristáltica linear com SMA	191
8.1.3	Bomba de ar	191
8.1.4	Bomba piezoelétrica	192
	Referências Bibliográficas	193

Lista de Símbolos e Abreviaturas

A_f Temperatura final de ativação [$^{\circ}C$]

A_s Temperatura inicial de ativação [$^{\circ}C$]

AR Razão de áreas

AS Relação de aspecto

ΔP_D Diferença de pressão no sentido difusor [Pa]

ΔP_B Diferença de pressão no sentido bocal [Pa]

$|\Phi_1|$ Fluxo transportado pelo difusor [m^3/s]

$|\Phi_2|$ Fluxo transportado pelo bocal [m^3/s]

L Comprimento do difusor [m]

C_p Coeficiente de recuperação de perdas

C1, C2, C3, Refere-se as três câmaras de bombeamento

$d.i, d.e$ Diâmetro interno e externo, respectivamente [m]

d_{pi} Distância entre os pistões

D Largura da entrada do difusor [m]

D_m Comprimento da câmara de bombeamento

D_e Largura da saída do difusor [m]

G Módulo de cisalhamento

G_0 Ganho do amplificador

K Coeficiente de perda

\bar{u} Velocidade média do fluxo [m/s]

λ_l Comprimento de onda

c^* Velocidade do som no ar [m/s]

ρ Densidade do fluido [kg/m^3]

ξ Perda total de pressão

ξ_n/ξ_d Perdas de pressão no sentido bocal e difusor

$Kd,1, Kd,2$ Coeficientes de perdas de pressão para as duas regiões do difusor

$Kd,3$ Coeficiente de perdas de pressão para a região três do difusor

ζ Rendimento do difusor

K_{in}, K_{out} Perdas de pressão nas regiões de entrada e saída do difusor

Re Número de Reynolds

2θ Ângulo de divergência [°]

θ_a Ângulo de atraso [°]

B_t Fator de bloqueio da camada limite na entrada do difusor

Ma Número de Mach

$\Delta x \Delta x \Delta z$ Volume elementar [m^3]

ΔV Variação de volume

Δ_{PH} Pressão hidrostática [Pa]

$m, \Delta m$ Massa e variação de massa, respectivamente

τ Tensão tangencial

κ Tensão normal

D_h Diâmetro hidráulico [m]

ϵ Relação de compressão

Pe Perímetro molhado [m]

L_i Comprimento de entrada fluidodinâmico

H_2O Fórmula molecular da água

\mathbf{u} Vetor velocidade

u, v, w Componentes da velocidade nas direções x, y e z , respectivamente

u_s, v_s, w_s Componentes do deslocamento nas direções x, y e z , respectivamente

Δt Incremento temporal

Δx Incremento espacial na direção x

Δy Incremento espacial na direção y

Δz Incremento espacial na direção z

P^* Potência fluídica [Watt]

P_{act} Potência do atuador [Watt]

p_{act} Pressão aplicada pelo atuador [Pa]

R_G Resistor do ganho do amplificador AD623

Q Fluxo volumétrico [ml/min]

q_{in} Volume contido num ervatório

- q_{out} Volume transportado
- τ Tensão de cisalhamento
- τ_{xx} Tensão normal à face x [Pa]
- τ_{yx} Tensão de cisalhamento na face yx [Pa]
- τ_{zx} Tensão de cisalhamento na face zx [Pa]
- η Viscosidade [Pa s]
- c_p Calor específico [$cal/(g^\circ C)$]
- ∇ Operador nabla
- M_s Temperatura inicial de recuperação [$^\circ C$]
- M_f Temperatura final de ativação [$^\circ C$]
- S^* Termo de fonte associado às três componentes cartesianas
- T_e Temperatura [$^\circ C$]
- ν Coeficiente de viscosidade cinemática [m^2/s]
- T_{min} Menor ciclo de trabalho admissível do sistema
- T Ciclo de trabalho [s]
- T_a Temperatura
- T_{aq} Temperatura de aquecimento
- T_{ref} Temperatura de resfriamento
- v_m Velocidade média do fluido [m/s]
- γ Espessura da interface
- φ Índice de retificação

v^* Volume deslocado

Z Impedância elétrica [Ω]

ABS *Acrylonitrila butadieno estireno*

DRIE *Deep reactive-ion etching*

LMF Liga de memória de forma

FIA *Flow Injection Analysis*

H1N1 Influenza A

HTLV1 Vírus linfotrópico da célula humana do tipo 1

HTLV2 Vírus linfotrópico da célula humana do tipo 2

HIV1 Vírus da imunodeficiência humana-Aids

HIV2 Segundo tipo do organismo que causa a Aids

MEF Método dos Elementos Finitos

PBS *Phosphate-Buffered Saline*

PZT *Lead Zirconate Titanate*

PVDF *Polyvinylidene fluoride*

SPR *Surface Plasmon Resonance*

SMA *Shape Memory Alloy*

UV Luz ultra violeta

V_p Tensão de pico

Lista de Tabelas

2.1	Biocompatibilidade para MEMS [1]	18
2.2	Comparação da energia e o tempo de resposta para os atuadores.	30
2.3	Comparação do deslocamento e o tempo de resposta para os atuadores.	31
2.4	Comparação entre atuadores para microbombas [2].	31
4.1	Propriedades dos materiais usados nas simulações deste capítulo	65
5.1	Propriedades dos materiais usados na simulação	116
5.2	Vazão média em função do tempo de ativação: Simulação e Experimental	117
6.1	Densidade e viscosidade: ar e água na temperatura $25^{\circ}C$	127
6.2	Taxa de fluxo, em ml/min	132
7.1	Dados do desempenho máximo de difusores [3]	151
7.2	Propriedades físicas: Latão, PZT-5A e Cola	162

Lista de Figuras

1.1	Diagrama de blocos de um sistema de análise usando um biossensor com elemento sensível	3
2.1	À esquerda a fotografia do <i>Graphosoma lineatum</i> , e à direita a ilustração da seção transversal da microbomba do inseto [4].	12
2.2	Ilustração de uma estrutura típica para uma válvula tipo <i>flap</i> . É um tipo de válvula unidirecional, na qual uma extremidade é fixada, enquanto a a outra fica livre para se movimentar.	14
2.3	Sequência de acionamento da bomba peristáltica [5].	15
2.4	Sequência de acionamento da bomba com válvula passiva de retenção de fluxo. O atuador, ao pressionar a membrana, abre a válvula da direita e o fluido é liberado (fase de bombeamento); ao retornar, a válvula da esquerda é aberta e em seguida o fluido entra na bomba (fase de admissão), completando o ciclo [6].	16
2.5	(a) Diagrama de bloco do dispositivo integrado de análise (<i>Lab-On-Chip</i>); (b) Sistema de propulsão de fluido.	19
2.6	Classificação das bombas.	21
2.7	(a)-(b): Desenho das válvulas de controle de fluxo e suas respectivas imagens usando SEM (<i>Scanning Electron Microscope</i>) [7]; (c) válvula de controle tipo esfera (<i>ball valve</i>) [8]; (d) válvula tipo pneumática [9]	26
2.8	Bomba piezoelétrica tipo <i>valveless</i> [10].	27
2.9	Diferentes tipos de atuadores.	28

2.10	Comparação com diferentes tipos de atuadores: (a) Taxa de fluxo e (b) Contrapressão [2].	32
3.1	Cisalhamento entre as camadas fluídicas, aumentando à medida que se aproxima da parede, formando um perfil parabólico da velocidade.	37
3.2	Volume de controle infinitesimal (V_c): (a) $t = 0$ e (b) $t = \Delta t$	39
3.3	Interface entre dois fluidos (ar/água), com espessura ϵ	41
3.4	(a) Configuração inicial; (b) Configuração deformada; (c) Deformação longitudinal na direção x	43
4.1	Bombas peristálticas: (a) rotativa, (b) linear [11, p.1627].	52
4.2	Tubo flexível subdividido em câmaras.	54
4.3	Estimativa do volume transportado pela bomba: (a)-seis fases, (b)-seis fases, (c)-três fases.	55
4.4	Esquema do projeto da bomba peristáltica linear: (a) vista isométrica, (b) vista de topo.	58
4.5	Diagrama de blocos para execução da metodologia de projeto.	60
4.6	Equipamento de análise dinâmico-mecânica: à esquerda, é mostrado o suporte do tipo <i>Cantilever</i> para fixação das amostras	61
4.7	Resultado do ensaio de compressão para as amostras dos tubos de látex.	62
4.8	Resultado do ensaio de compressão para as amostras dos tubos de silicone.	62
4.9	Geometria usada na simulação.	64
4.10	Vista frontal do conjunto tubo-pistão. Deslocamento da parede do tubo em milímetros, \mathbf{u}_s , em função da força aplicada: deslocamentos máximos de (a) 0%; (b) 50%; (c) 66% e (d) 100%. O conjunto de simulações apresentadas possui uma escala de cores normalizada, variando do azul, definido como mínimo, até o vermelho, o máximo.	66
4.11	Vista 3D da deformação sofrida pelo tubo: (a) diâmetro do pistão de 7 mm; (b) diâmetro do pistão de 8 mm; (c) diâmetro do pistão de 10 mm.	67

4.12	Vista lateral do conjunto tubo-pistão: (a) pistão de base circular e (b) pistão de base quadrática; (c) e (d) Deslocamento longitudinal da parede do tubo em função da força aplicada de 2,5 N, 3,0 N e 3,5 N, considerando o pistão de base circular e quadrática, respectivamente.	68
4.13	Posicionamento dos pistões de forma a individualizar o tubo de látex em três câmaras de bombeamento.	69
4.14	Máximo deslocamento (u_s^{max}) provocado pelo pistão de perfil circular, para o tubo de látex em função da força aplicada.	69
4.15	Vista lateral do conjunto tubo-pistão, considerando um tubo de silicone com diâmetros interno e externo, 2,0 mm e 3,0 mm, respectivamente: (a) pistão de base circular, com diâmetro de 7 mm; (b) Deslocamento longitudinal da parede do tubo, em função da força aplicada de 2,0 N, 3,0 N e 4,0 N	70
4.16	Posicionamento dos pistões, de forma a individualizar o tubo de silicone em três câmara de bombeamento	70
4.17	(a) Ilustração do conjunto tubo-pistão em 3D; (b) Arcabouço para simulação do modelo 2D; (c) Região de interação pistão-tubo (cor roxa); (d) Região de interação tubo-fluido (cor verde)	71
4.18	Malha deformada, em 3D	73
4.19	Evolução do deslocamento do tubo e saída do fluido, pelas extremidades	74
4.20	(a) Evolução temporal do deslocamento do pistão, (b) Vazão em uma extremidade do tubo.	75
4.21	(a) Malha deformada no tempo, pela ação da compressão na parede; (b) Estado inicial da malha antes da compressão; (c) Detalhe das malhas em um ponto específico	76
4.22	Simulação para o modelo 2D, com um único atuador pressionando a parede do tubo	77
4.23	Seção longitudinal do tubo	78
4.24	(a) Modo de sucção do fluido, (b) Modo de transporte do fluido em ambas as direções	79
4.25	Microbomba usando atuadores dotados de ímãs, posicionados com 120° em relação a polarização [12].	80

4.26	Geração da onda viajante por um conjunto de seis atuadores [13]	81
4.27	(a) Sinal trifásico, ângulo de atraso $\theta_a = 120^\circ$, (b) Sequência de acionamento derivada do sinal trifásico	81
4.28	(a)-Sequência em seis etapas, $\theta_a = 120^\circ$, (b)-Sequência em quatro etapas, $\theta_a = 90^\circ$, (c)-Sequência em três etapas.	82
4.29	Diagrama de blocos da montagem experimental: solenoide + tubo + circuito de acionamento + microcontrolador.	84
4.30	Diagrama elétrico do circuito de acionamento dos solenoides.	84
4.31	Posicionamento da bomba peristáltica linear e dos recipientes para realização do ensaio de vazão.	85
4.32	Resultados experimentais, com seis, quatro e três fases.	86
4.33	Resultado da simulação: vazão em função do tempo, considerando seis fases, $\theta_a = 120^\circ$ e $T=100$ ms.	87
4.34	Taxa de fluxo como função do ciclo de trabalho: Simulação e resultados experimentais. A sequência de trabalho usada está ilustrada na Figura 4.28-(a).	88
4.35	Simulação, com uma sequência de seis estágios, para um ciclo de trabalho de $T = 100$ ms.	89
4.36	Número de Reynolds para uma sequência de seis estágios ($T = 100$ ms).	90
4.37	Sinais de acionamento para os solenoides: (a), (b), (c); Perfil do fluxo de saída-(d).	91
4.38	Simulação com uma sequência de 6 estágios e $T = 100ms$: (a) $\theta_a = 60^\circ$, (b) $\theta_a = 120^\circ$	92
4.39	Variação do ângulo de atraso no acionamento dos atuadores.	93
4.40	Variação do ângulo de atraso no acionamento dos atuadores.	94
4.41	Simulações e resultados experimentais para a minibomba peristáltica com tubo de silicone.	95
4.42	Comportamento da taxa de fluxo ao reduzir o ângulo de atraso, para uma sequência de acionamento em quatro etapas	96
4.43	Parâmetros físicos variáveis com a temperatura: módulo de elasticidade, densidade e viscosidade.	97

4.44	Variação da taxa de fluxo normalizada, em função da temperatura no tubo (variação do módulo de elasticidade).	98
4.45	Variação da taxa de fluxo normalizada em função da temperatura no fluido (variação da densidade e viscosidade).	98
5.1	Relação potência-peso versus massa para diferentes atuadores [14, 15].	102
5.2	(a) Bomba peristáltica de SMA; (b) Estrutura do acionamento; (c) Válvula de controle de fluxo.	103
5.3	(a) Bomba peristáltica de SMA: atuador em relaxamento; (b) Bomba peristáltica de SMA: atuador em operação; (c) Partes da bomba de SMA: 1. fixação de entrada, 2. válvula a montante, 3. base da câmara, 4. válvula a jusante, 5. êmbolo, 6. câmara de bombeamento (tubo flexível), 7. braço do êmbolo e 8. Fio de SMA (atuador).	104
5.4	Ilustração da minibomba peristáltica linear de SMA.	105
5.5	Vista lateral do conjunto tubo-pistão considerando-se um tubo de silicone com diâmetros interno e externo, 2,0 mm e 3,0 mm, respectivamente: (a) pistão de base retangular com largura de 4 mm; (b) Deslocamento longitudinal da parede do tubo em função da força aplicada de 2,0 N, 3,0 N e 4,0 N; (c) Distância mínima para individualizar as cavidades.	106
5.6	Zona de interferência de uma câmara sobre a central.	107
5.7	Ilustração da geometria usada na simulação para avaliar a zona de interferência.	107
5.8	Percentual de interferência sobre o volume transportado.	108
5.9	Determinação das temperaturas de fase, utilizando-se um calorímetro DSC	109
5.10	Ilustração do esquema de montagem da minibomba de SMA	111
5.11	Protótipo da minibomba de SMA.	112
5.12	Ilustração da sequência de acionamento utilizada para a minibomba de SMA.	113
5.13	Circuito de acionamento dos fios de SMA.	113
5.14	Fotografia da plataforma de teste montada para a minibomba de SMA.	114
5.15	Sequência fotográfica de funcionamento da minibomba peristáltica de SMA	116
5.16	Resultados experimentais e de simulação para os tempos de aquecimento t_{aq} e resfriamento (t_{ref}) apresentados na Tabela 5.2	117

6.1	Sistema de propulsão de fluido para o sensor Spreeta.	121
6.2	(a) bomba de seringa, modelo LSP01-1C, fabricada pela "Baoding Longer Precision Pump Co., Ltd.", com taxa de infusão variando de 0,831 <i>nl/min</i> – 10,84 <i>ml/min</i> pesando 3,5kg; (b) modelo nacional, Ligneá BSS 100, fabricado por BIOSENSOR.	122
6.3	Micromisturador usando-se duas bombas tipo seringa.	122
6.4	Sistema de propulsão usando-se ar; P: compressor de ar, N: válvula de fluxo, BV: válvula de alívio de pressão, ST: tubo [16].	124
6.5	Seção transversal do recipiente contendo água e ar.	126
6.6	Anomalia no deslocamento da interface.	127
6.7	Simulação: Deslocamento do fluido1 (ar) e do fluido2 (água), em diferentes instantes de tempo, para uma velocidade, na porta de entrada, 2 mm/s.	128
6.8	Curva de vazão para um tempo de simulação de 0,8 s considerando-se uma velocidade de entrada com 1 mm/s de ar.	129
6.9	Simulação, para um tempo de 0 a 20 s, supondo uma velocidade na porta de entrada de 2 mm/s.	130
6.10	Simulação, para t de 0 a 10 s, supondo uma velocidade na porta de entrada de 10 mm/s.	131
6.11	Taxa de fluxo, em função da velocidade de entrada, apresentando um comportamento monotônico.	132
6.12	Perfil parabólico de velocidade na saída do tubo, para velocidades na porta de entrada de 10 mm/s, 5 mm/s e 2 mm/s.	133
6.13	Montagem experimental para a bomba de vácuo	135
6.14	Ilustração da bomba de vácuo, em configuração bidirecional, apresentando uma bifurcação para três canais	136
6.15	Ilustração da montagem experimental: (a) configuração com a bomba peristáltica de roletes; (b) configuração com o minicompressor de ar	137
6.16	(a) Sensor de pressão 26PCAFA6D; (b) Diagrama esquemático da etapa de amplificação do sensor de pressão 26PCAFA6D.	138
6.17	Curvas de pressão para água: (a) usando a bomba peristáltica de roletes (Ismatec); (b) usando a configuração de bomba de ar.	139

6.18	Resultados experimental e simulado para a bomba de vácuo	140
7.1	Diagrama de operação da bomba com o bocal/difusor: (a) modo de sucção, (b)-modo de bombeamento; Diferença de pressão: (c) sentido difusor, (d) sentido bocal	143
7.2	Operação da bomba com o válvula móvel: (a)-modo de sucção e (b)-modo de bombeamento	144
7.3	Geometria do difusor: (a)-plano; (b)-cônico	145
7.4	Mapa de estabilidade para o difusor plano [17, p.410]	145
7.5	Desempenho de difusores: (a) padrão ideal com bom desempenho; (b) padrão real com separação de camada limite e fraco desempenho (adaptado de [17])	146
7.6	Região de perdas de pressão ao longo do difusor.	147
7.7	Coeficiente de perdas entrada/saída do difusor [17]	149
7.8	Mapa de desempenho para os difusores: (a) plano (b) cônico	150
7.9	Diagrama de blocos para o desenvolvimento e execução da minibomba piezoelétrica	156
7.10	(a) buzzer piezoelétrico, (b) deformação do buzzer, (c) parâmetros geométri- cos do atuador	158
7.11	Esquema elétrico para acionamento e controle do buzzer	159
7.12	Sinal de saída do circuito elétrico de acionamento do buzzer	159
7.13	(a)- Esquemático do interferômetro de Michelson; (b) Set-up experimental	160
7.14	Franjas de interferência obtidas para o buzzer usando a montagem da Figura 7.13	161
7.15	Curva experimental para o deslocamento do buzzer	161
7.16	Deformação do vibrador piezoelétrico para uma tensão aplicada de 150 Vp. A máxima deformação calculada foi de 35,29 μ m no centro do atuador	163
7.17	Máxima deflexão obtida na parte central do atuador, em função da tensão aplicada	164
7.18	Deflexão do atuador em função da espessura da camada de cola	164
7.19	Excentricidade do atuador, d_e , definida como a distância entre os centros da membrana e da pastilha cerâmica piezoelétrica	165

7.20	a)- Buzzer piezoelétrico com $D_p = 30 \text{ mm}$, $D_{pzt} = 25 \text{ mm}$, $h_{pzt} = 0,13 \text{ mm}$, $h_p = 0,10 \text{ mm}$ e 160 V ; b)- Variação da máxima amplitude como função da excentricidade, d_e	166
7.21	Variação da amplitude do PZT com a espessura da membrana (h_p). O inset representa a relação h_p/h_{pzt} que maximiza o deslocamento	167
7.22	Comparação entre os resultados apontados por Barreto [18] e Xiaoping [19] .	168
7.23	Curvas normalizadas da amplitude em função do raio do atuador, R_{pzt} . . .	169
7.24	Comportamento da velocidade do fluido no difusor, considerando-se uma pressão de entrada de 200 Pa	170
7.25	(a)- Curvas de rendimento para os difusores; (b)- Comportamento do ângulo de abertura do difusor, considerando o máximo rendimento	171
7.26	(a)- Curvas de rendimento para os difusores; (b)- Comportamento do ângulo de abertura do difusor, considerando o máximo rendimento	172
7.27	À esquerda, o dimensional do buzzer; à direita, a ferramenta de corte desenvolvida	174
7.28	Relação entre o volume deslocado e área de contato	174
7.29	Volume deslocado pelo buzzer piezoelétrico: $D_p = 32 \text{ mm}$, $h_p = 0,1 \text{ mm}$. . .	175
7.30	Volume ocupado pelo difusor, $w_1 = 0,5 \text{ mm}$, $h = 400 \mu\text{m}$	176
7.31	Modos de oscilação do vibrador piezoelétrico, no ar	177
7.32	Amplitude normalizada dos modos de vibração do buzzer	177
7.33	Curva de impedância elétrica do vibrador piezoelétrico, no ar: simulado e experimental	178
7.34	Simulação do comportamento da amplitude do vibrador piezoelétrico no ar para o 1° e o 2° modos de vibrar	179
7.35	Simulação acústica da bomba piezoelétrica: frequência de ressonância do primeiro modo de vibrar	180
7.36	Variação da frequência de ressonância com a altura da câmara de bombeamento	180
7.37	Malha do modelo completo da bomba piezoelétrica, usando simetria axial . .	181
7.38	Resultado da simulação computacional: a) perfil de velocidade e deslocamento do atuador (vista superior); b) comportamento do vetor velocidade na fase de admissão da bomba (vista inferior)	182

7.39	Curva de vazão obtida da simulação numérica para o modelo da bomba completa	182
7.40	Arcabouço de montagem da bomba: duas chapas de acrílico e uma lâmina, no centro, de acetato	183
7.41	Fotografia do protótipo da minibomba piezoelétrica	184
7.42	Curva dinâmica de operação da minibomba em função da frequência, para uma tensão de alimentação do atuador de 150 Vp	185
7.43	Curva dinâmica de operação da minibomba em função da frequência, para uma tensão de alimentação do atuador de 150 Vp	186

Capítulo 1

Introdução

A introdução de agentes farmacológicos no corpo humano tem sido o foco inicial da pesquisa em sistemas de propulsão de microfluxo, conhecidos na literatura como microbomba. Dentre os primeiros sistemas de propulsão de microfluxo o fabricado por Jan Smits, em 1980, se destinava a controlar a liberação de insulina em diabéticos, mantendo níveis aceitáveis de açúcar no sangue, sem a necessidade de injeções [20]. Outras aplicações médicas também são atribuídas às microbombas como, por exemplo, no tratamento pelo processo de quimioterapia e na infusão intravenosa de medicamentos para tratamentos críticos, como o diabetes. No entanto, há outras áreas de aplicações como, por exemplo, na refrigeração de circuitos microeletrônicos [20, 21] e, mais recentemente, em sistemas miniaturizados para análises químicas e bioquímicas [20, 22, 23].

1.1 Microssistemas de análise

O desenvolvimento da tecnologia para miniaturização de sistemas de análises permitiu o surgimento de um novo conceito, o μ TAS (*micro total analysis systems*) também denominado "*lab-on-a-chip*" (LOC), segundo o qual todos os passos do processamento da análise (introdução da amostra, pré-tratamento da amostra, reações químicas, separação analítica e detecção) são realizados num único *chip* [24]. A miniaturização tem, como consequência imediata, a redução do volume da amostra, da quantidade de reagentes ou substâncias bioquímicas associadas, além da redução das dimensões físicas do equipamento, portabilidade,

redução do consumo de energia e baixo custo e da redução do índice de contaminação, permitindo uma resposta rápida e confiável para análise em função do volume reduzido da amostra. Os μ TAS são fabricados, em alguns casos, com vidro ou com polímeros e, na maioria dos casos, as tecnologias usadas são as de LIGA (litografia¹ por raios-X, sendo este último um processo de alto custo) e litografia "soft", usando-se feixe de elétrons ou com radiação ultravioleta (UV), processo este de menor custo [25]. Como consequência da popularização dos dispositivos microfluídicos de análise, que exigem o transporte de maneira acurada e uniforme de uma pequena quantidade de fluido, há um crescente interesse em dispositivos de propulsão de fluxo, ou seja, microbombas [20, 23].

1.1.1 Equipamentos de análise

Dentre os dispositivos de análise que vêm ganhando bastante projeção no cenário internacional, destacam-se os biossensores ópticos, baseados no fenômeno da ressonância de superfície de plasma (SPR, do inglês *-Surface Plasmon Resonance*). Tratam-se de dispositivos que apresentam elevada sensibilidade, não requerem a utilização de marcadores, apresentam rápido diagnóstico e, sobremaneira, têm a característica necessária para uma provável integração num *chip*. Esse dispositivo SPR é composto por um transdutor elétrico, elementos de condicionamento e processamento do sinal elétrico, sistema fluídico (propulsor de fluxo e célula fluidica), sendo a parte sensível uma biocamada (Figura 1.1).

O diagrama de blocos apresentado na Figura 1.1 ilustra um sistema de análise usando um biossensor cujo funcionamento é subdividido em três blocos (sistema fluídico, formação da biocamada e processamento dos dados). De início, o analito contido numa amostra fluídica (gás ou líquido) é transportado por um sistema propulsor de fluxo adequado até a célula de fluxo. Neste local, o analito entra em contato com o biorreceptor imobilizado na superfície do biossensor, produzindo uma mudança físico-química (variação de calor, índice de refração, resistência, capacitância, etc.) que pode ser identificada por um transdutor (eletroquímico, óptico, calorimétrico, acústico). A célula de fluxo é o local de acomodação da biocamada sobre a superfície sensora e, portanto, deve não interferir na resposta do

¹A técnica de litografia consiste em transferir estruturas micrométricas, da ordem de 10 a 100 μ m, para um substrato sólido com o auxílio de radiação UV ou raios-X.

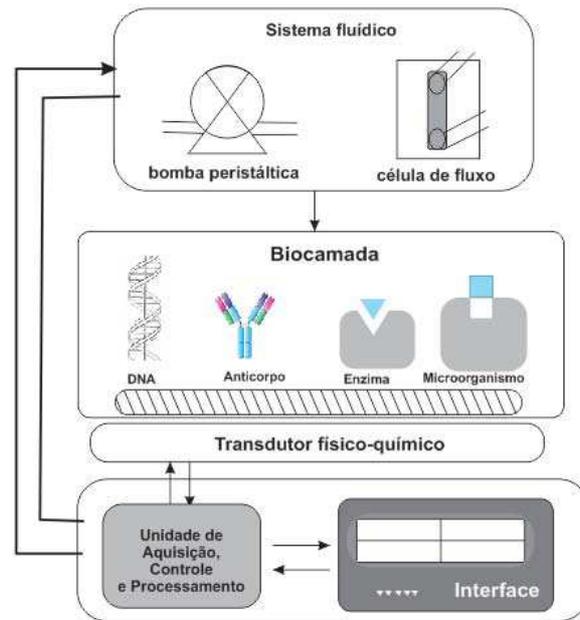


Figura 1.1: Diagrama de blocos de um sistema de análise usando um biossensor com elemento sensível

sensor. Desta forma, a célula de fluxo deve ser projetada de tal maneira que o volume morto seja o menor possível (com pouca recirculação) e, principalmente, não altere o regime de fluxo estabelecido no seu interior. Por outro lado, o sistema propulsor de fluxo deve ser capaz de manter uma taxa de fluxo constante ao longo do tempo ou, no máximo, apresentar pequenas oscilações restritivas ao mecanismo de propulsão escolhido. O sistema de propulsão de fluxo, ou bomba, é o único componente responsável pela movimentação da massa fluídica (analito) e, conseqüentemente, indispensável para o funcionamento do dispositivo SPR ou qualquer outro, no qual seja necessário fazer o transporte de fluido até os elementos sensores. A faixa de operação para um sistema de propulsão de fluxo para biossensores é da ordem de $30 - 800 \mu\text{l}/\text{min}$. No segundo bloco (biocamada) uma substância, denominada biorreceptor, é imobilizada. Os biorreceptores podem ser: enzimas, micróbios, organelas, células de animais ou plantas, tecidos de plantas ou animais, anticorpos, receptores, ácidos nucléicos e DNA, entre outras substâncias [26, 27]. No terceiro bloco o sinal elétrico resultante é então adquirido e processado. O sistema de aquisição, processamento e visualização dos dados, informa ao usuário se o analito foi ou não detectado e também a quantidade de analito na amostra [26, p.6].

Em se tratando de equipamentos comerciais, a Biacore foi a pioneira na fabricação de um biosensor comercial com a utilização de SPR. O instrumento da Biacore proporciona uma resposta confiável, mas este equipamento tem um custo elevado e um tamanho considerável, além de ser sensível as mudanças de ambiente e exigir manutenção constante. Outro biossensor, denominado VIR, apresenta alta sensibilidade, baixo tempo de resposta e baixa manutenção, mas é um equipamento de bancada, inviabilizando aplicações que exijam portabilidade. Outro biossensor comercial denominado de Spreeta é fabricado pela Texas Instrument, apresenta tamanho reduzido e um *design* feito de tal forma que todos os elementos necessário à excitação do efeito SPR estejam encapsulados num único invólucro, na qual mudanças de temperatura afetaram todos os componentes. Apesar do tamanho reduzido do sensor Spreeta, o conjunto incluindo o sistema de aquisição, processamento e transporte de fluxo, fazem com que o biossensor Spreeta também não seja uma alternativa portátil. De forma geral, os biossensores comerciais usam um sistema de propulsão de fluxo externo, sendo, na maioria dos casos, uma bomba peristáltica de roletes ou uma bomba de seringa, apresentando alto custo financeiro e ocupando um volume considerável em relação à plataforma de testes.

Portanto, para o desenvolvimento de um sistema de análises portátil, baseado no fenômeno SPR, torna-se necessária a redução das dimensões físicas acopladas ao sistema, ou seja, redução física da unidade de aquisição e controle, interface, circuitos de alimentação e condicionamento, estrutura mecânica para suporte e fixação da célula de fluxo como, também, a diminuição do sistema fluídico (sistema de propulsão de fluxo, tubos, conexões e estruturas de fixação). A redução física do sistema propulsor de fluxo, isto é, dos mecanismos usados para propeler a massa fluídica não devem, de sobremaneira, alterar o regime de fluxo ou a forma estável com o qual o mesmo deve ser transportado até os equipamentos analíticos. Entretanto, ao se reduzir o mecanismo de transporte da massa fluídica, pode-se reduzir a velocidade do fluido, em função do volume da amostra, surgindo, assim, a necessidade do aprimoramento com relação ao conhecimento da microfluídica, sobretudo no que diz respeito às técnicas de controle, manipulação e transporte dos fluidos.

1.1.2 Sistemas de propulsão de fluxo

O desenvolvimento de um sistema de propulsão de fluxo é bastante complexo e exige o estudo de todos os mecanismos que fazem parte da estrutura da bomba ou microbomba. Basicamente, são dois os tipos de bomba: bomba de deslocamento positivo (BDP) e a bomba dinâmica ou de variação da quantidade de movimento (a classificação das bombas será tratada, com mais detalhes, no Capítulo 2). As bombas dinâmicas simplesmente acrescentam quantidade de movimento ao fluido por meio de pás ou aletas, enquanto as BDPs forçam o movimento do fluido por meio de variações de volume, ou seja, comprimindo e succionando mecanicamente, o fluido numa cavidade. Em geral, as bombas dinâmicas geralmente proporcionam uma vazão maior com menor pressão de saída e uma descarga com fluxo mais estável (livre de oscilações) que as BDPs; no entanto, são ineficazes para lidar com líquidos de alta viscosidade (degradam muito o desempenho) e em geral carecem de escorvamento¹. A BDP, por outro lado, é autoescorvante e pode operar com pressões muito elevadas (até 300 atm) apresentando vazões baixas e controláveis, características essas imprescindíveis para miniaturização e integração num LOC, no qual não há possibilidade de encher a cavidade da bomba com o líquido. Das bombas BDPs, as que podem ser usadas como sistema propulsor de fluxo em sistema de análises e com potencial para redução de tamanho ou miniaturização são: bombas de êmbolo, de diafragma e peristáltica. Uma das partes mecânicas relevantes para essas bombas, é a válvula de controle de fluxo, que pode ser ativa (seu movimento é controlado por um atuador) ou passiva. Entretanto, bombas com partes móveis podem ter problemas, como elevadas quedas de pressão, através da válvula, fadiga e até mesmo o travamento, devido a fluidos com elevada viscosidade. Além disso, a miniaturização com o uso de partes móveis e faz o projeto ficar mais complexo e suscetível a falhas, sendo desaconselhada.

¹Escorvar uma bomba é encher de líquido sua carcaça e toda a tubulação de sucção, de modo que ela entre em funcionamento sem a existência de bolhas de ar em seu interior.

1.2 Motivação

No Brasil, nos últimos cinco anos, o Ministério da Saúde vem investindo na inovação de dispositivos de análises e diagnóstico rápido destinados a doenças virais (N1N1, HTLV1, HTLV2, HIV1, HIV2, hepatite B, hepatite C, doença de Chagas e sífilis), com o objetivo de desenvolver tecnologia nacional em laboratórios miniaturizados, os denominados *Lab-on-chip*. No País, de dimensões continentais, as políticas públicas convencionais de saúde são ineficientes para algumas de suas regiões, apresentando um lapso de tempo prolongado entre a coleta e o diagnóstico. Esse fato dificulta a profilaxia, podendo agravar o quadro epidemiológico, juntamente com outras doenças que já são negligenciadas pelas autoridades. Outro fato relevante é que o Brasil apresenta déficit na balança comercial, em insumos e equipamentos destinados a programas de saúde pública. Desta forma foi criado, em 2008, o Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia em Diagnósticos para a Saúde Pública (INCT), cujo objetivo é a implantação de novas tecnologias para diagnóstico de doenças causadas por micro-organismos que sejam relevantes para a saúde pública, desenvolvendo um sistema de diagnóstico rápido para diversas enfermidades do tipo *Point of Care* (coleta e diagnóstico no mesmo local).

Diante deste cenário nacional o Laboratório de Biossensores da UFCG (eBIO) iniciou o estudo para concepção de um dispositivo portátil para diagnóstico rápido e de baixo custo, baseado no fenômeno de SPR (*Surface Plasmon Resonance*). O primeiro trabalho foi o desenvolvimento de um Sistema Eletrônico de Aquisição e Processamento para biossensores, utilizando-se o princípio de ressonância de plasma de superfície [28], oferecendo uma alternativa portátil (com exceção do sistema propulsor de fluxo, pois usava uma bomba peristáltica externa) aos atuais equipamentos comerciais existentes. Em outro momento foi desenvolvido um trabalho focado na parte óptica do dispositivo SPR [29]. O trabalho consistiu no desenvolvimento de um *biochip* óptico para aplicações biológicas (PPBIO), baseado no princípio de ressonância de plásmons de superfície. O PPBIO é um dispositivo de baixo custo, (\approx US\$1,00), descartável e com possibilidade de uso com fontes de entrada monocromáticas e policromáticas. Com o objetivo de desenvolver um sistema de diagnóstico rápido e portátil, surgiu a necessidade de se desenvolver um sistema de bombeamento, de baixo custo, com características portáteis, para ser acoplado ao dispositivo SPR em desen-

volvimento no eBIO-UFCG. Sua importância está no fato de ser o único componente que possibilita a movimentação do analito (material a ser analisado) nos sistemas de análise /diagnóstico, de forma controlada, contínua e em regime laminar de fluxo e, portanto, indispensável.

Outro fato relevante é que, para a maioria das aplicações que necessitam de uma bomba peristáltica para o transporte do fluido, o fator limitante, está relacionado ao custo. Portanto, desenvolver uma solução alternativa de baixo custo e mantendo o padrão de fluxo estável em relação às bombas comerciais, também motivou o presente trabalho.

1.3 Objetivo

O objetivo final é a implementação de uma metodologia de projeto para a concepção de sistemas de propulsão de fluido, utilizando técnicas de elementos finitos para otimização das etapas do projeto.

1.3.1 Objetivos específicos

- Projetar e desenvolver uma bomba peristáltica linear: acionada com atuador magnético e com atuador de liga de memória de forma;
- Projetar e desenvolver uma minibomba de diafragma para ser acionada com atuador piezoelétrico;
- Projetar e montar uma uma bomba de vácuo.

1.4 Metodologia

A metodologia empregada no presente projeto é a de preparar as condições necessárias para o objetivo desejado. Para cada tipo de bomba será desenvolvida uma metodologia apropriada, apoiadas por simulações computacionais e ensaios experimentais. O propósito destas minibombas é atender aplicações em duas faixas; a primeira de $30 \mu\text{l}/\text{min} - 70 \mu\text{l}/\text{min}$ e a segunda de $0,7 \text{ ml}/\text{min} - 25 \text{ ml}/\text{min}$.

Para sua implementação, as seguintes etapas serão seguidas para a execução do presente projeto:

- Revisão bibliográfica sobre a temática em questão: tipos de bombas e mecanismo de bombeamento;
- Estudos do conjunto de equações que representam a dinâmica do bombeamento, a saber: equações da Mecânica dos fluidos (equação de Navier-Stokes, equação da Continuidade), equações da mecânica dos sólidos (equação de Newton para o movimento de um corpo, equações constitutivas: tensão-deformação);
- Desenvolver um modelo computacional baseado em elementos finitos para simular a dinâmica da bomba, e desta forma, aplicar esse estudo para o projeto e otimização de parâmetros relativos ao bombeamento, sejam eles elétricos, mecânicos ou fluidicos;
- Verificar qual a melhor técnica de manufatura disponível, dentro das condições do laboratório, para a produção dos protótipos;
- Desenvolvimento de uma plataforma de testes para validação dos resultados da simulação.

1.5 Estrutura do documento

O conteúdo desta tese está subdividido em capítulos. Na introdução foram apresentados a motivação e o objetivo do presente trabalho, além de uma breve descrição sobre microssistemas de análises e sistemas de propulsão de fluido.

Capítulo 2 - Contextualização e perspectiva histórica: Neste capítulo, é apresentada uma revisão bibliográfica sobre a evolução das microbombas, incluindo sua definição, classificação e aplicação. Nesse contexto são apresentados estudos comparativos sobre as partes que compõem a estrutura típica de uma microbomba (mecanismo de atuação, válvula e o tipo de material da manufatura), mostrando-se haver uma grande variedade de tipos de bomba, dentre as quais a melhor será aquela que poderá vir a atender às expectativas de projeto, tais como, dimensional (dimensões físicas), taxa de

fluxo, consumo de potência, durabilidade, resistência mecânica, biocompatibilidade, custo de fabricação e manutenção.

Capítulo 3 - Fundamentação teórica: Neste capítulo, apresenta-se a base conceitual usada em todo o escopo deste trabalho, trazendo uma abordagem sobre mecânica dos fluidos, mecânicas dos sólidos e sobre materiais piezoelétricos. No que diz respeito à mecânica dos fluidos é apresentada a formulação das equações clássicas de conservação da massa, do momento linear e da energia, derivando-se a equação de Navier-Stokes e a equação da continuidade, as quais descrevem o comportamento dinâmico do fluido. Além disso, apresentam-se definições básicas e propriedades do fluido usado no desenvolvimento do modelo numérico da bomba peristáltica linear. Ainda em relação à parte fluídica, apresentam-se o equacionamento e as definições acerca de fluxo bifásico, que será usado no desenvolvimento das simulações para a bomba de vácuo, quando há dois tipos de fluido (ar e água). Na seção referente a materiais piezoelétricos, serão apresentadas as definições, equações constitutivas e propriedades físicas do material piezoelétrico, informações essas usadas no estudo do atuador piezoelétrico.

Capítulo 4 - Bomba peristáltica linear: Neste capítulo, é dedicado à definição do mecanismo de movimento peristáltico e à formulação do projeto da bomba peristáltica linear. Neste capítulo é desenvolvido a metodologia de projeto para a bomba peristáltica linear, apresentando-se os resultados referentes à simulação da bomba peristáltica em relação ao comportamento mecânico e fluidodinâmico. A avaliação do desempenho é mensurada em função da taxa de fluxo medida e da sequência de acionamento para, posteriormente, comparar o modelo computacional com o protótipo desenvolvido. Ainda neste Capítulo, desenvolve-se um estudo comparativo sobre a influência da temperatura no desempenho da bomba, avaliando-se parâmetros físicos dependentes da temperatura, tais como densidade, viscosidade e módulo da elasticidade. Em resumo, é apresentado uma metodologia de projeto para o desenvolvimento desse tipo de bomba usando a formulação CFD como ferramenta de projeto.

Capítulo 5 - Minibomba peristáltica linear: Neste capítulo, são tratados o projeto e o desenvolvimento de uma minibomba peristáltica linear usando-se atuadores de liga de

memória de forma (LMF). A metodologia de projeto desenvolvida no capítulo anterior foi usada como ferramenta de projeto.

Capítulo 6 - Bomba de vácuo: é formulado o problema de fluxo bifásico para simular a bomba de vácuo e avaliar o comportamento do fluxo de saída, bem como a viabilidade técnica desse tipo de bomba para aplicações em biossensores. Nesta simulação o ar funcionará como pistão e, ao comprimir o fluido, fará com que ele seja bombeado. Foi desenvolvida uma plataforma de testes para avaliar os resultados das simulações, no que se refere à taxa de fluxo e ao seu comportamento.

Capítulo 7 - Minibomba piezoelétrica: Neste capítulo, é formulada uma metodologia de projeto usando técnicas de elementos finitos para dimensionar de forma otimizada e sistemática as partes da bomba: o atuador, o difusor e a câmara de bombeamento.

Capítulo 8 - Conclusões e perspectivas: Neste capítulo, finalmente, apresentam-se as conclusões e apontam-se alguns tópicos para desenvolvimento de trabalhos futuros.

Capítulo 2

Contextualização e perspectiva histórica

2.1 Introdução

Será apresentada neste capítulo a contextualização histórica sobre às microbombas, definição, desenvolvimento, aplicações e perspectivas futuras. Serão tratados, também, assuntos referentes ao mecanismo de atuação, válvulas, tipos de materiais. De modo que, o leitor venha compreender que o projeto de um mecanismo de bombeamento é definido primeiramente pela aplicação, na qual se sucede um conjunto de outros fatores, tais como: taxa de fluxo, compatibilidade química-biológica, dimensões, durabilidade e principalmente ao mecanismo de atuação. Esse conjunto de fatores associados ao processo de manufatura, empregado ou disponível, formará um conjunto de regras e restrições para a concepção do projeto da bomba.

2.2 Definições e relatos históricos

Uma bomba é definida como um dispositivo que transfere energia ao fluido sob a forma de aumento de pressão, velocidade, elevação ou qualquer combinação destas formas de energia, conseqüentemente facilitando o movimento da massa fluídica. De certa forma, a história do desenvolvimento dos centros urbanos e da agricultura está ligada à necessidade de transportar água, visando a produção de alimentos ou consumo humano. Os registros históricos mais antigos constam que os babilônios já usavam um dispositivo para efetuar o bombeamento.

mento em pequenas elevações. Entretanto, a primeira bomba realmente catalogada foi a projetada por Arquimedes [30], em 250 a.C. e que, até hoje, tem o seu princípio físico usado para transportar grandes volumes como, por exemplo, em estações de tratamento de esgoto. Com o passar do tempo várias bombas com diferentes dimensões têm sido desenvolvidas, com diferentes mecanismos de bombeamento e em diversas aplicações. Os pesquisadores buscaram novas topologias para o desenvolvimento do sistema de bombeamento, observando a natureza. Alguns insetos predadores, como o *Graphosoma lineatum* (Figura 2.1), usam uma microbomba para a digestão externa de suas presas [4]. Nesse inseto a microbomba é usada para transportar a saliva, com enzimas digestivas, para o corpo da presa; uma segunda microbomba suga o alimento digerido externamente para o interior do inseto. Outros autores

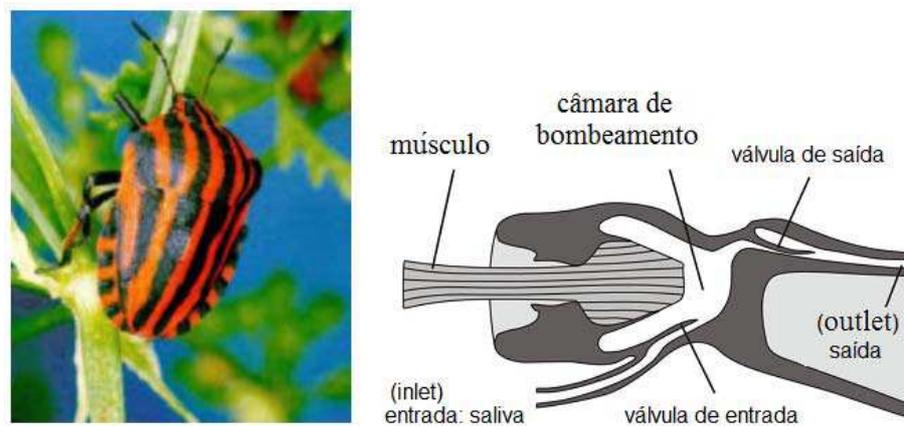


Figura 2.1: À esquerda a fotografia do *Graphosoma lineatum*, e à direita a ilustração da seção transversal da microbomba do inseto [4].

baseiam a concepção de seus projetos de propulsores microfluídicos, no corpo humano (sistema circulatório, excretor e digestivo), nos movimentos de peixes *anguiliformes* [31, 32], no movimento de microorganismos [33] e no comportamento do sistema de energia elétrica [12]. Contudo, a maioria desses modelos e topologias de bombas só foram desenvolvidos com o desenvolvimento da tecnologia de microfabricação de MEMS (*Micro-Electro-Mechanical Systems*), possibilitando uma grande variedade de microdispositivos em aplicações diversas tais como: sistemas de bombeamento eletro-osmóticos [34], sistemas de separação por difusão [35], micromisturadores [36, 37], amplificadores de DNA [38, 39], microválvulas [40] e microrreatores químicos [41].

O tema referente a microbombas e suas aplicações são de extrema relevância no contexto da pesquisa científica mundial, apresentado um maior desenvolvimento a partir dos anos 90 tendo em vista a evolução de novas tecnologias para manufatura, associadas ao desenvolvimento de materiais com biocompatibilidade. Este fato possibilitou a construção de novas geometrias para microbombas e microválvulas, em escala cada vez menor e com maior precisão. A evolução dos trabalhos relacionados às microbombas está associada ao desenvolvimento das tecnologias de microfabricação, microeletrônica, sensores/atuadores e nas pesquisas em novos materiais. Desta forma as microbombas têm possibilitado aplicações em algumas áreas do conhecimento, a citar, medicina (infusão de drogas), biologia molecular, refrigeração de microcircuitos eletrônicos e dosadores de reagentes.

2.2.1 Microbombas

Desde a concepção do primeiro circuito integrado, inventado por Kilby [42], o processo de miniaturização tornou-se um importante tópico de pesquisa para dispositivos eletrônicos e não eletrônicos [43]. Uma das primeiras bombas, registradas na literatura, foi apresentada por Steen, em 1969 [44]. Essa bomba consistia de um tubo flexível com duas válvulas unidirecionais, sendo a compressão do tubo realizada por um sistema hidráulico, apresentando uma taxa de fluxo de $0,01 - 0,65 \text{ ml/min}$ para uma frequência de $10 - 80$ batimentos por minuto. A bomba projetada por Steen foi destinada ao processo de infusão, apresentando uma versatilidade em relação à taxa de fluxo, pressão, frequência e, ainda mais importante, foi a ausência de hemólise¹ no processo de infusão, segundo o autor.

As aplicações nos anos seguintes foram dedicadas ao campo da medicina. Aplicações como o tratamento da diabetes através da infusão de insulina, foram amplamente difundidas na literatura, nas décadas de 70 e 80 [5, 45–50], entre outros. O primeiro projeto de microbomba, usando o princípio da atuação do diafragma, em conjunto com a ação das válvulas, foi apresentado por Spencer et al. (1978) [45], cuja abordagem foi focada no desenvolvimento de uma bomba de diafragma acionada de forma piezoelétrica, usando-se válvulas ativas, do tipo *flap* (Figura 2.2). Sua principal aplicação seria na dosagem de

¹hemólise é a destruição dos glóbulos vermelhos do sangue pelo rompimento da membrana plasmática, com liberação da hemoglobina.

insulina, mas com potencial para aplicações em outras substâncias biológicas. A bomba piezoelétrica era do tipo unidirecional, possuía corpo cilíndrico e foi confeccionada em aço inoxidável, com 0,1 mm de espessura e, operando em uma tensão de 90 V, produziu um volume máximo transportado de 1,5 μl por ciclo de trabalho. A bomba projetada por Spencer et al. (1978) [45] apresentou como ponto vulnerável, a utilização de válvulas ativas, isto é, as válvulas eram também atuadores e, portanto, necessitavam de alimentação elétrica e de uma estrutura de controle, fato este que dificulta a manufatura e a operação. Projetos usando atuadores que pressionam o corpo da bomba apresentam claramente outro ponto fraco, pois podem, facilmente, causar risco pessoal, devido ao potencial elétrico aplicado às válvulas, em contato direto com o fluido, sendo também propenso a falhas do tipo elétrica.

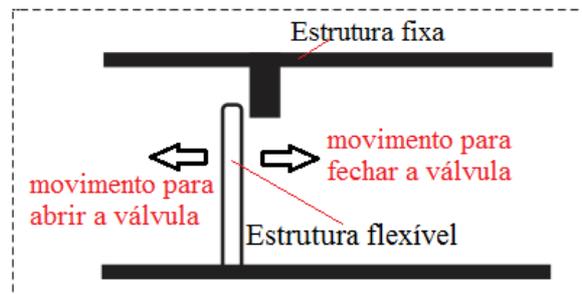


Figura 2.2: Ilustração de uma estrutura típica para uma válvula tipo *flap*. É um tipo de válvula unidirecional, na qual uma extremidade é fixada, enquanto a outra fica livre para se movimentar.

Smits *et al.* (1990) [5] abordaram o problema das falhas elétricas e desenvolveram uma microbomba peristáltica acionada por três atuadores piezoelétricos. A bomba é formada por uma pastilha de silício (região onde são estampadas as válvulas e o microcanal na sua parte inferior) e por um processo de corrosão anisotrópica que permite gravar as estruturas das válvulas e do microcanal no filme de silício. As partes superior e inferior da bomba são seladas com uma pastilha de vidro, por meio de uma colagem anódica. Como o interior da bomba consiste em silício e vidro, enquanto o silício é oxidado, as peças da bomba, que são expostas ao contato com o fluido a ser bombeado, são pouco ou nada suscetíveis à corrosão, quando ácidos, solventes ou soluções aquosas estão presentes em seu interior. O fato do atuador não entrar em contato diretamente com o fluido, evita seu desgaste e a passagem de cargas elétricas para o fluido. O funcionamento da bomba é condicionado

à sequência na qual os atuadores são ativados, permitindo, à bomba, um funcionamento bidirecional no transporte do fluido. Esse dispositivo apresentou uma taxa máxima de bombeamento de $100 \mu\text{l}/\text{min}$, com frequência de operação de 15 Hz e pressão máxima de saída de 100 Pa . O ponto crítico desta bomba refere-se ao tipo de selagem entre o atuador e o microcanal, colagem anódica, pois é um processo que permite que o silício e o vidro sejam irreversivelmente unidos e, portanto, não é permitida a troca de um dos atuadores em caso de defeito ou qualquer manutenção das válvulas. Assim, qualquer defeito no atuador ou travamento de alguma das válvulas de controle de fluxo, a microbomba deveria ser descartada. Entretanto, vale salientar que o autor não explicou qual a motivação o fez escolher a sequência de acionamento ilustrada na Figura 2.3, ou se o mesmo fez algum tipo de estudo preliminar para avaliar a taxa de fluxo.

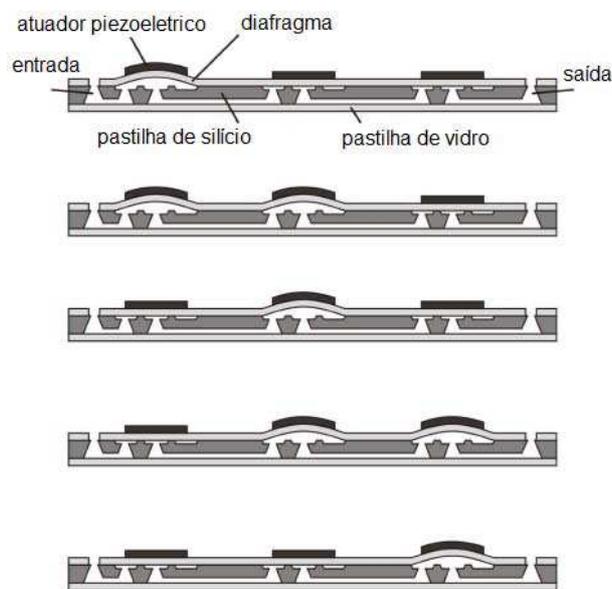


Figura 2.3: Sequência de acionamento da bomba peristáltica [5].

O primeiro projeto de uma microbomba com válvulas passivas de retenção de fluxo, foi publicado em 1988, por Van Lintel *et al.* [6]. Em seu trabalho eles também usavam três camadas, duas de vidro nas partes superior/inferior e a pastilha de silício, na parte central. As dimensões físicas do dispositivo eram de 12,5 mm de diâmetro para o diafragma e 7 mm para o diâmetro das válvulas (membranas). Para uma tensão de atuação de 100 V, o volume deslocado era de 0,21 ml tendo a máxima taxa de fluxo de $8 \text{ ml}/\text{min}$ na frequência

de 1 Hz e com pressão máxima de 10 *kPa*. O princípio de operação é bastante simples:

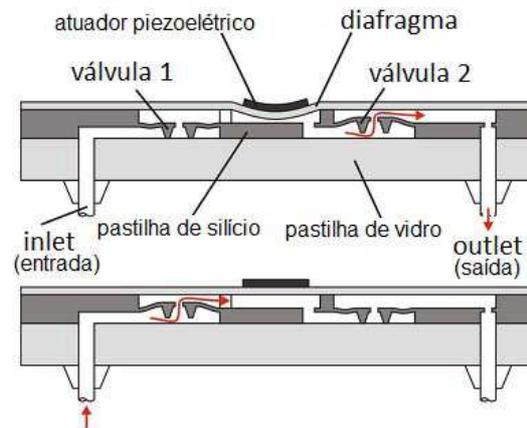


Figura 2.4: Sequência de acionamento da bomba com válvula passiva de retenção de fluxo. O atuador, ao pressionar a membrana, abre a válvula da direita e o fluido é liberado (fase de bombeamento); ao retornar, a válvula da esquerda é aberta e em seguida o fluido entra na bomba (fase de admissão), completando o ciclo [6].

quando o atuador é acionado, a válvula 2 é aberta, em virtude da pressão aplicada no fluido e o fluxo segue para o *outlet*. Ao retornar à posição inicial (sucção), a válvula 1 é aberta e o fluido é bombeado para o interior da bomba. Após o trabalho de Van Lintel houve um grande desenvolvimento nas microbombas de diafragma. Assim, a maioria das microbombas desenvolvidas é do tipo diafragma ou do tipo peristáltico, descritos acima, mas com diferentes geometrias de válvulas, mecanismos de atuação e tecnologias de fabricação.

A principal tecnologia que propiciou o desenvolvimento das microbombas e outros dispositivos miniaturizados, foi o uso de MEMS (*Micro Electro Mechanical Systems*) que, de forma geral, possibilitou miniaturizar sistemas mecânicos, eletromecânicos, fluídicos, ópticos ou térmicos, em escala submicrométrica, utilizando as técnicas de microfabricação [51]. As dimensões físicas de um dispositivo baseado em MEMS podem variar, desde uma fração de um micron na escala inferior até, alguns milímetros. Da mesma forma, os tipos de dispositivos MEMS podem variar, desde de estruturas relativamente simples, sem elementos móveis, até sistemas eletromecânicos extremamente complexos, com vários elementos que se deslocam, controlados pela microeletrônica integrada no dispositivo. O critério principal para definir MEMS é que existam, pelo menos, alguns elementos com funcionalidade mecânica,

podendo ou não possuir partes móveis. O termo usado para definir o uso de MEMS varia em diferentes partes do mundo. Assim, nos Estados Unidos é chamado predominantemente MEMS, enquanto em algumas outras partes do mundo, é conhecido como Tecnologia de Micro Sistemas (*Microsystems Technology*) ou dispositivos microusinados (*micromachined devices*). Mais recentemente, a pesquisa em MEMS tem possibilitado uma série de microatuadores, incluindo: microválvulas para o controle de fluxos em gases e líquidos; comutadores ópticos e espelhos para redirecionar ou modular feixes de luz, microrressonadores para várias aplicações, microbombas e micro *flaps* para modular a corrente de ar sobre aerofólios, dentre outras.

O uso de MEMS para aplicações biológicas (BioMEMS) tem atraído a atenção de muitos pesquisadores [22, 52, 53], havendo um crescimento no número de dispositivos desenvolvidos, principalmente com a finalidade de infusão de medicamentos, o que tem possibilitado o avanço no tratamento de certas enfermidades crônicas. Um sistema típico para infusão de drogas é composto, basicamente, de um reservatório, válvulas, microssensores, microcanais, microbomba e circuitos de condicionamento [22]. A microbomba é o componente responsável pelo transporte do fluido (analito), do reservatório até o sensor, na quantidade adequada para efetuar as medições. Portanto, é uma peça chave no desenvolvimento de dispositivos de infusão e bioanálise. Entretanto, para aplicações em BioMEMS, além de baixo consumo de energia, taxa de fluxo controlável, pequeno tamanho e robustez do dispositivo, é necessário haver biocompatibilidade. Entende-se por biocompatibilidade, como a capacidade que um material desempenhar uma resposta apropriada numa determinada aplicação com o mínimo de reações alérgicas, difamatórias ou tóxicas, quando em contato com tecidos vivos ou fluidos orgânicos.

Alguns tipos de microbombas podem ser instaladas dentro do corpo humano, sendo necessário, resistir a longos períodos de exposição em ambientes fisiológicos e a impactos musculares, provenientes da própria musculatura que circunda o dispositivo no interior do corpo humano. Os materiais usados, em contato com o sangue ou outros tecidos, devem ser criteriosamente escolhidos e testados, e portanto, devem ser suficientemente resistentes aos impactos, para evitar ruptura ou fratura durante o uso; não devem reagir quimicamente com os componentes do sangue, nem liberar resíduos químicos na corrente sanguínea; não devem apresentar variações importantes de resistência ou de consistência, quando expostos

ao calor ou ao frio; as superfícies dos materiais com as quais o sangue entrará em contato, devem ser polidas ou muito lisas e apresentar potencial de cargas elétricas negativas para diminuir a formação de grumos celulares. A tecnologia de MEMS, baseada em silício, tem sido aplicada com sucesso na biomedicina e com um notável crescimento para os sistemas de infusão de drogas. Substratos feitos de silício apresentam boa biocompatibilidade. Contudo, há uma tendência crescente no uso de polímeros como material de substrato, tais como *polymethylmethacrylate* (PMMA), *polydimethylsiloxane* (PDMS), fotoresiste SU-8, PDDA (*polydiallyldimethylammonium chloride*) [22, 53]. Um índice comum para biocompatibilidade, conhecido como densidade de corpo estranho de células gigantes (*Foreign Body Giant Cells-FBGC*) pode, normalmente, ser utilizado para avaliar a viabilidade de materiais e dispositivos projetados. Por outro lado, além da biocompatibilidade, é necessário que o grau de toxicidade para os tecidos esteja dentro dos padrões aceitáveis e isto tem que ser feito no início, para designar o material mais apropriado [1]. Na Tabela 2.1 é apresentada um resumo dos biomateriais de MEMS, do ponto de vista da aplicação, campos e suas principais características.

Tabela 2.1: Biocompatibilidade para MEMS [1]

Material	Biocompatibilidade	Característica	Aplicação
PDDA	Boa	Material poroso	Reduz a toxicidade das nanopartículas
PDMS	Boa	Filmes ultrafinos	Membrana osmótica
SU-8	Boa	Alta relação de aspecto	Estrutura microfluídica
PMMA	Boa	Estampagem a quente	Estrutura microfluídica
TiNi	Boa	SMA	Atuador
Au	Boa	Simples fabricação (baixa resistividade)	Eletrodos e conexões
Al ₂ O ₃	Muito bom	Frágil	Estrutura microfluídica
Ti	Boa	Simples fabricação	Aquecimento

O desenvolvimento das microbombas segue com o avanço da tecnologia de MEMS no processo de microfabricação, seleção do material, manufatura das válvulas de retenção de fluxo e escolha do princípio de bombeamento [20, 22, 53, 54]. Essa tecnologia permitiu a confecção de microbombas sem partes móveis, ou seja, as válvulas ativas (móveis) foram substituídas por válvulas passivas (bocal/difusor) que, para os dispositivos em microescala, são mais apropriadas pois, sem partes móveis, o microdispositivo fica menos suscetível a defeitos. O processo de fabricação da microbomba (válvulas, microcanais, câmara de bombeamento) são

etapas críticas, necessitando de técnicas sofisticadas, como os processos de microusinagem ou litográficos (litografia por raios-X (LIGA), a litografia "soft", a litografia por feixe de elétrons ou a litografia com radiação ultravioleta (UV)) [55]. As microválvulas controlam o roteamento e direcionamento do fluxo e são cruciais para os projetos com funcionalidades mais complexas, porém a manufatura das válvulas é mais complicada e requer uma qualidade no seu projeto e desenvolvimento.

Classificação e definição

As microbombas são dispositivos microfluídicos que transferem energia cinética ao fluido, apresentam, normalmente, vazões da ordem de $1\mu\text{l}/\text{min} - 1\text{ml}/\text{min}$ e têm dimensões menores do que $< 1\text{mm}$, sendo manufaturadas usando a tecnologia de microssistemas.

A tecnologia de microssistemas engloba atualmente, dentre outras, a área de análises químicas e bioquímicas, em que dispositivos microfluídicos são usados para transportar e manipular quantidades ínfimas de fluidos ou entidades biológicas, ao longo de microcanais [56].

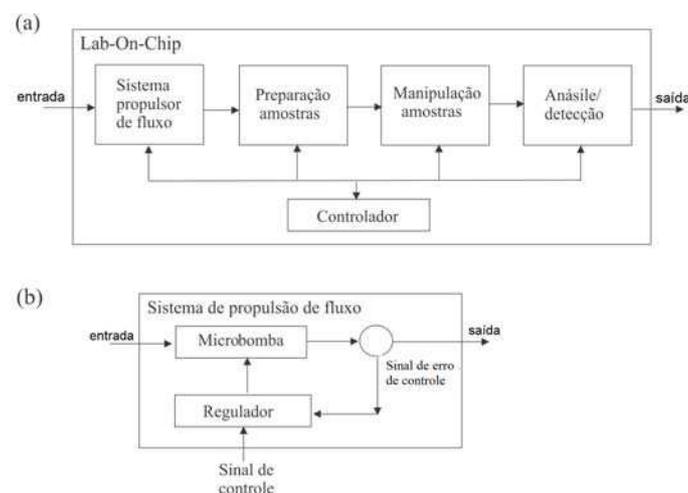


Figura 2.5: (a) Diagrama de bloco do dispositivo integrado de análise (*Lab-On-Chip*); (b) Sistema de propulsão de fluido.

A integração deste sistema em um único elemento, contendo o sistema de propulsão de fluido, preparação, manipulação de amostras e análises, é chamada de LOC ou Total Analysis System (microTAS, μTAS)(Figura 2.5-(a)). Uma parte fundamental para o μTAS

é o sistema de transporte de fluido (Figura 2.5-(b)) que deve fazer o transporte fluídico em regime laminar, contínuo e seguro, proporcionando uma resposta adequada do sensor onde será feita a análise do analito. A miniaturização de sistemas de análises e ensaios bioquímicos reduz a quantidade de amostras e reagentes, permitindo que a análise seja mais rápida e sem intervenção manual, o que favorece a portabilidade do sistema.

As bombas podem ser classificadas em mecânicas ou não-mecânicas [1, 2, 22, 57], com base no princípio da transformação da energia externa, mecânica ou não, em energia cinética. As bombas do tipo mecânica necessitam de um atuador físico ou de um mecanismo para desempenhar a função de bombeamento. As bombas mecânicas mais populares são a: piezoelétrica, eletrostática, termopneumática, eletromagnética, SMA-*(Shape Memory Alloy)*, bimetálica, de mudança de fase e a baseada em filmes poliméricos de condução iônica (*ionic conductive polymer film-ICPF*). As bombas do tipo não-mecânicas mais comuns são as magneto-hidrodinâmicas (MHD), eletro-hidrodinâmica (EHD), eletroquímica e osciladores de onda acústica em membranas flexíveis (FPW-*Flexural Plate Wave*).

Autores como Krutzch [58] e Santiago [20] fazem uma extensão da classificação das bombas convencionais para o caso das microbombas, classificando-as em dois grandes grupos (Figura 2.6): (1) bombas de deslocamento, que exercem uma pressão sobre o fluido de trabalho, através de um ou mais movimentos das fronteiras, e (2) bombas dinâmicas que, continuamente, adicionam energia cinética para o fluido de trabalho, à medida em que aumenta o seu momento (como no caso de bombas centrífugas) ou sua pressão diretamente (como no caso da bomba eletro-osmótico e bomba eletro-hidrodinâmica) [20]. O momento transferido para o fluido, em uma bomba de deslocamento, é posteriormente convertido em pressão, por ação de uma resistência fluídica externa. Muitas bombas de deslocamento operam o atuador de forma periódica, incorporando ao fluido um movimento periódico, de forma a produzir um fluxo líquido. Tais bombas periódicas de deslocamento podem ser subdivididas em bombas que se baseiam em movimento alternado, a partir de um pistão ou diafragma, e as bombas que se baseiam em elementos rotativos, tais como engrenagens ou palhetas. Entretanto, a classificação em dinâmica ou deslocamento alternativo diz respeito, essencialmente, à transformação de um tipo de energia em movimento da massa fluídica (energia cinética).

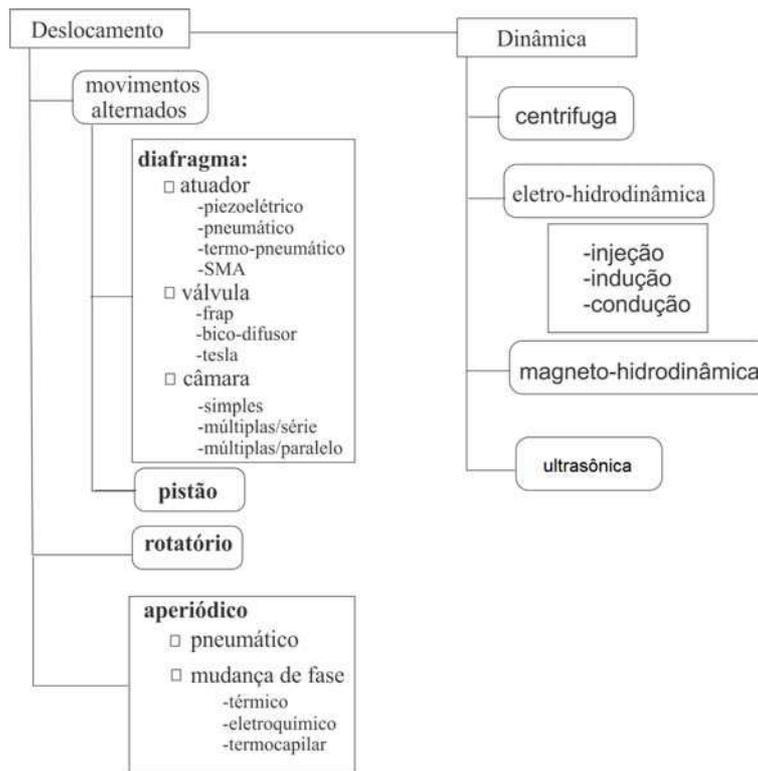


Figura 2.6: Classificação das bombas.

A maioria das bombas reportadas na literatura é do tipo deslocamento alternado (*reciprocating*) em que a superfície em movimento é um diafragma ou membrana, chamados, às vezes, de bombas de membrana ou bombas de diafragma. Outra subcategoria de bombas de deslocamento se referem às bombas rotatórias e aperiódicas. As bombas de deslocamento aperiódico não dependem, intrinsecamente, de movimentos periódicos exercidos por uma fronteira móvel, tendo normalmente um volume limitado do fluido de trabalho. Assim, por exemplo, uma bomba de seringa é um modelo, na macroescala, desse tipo de bomba.

- **Bombas pneumáticas:** são bombas que pertencem a família de bombas de deslocamento positivo. Necessitam de uma fonte de pressão externa e válvulas ativas rápidas, bem projetadas para funcionar adequadamente [20, 53], uma vez que a frequência de operação da válvula define a frequência da bomba. Normalmente, este tipo de estrutura tem duas membranas (principal e secundária), sendo a secundária o local onde é introduzida a pressão que irá deslocar a membrana principal dentro da câmara de

bombeamento. Além disto, este projeto poderá ter dois conjuntos de válvulas, ou seja, um par controlar a fonte de pressão externa (ativa) e outro par controlar o fluxo dentro do reservatório principal, passivamente. Devido às elevadas forças de superfície, o efeito da ciclagem em válvulas ativas podem causar falhas.

- **Bombas termopneumáticas:** são bombas que usam o princípio de atuador pneumático, inferido através da ação térmica. O mecanismo de atuação termopneumática pode gerar grandes deflexões da membrana, com um custo mais elevado de potência, em virtude da necessidade de ciclagem do elemento aquecedor durante a operação [59]. Em geral, operam na baixa frequência e funcionam da seguinte maneira: um gás é aquecido (geralmente ar), expande de volume, provocando a deflexão do diafragma. São bombas que apresentam altas taxas de fluxo, porém o projeto deve estar bem adequado, para que o calor gerado internamente no aquecimento não seja transportado, por difusão, para o fluido.
- **Bombas rotatória e centrífuga:** são bombas que não têm, necessariamente, o mesmo princípio de funcionamento mas, em geral, incluem, pelo menos, uma parte de rotação livre para criar o efeito desejado sobre o fluido. Por essa razão, formam uma categoria completamente diferente e, independente de quão diferente seja a forma de acionamento, as mencionadas bombas transformam a energia mecânica do rotor em energia cinética para o fluido, por meio de difusão dinâmica e são usadas, principalmente, para fluidos altamente viscosos. Há diversos projetos na literatura que tratam da questão da microfabricação desses dispositivos [60, 61], entre outros autores. No entanto, verifica-se uma queda acentuada no rendimento em escala reduzida, além de configurar um projeto mais complicado e de maior custo financeiro [20, 53], em virtude da necessidade de que as partes rotativas sejam microfabricadas pela técnica LIGA [62].
- **Bomba eletro-hidrodinâmica (EHD):** são bombas que dependem de um complexo e extenso mecanismo de ação de campos elétricos sobre íons livres e dipolos, no interior do fluido e em função da temperatura, resultando em uma força volumétrica, não-uniforme, que impulsiona o fluxo [20, 53], ou seja, resultando em uma onda viajante

(*travelling wave*) de potencial. Existem três categorias diferentes de bombas EHD: 1) quando o campo elétrico é aplicado no interior do fluido, resultando na sua indução, esta é chamada bomba EHD de indução [63]; 2) se o campo elétrico aplicado no fluido provoca o desequilíbrio de íons no seu interior, esse sistema é conhecido como bomba EHD de condução [64] e, finalmente, 3) se há troca de íons entre as estruturas do eletrodo e o fluido, sob altos campos elétricos, esse sistema é conhecido como bomba de injeção [65], caso em que a interação entre os íons e o resto do líquido faz com que ocorra o fluxo líquido [53]. O bombeamento de líquidos pela EHD é adequado aos fluidos de condutividade extremamente baixa, variando de 10^{-12} a $10^{-6} S/m$, tais como solventes orgânicos como metanol, etanol e alguns óleos. Assim, o processo de bombeamento EHD é restrito a algumas aplicações médicas ou biológicas, devido à alta condutividade iônica de soluções aquosas [1, 66]. No entanto, a taxa de fluxo é limitada pela necessidade de uma tensão elevada nos eletrodos da EHD.

- **Bomba magneto-hidrodinâmica (MHD):** são bombas usadas para fluxo em gases fortemente ionizados ou em líquidos dotados de grande condutividade elétrica, sob a ação de campos magnéticos internos ou externos. O princípio físico de funcionamento é baseado na força de Lorentz [1, 22]. A interação entre o campo magnético e a corrente elétrica produz uma força motriz eletromagnética (força de Lorentz) direcionando o fluido através do canal. Essas bombas são usadas para fluidos de condutividade $1 S/m$ ou superiores, não sendo adequada para o transporte de fluidos biológicos [22, 53]. O problema com as bombas tipo MHD é a distribuição não homogênea do perfil de velocidade do fluido e a instabilidade do fluxo sob determinadas condições operacionais, não sendo recomendadas para fluidos altamente viscosos, além do fato de gerar algumas bolhas, em razão da ionização. Por outro lado, a bomba tipo MHD apresenta uma estrutura simples, com um processo de fabricação relativamente fácil, possuindo, ainda, a característica de ser bidirecional [1].
- **Bomba eletro-ósmotica (EO):** Pode ser usada para bombear soluções eletrolíticas. O fenômeno eletro-ósmotico, ou eletrocínético, ocorre nas proximidades das superfícies carregadas, desde que exista uma camada limite carregada que pode ser forçada a se deslocar devido a um campo elétrico externo. Quando uma solução iônica entra em

contato com a superfície sólida, instantaneamente esta superfície adquire tal carga que, por sua vez, irá atrair, para a superfície sólida, cargas de sinal oposto. Assim, pela ação do campo elétrico externo, há uma camada adjacente à superfície sólida, na qual se inicia um movimento (fluxo) direcionado para o cátodo. As bombas EO são de simples manufatura, baixo custo, bidirecionais (controlando o sentido do campo externo), porém a maior limitação está no fato da necessidade de aplicação de alta tensão. Referidas microbombas possuem uma máxima taxa de fluxo de $15 \mu\text{l}/\text{min}$, 33 kPa para uma tensão de 1 kV [1, 22].

- **Bomba bimetalica:** são bombas que são constituída de dois metais distintos, cujos coeficientes de dilatação térmica são significativamente diferentes. A deformação do diafragma, feita pelo elemento bimetalico, é induzida devido à variação térmica à qual os dois materiais são submetidos. Essas bombas apresentam tensão de alimentação e frequência de operação baixas, se comparadas com outras bombas ($V < 12 \text{ V}$, $f < 1 \text{ Hz}$), não sendo apropriadas para operar em alta frequência, limitando a taxa de fluxo.
- **Bomba ICPF:** são bombas que são formadas por um conjunto de camadas finas, sendo a parte central uma resina ácida, conhecida como *perfluorosulfonic*. Fisicamente, se parece com um diafragma formado por um "sanduíche", com dois filmes finos depositados sobre o polímero condutor. Os filmes depositados, em geral, apresentam alta condutividade elétrica, tais como o ouro, servindo, basicamente, como eletrodos de metal. Com uma extremidade fixada, o diafragma ICPF pode ser controlado para se curvar na direção desejada, conforme a polaridade da tensão. A bomba ICPF necessita de baixa tensão ($V < 5 \text{ V}$), tem rápido tempo de resposta, apresenta boa biocompatibilidade e uma taxa de fluxo variando de $4,5 - 37,8 \mu\text{l}/\text{min}$ [1], entretanto sua manufatura é complexa. Contudo, no trabalho apresentado por Wei *et al.* [67] os autores desenvolveram uma microbomba com atuador do tipo ICPF, acoplado a uma membrana de PDMS, capaz de fornecer uma taxa de fluxo de $202 \mu\text{l}/\text{min}$.

2.3 Válvulas e atuadores

Representam as duas estruturas mais importantes para o funcionamento de uma bomba/minicrobomba e, portanto, nesta seção se fará uma breve apresentação dos tipos de mais utilizados na literatura, apresentando seus pontos positivos e negativos.

2.3.1 Válvulas

As válvulas ou microválvulas podem, hoje, ser classificadas em: microválvulas ativas, usando ou não partes móveis mecânicas; microválvulas passivas, bem como as de sistemas externos [43, 52, 54]. As microválvulas ativas pertencem a três subclasses: (1) mecânicas: são geralmente construídas a partir da microusinagem de superfície ou MEMS, em que membranas mecanicamente móveis são acopladas a atuadores térmicos, magnéticos, piezoelétricos e pneumáticos; (2) as não-mecânicas, de forma não convencional, podem ser operadas pelo uso de materiais inteligentes, possuem membranas móveis que são acionadas devido à funcionalidade de tais materiais, como, por exemplo, mudança de fase ou materiais reológicos³ e (3) as válvulas ativas externas, que são atuadas pela ajuda de um sistema externo, tal como o pneumático.

O sistema no qual são usadas as válvulas ativas, pode ser facilmente empregado para direcionar o fluxo em ambas os sentidos (característica bidirecional). Entretanto, apesar da facilidade de ser controlada, este tipo de válvula é mais complicada quando integrada às microbombas [2]. Para estruturas cada vez menores, o uso de válvulas que apresentam movimento mecânico (ativa ou passiva) é mais suscetível ao defeito [10], sobretudo apresentando desgaste e fadiga das partes móveis, devido às altas pressões às qual são submetidas as válvulas. Além disso, a frequência de ressonância das válvulas passivas deve ser próxima da frequência de ressonância do atuador, evento que se deve ao fato de que é necessário obter uma sincronia de movimentos entre a expansão e a contração do diafragma e a abertura e fechamento das válvulas, sob o risco da bomba de fluxo cavitari⁴. O tipo de válvula

³Materiais reológicos possuem características de viscosidade e elasticidade entre os sólidos não Hookeanos e fluidos não Newtonianos.

⁴Cavitari é um fenômeno originado em quedas repentinas de pressão, formando bolhas. Estas bolhas serão transportadas e podem chegar a uma região de pressão mais elevada, podendo ocorrer o rompimento dessas

mais comum, empregado nas microbombas até meados do ano 2000, são válvulas passivas do tipo mecânica, tais como *flap*, *ball* e diafragma. A primeira bomba de fluxo baseada no princípio de diafragma foi apresentada por Van Lintel *et al.* [6], em empregava válvulas do tipo diafragma consistindo de um anel externo flexível e de um anel rígido central. A pressão atuante nesse tipo de válvula deflete o anel externo flexível e, portanto, sela o anel interno. Em 1995 Carrozza *et al.* [68] propuseram uma nova configuração de bomba de fluxo de diafragma, que utiliza válvulas de esfera (*ball*) para retificar o fluxo. Outro tipo de válvula bastante explorada na literatura, é a do tipo *flap* [69]. Esse tipo de válvula possui a estrutura de uma viga engastada, que se movimenta com a pressão aplicada para permitir a passagem do fluxo. Na literatura, uma designação bastante comum, quando se trata de mi-

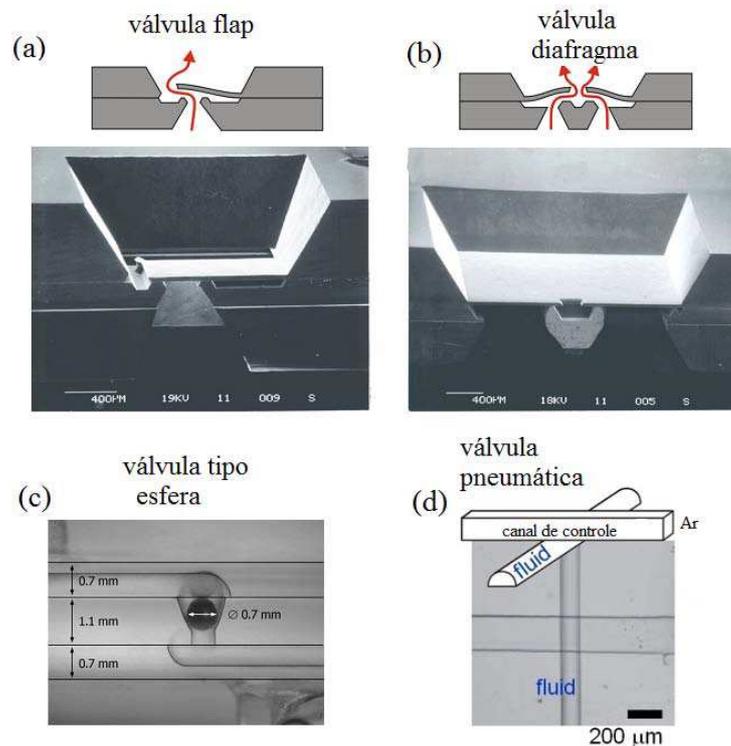


Figura 2.7: (a)-(b): Desenho das válvulas de controle de fluxo e suas respectivas imagens usando SEM (*Scanning Electron Microscope*) [7]; (c) válvula de controle tipo esfera (*ball valve*) [8]; (d) válvula tipo pneumática [9] .

crobombas, é o "*valveless micropump*", desenvolvido por Stemme *et al.* (1993) que significa bolhas, provocando vibrações excessivas sobre as válvulas, podendo ainda resultar em trincas microscópicas no material.

sem-válvulas (Figura 2.8). Na verdade, os autores substituíram as válvulas com movimento mecânico (ativa ou passiva) por um elemento bocal-difusor (válvula não-mecânica). A teoria sobre difusores foi fortemente difundida na literatura, tornando-se unanimidade entre os pesquisadores, após os trabalhos de Anders Olsson [70], que publicou um estudo sobre projeto de difusores planos (*flat*), enfatizando características de desempenho. Para sistemas de propulsão de fluido com um único atuador, é necessário haver algum tipo de mecanismo de retenção de fluxo; entretanto, para sistemas com três atuadores, funcionando de forma peristáltica, não há uma necessidade explícita desse mecanismo de retenção de fluxo [62]. O que ocorre, de fato, é que a sequência de acionamento apresenta a mesma funcionalidade de uma válvula.

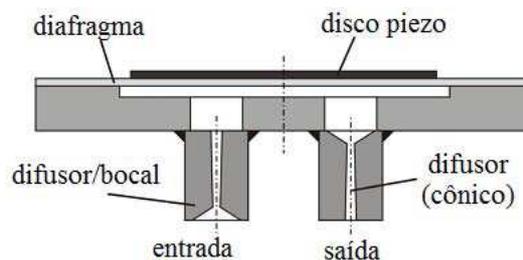


Figura 2.8: Bomba piezoelétrica tipo *valveless* [10].

2.3.2 Atuadores

A função do atuador em uma microbomba é transformar uma entrada de energia (elétrica, térmica) em trabalho (mecânico), como resposta. Idealmente, os atuadores devem ter simplicidade na construção, sendo capazes de gerar grandes forças, grandes deslocamentos, rápidos tempos de respostas, com baixo consumo de potência. As características mais importantes são:

- Densidade de energia;
- Magnitude da força;
- Amplitude de deslocamento;
- Tempo de resposta.

A seleção do atuador é dependente da escolha do processo de fabricação da microbomba, e das características do projeto e aplicações.

2.3.3 Métodos de atuação

Os diferentes métodos de atuação são divididos em sete categorias: elétrico, magnético, térmico, óptico, mecânico-acústico, químico e biológico [71] (ver Figura 2.9). Entre os

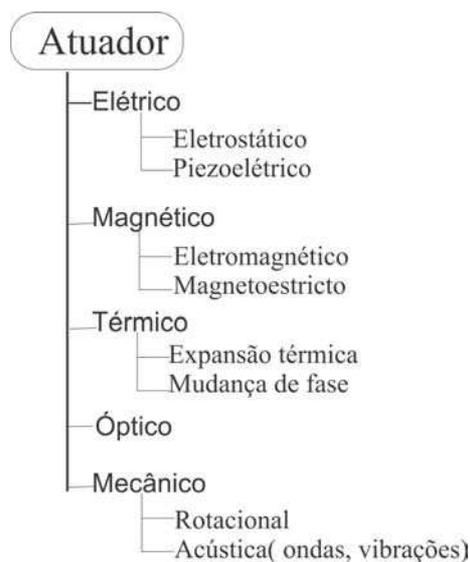


Figura 2.9: Diferentes tipos de atuadores.

métodos de atuação, os mais usados na literatura são:

1. Bimetálico: é formado por materiais com diferentes coeficientes de dilatação térmica. Assim, uma mudança de temperatura resultará na deflexão de um material sobre o outro. Grandes deflexões são obtidas apenas nas altas temperaturas, o que torna este atuador pouco provável de ser utilizado em microbombas, porquanto os coeficientes de dilatação térmica dos materiais mais usados em MEMS são pequenos.
2. Efeito Memória de Forma: liga de memória de forma (em inglês, *Shape Memory Alloys-SMA*), especialmente a liga NiTi (Nitinol), pode ser usada para armazenar um alto valor de energia. A liga de memória de forma é constituída de atuadores submetidos a uma variação de temperatura, mediante a passagem de uma corrente elétrica,

produzindo grandes deslocamentos mecânicos. Entretanto, o tempo de resposta é baixo e o efeito de memória requer o "treinamento" do atuador, que pode recuperar a forma anterior quando retornar à temperatura inicial.

3. Pneumático: a atuação pneumática é obtida usando-se uma fonte externa de pressão. O princípio termopneumático é o mais adequado para microestruturas e pode ser obtido mediante a expansão de uma câmara contendo, no seu interior, um fluido (líquido ou gás) que, ao ser aquecido, expande o seu volume.
4. Eletrostático: a atuação eletrostática consiste no princípio da atuação da força de atração (Coulombiana) entre duas superfícies com cargas eletrostáticas.
5. Piezoelétrico: o efeito piezoelétrico (ou eletrostritivo) é obtido, principalmente, pelas tensões induzidas no dito material (*Lead Zirconate Titanate* ($\text{Pb}[\text{Zr}_x\text{Ti}_{1-x}]\text{O}_3$, $0 \leq x \leq 1$), conhecido como PZT) com a aplicação de um campo elétrico. O rápido tempo de resposta e a alta densidade de energia são típicos deste material. Entretanto, a fabricação de microatuadores piezoelétricos em microssistemas com substrato de silício, requer grande complexidade e um custo elevado, devido à deposição do filme fino do material piezoelétrico sobre o silício; assim, uma alternativa bastante comum na literatura é usar esses atuadores (piezoelétricos) colados sobre uma membrana para a manufatura das microbombas.
6. Magnetostritivo: similar ao efeito eletrostritivo, o magnetostritivo é induzido por um campo magnético externo, provocando deformação do material, a qual, no entanto, é muito pequena.
7. Eletromagnético: Quando um segmento de circuito, percorrido por uma corrente elétrica, está em presença de um campo de indução magnética, surge uma força magnética sobre o segmento, conhecida como força de Lorentz. Atuadores eletromagnéticos geralmente usam ímãs permanentes no interior de núcleos de bobinas, aumentando o campo magnético e, portanto, a força magnética.

Comparação entre os atuadores

A comparação entre os métodos de atuação é importante para avaliar vantagens e desvantagens de um dado sistema de atuação. Assim, é possível usar alguns critérios, como seleção preliminar do atuador: densidade de energia [57, 72], deslocamento e tempo de resposta [73].

Krulevitch *et al.* (1996) analisaram a relação entre a densidade de energia e o tempo de resposta para alguns tipos de atuadores. Os autores concluíram, analisando a densidade de energia, que os SMAs podem ser muito atrativos para manufaturas de microatuadores, em virtude de sua alta capacidade de armazenamento de energia, contudo, apresentam um tempo de resposta lento, [73].

Tabela 2.2: Comparação da energia e o tempo de resposta para os atuadores.

Atuador	Energia(J/m^3)	Equação	Comentário
SMA	$2,5 \times 10^7$	$\sigma\varepsilon$	NiTi, único ciclo, sendo $\sigma = 500MPa$ e $\varepsilon = 5\%$
	6×10^6	$\sigma\varepsilon$	NiTi, milhares de ciclos, sendo $\sigma = 300MPa$ e $\varepsilon = 2\%$
Expansão Térmica	$4,6 \times 10^5$	$\frac{1}{2} \frac{E_s + E_f}{2} (\Delta\alpha T)^2, < 1s$	Filme de níquel: $E_f = 200 GPa$: $\alpha_f = 13 \sim 13,3 \times 10^{-6} K^{-1}$; Substrato-Silício: $E_s = 190 \sim 200 GPa$: $\alpha_s = 2,6 \sim 3,3 \times 10^{-6} K^{-1}$ $\Delta\alpha = \alpha_s - \alpha_f$; $\Delta T = 200 ^\circ C$
Eletromagnética	4×10^5	$\frac{1}{2} \frac{B^2}{\mu}$	$B = 1 T$
Eletrostática	$1,8 \times 10^5$	$\frac{1}{2} \epsilon_0 E^2, E = \frac{V}{\delta}$	$V = 100V$; $\delta = 0,5\mu m$, $\epsilon_0 = 8,85 \times 10^{-12} Fm^{-1}$
Piezoelétrica	$1,2 \times 10^5$	$\frac{1}{2} (d_{33} E^2) E_f$	PZT: $d_{33} = 500 \times 10^{-12} mV^{-1}$; $E_f = 60 GPa$; $E = 40 kV cm^{-1}$;

Finalmente, na Tabela 2.3, o atuador é classificado em relação ao seu tempo de resposta e ao deslocamento [73].

O trabalho publicado por Amirouche *et al.* (2009) [2] é uma versão mais completa do

Tabela 2.3: Comparação do deslocamento e o tempo de resposta para os atuadores.

Atuador	Deslocamento	Tempo de resposta
SMA	Grande (> 1 mm)	Lento (>1 s)
Eletrostática	Muito pequeno ($<100 \mu m$)	Lento (>1 s)
Pneumático	Grande (> 1 mm)	Médio (>200 ms)
Piezoelétrico	Muito pequeno ($<100 \mu m$)	Rápido (>20 ms)
Eletromagnético	Grande (> 1 mm)	Rápido (>100 ms)
Termopneumático	Médio (< 1 mm)	Médio (>200 ms)

trabalho de Krulevitch *et al.* (1996) [72], apresentando uma análise comparativa com outros trabalhos da literatura ([1, 20, 57, 72]) sintetizando o projeto de microbombas, em relação ao mecanismo de atuação, sob a ótica da variação de frequência, tensão de alimentação, consumo de potência, eficiência (Tabela 2.4), como também em relação à taxa de fluxo e contrapressão ou pressão hidrostática (Figura 2.10).

Tabela 2.4: Comparação entre atuadores para microbombas [2].

Atuador	Densidade de energia (J/m^3)	Eficiência	Frequência (Hz)	Tensão (V)	Potência (mW)
SMA	$2,57 \times 10^7$	0,01	<100	2-5	180-630
Polímeros condutores	$3,4 \times 10^6$	0,6	<1000	1,5	180
Eletrostático	$1,8 \times 10^5$	0,5	<10000	50-200	-
Eletromagnético	$4,0 \times 10^5$	$<0,01$	<1000	3-14	13-7000
Piezoelétrico	$1,2 \times 10^5$	0,3	<5000	20-1200	3-400
Bimetálico	$4,0 \times 10^5$	10^{-4}	<100	16	-
Termopneumático	$5,0 \times 10^5$	0,1	<100	6-20	2500

Em vista das comparações dos diferentes métodos de atuação, nota-se que o atuador magnético está sempre bem ranqueado, ou seja, está entre os primeiros em relação às comparações de deslocamento, tempo de resposta, força e energia. Em virtude disso, há um vasto número de publicações na literatura sobre microbombas, usando atuadores magnéticos, cuja atuação consiste em depositar, ou posicionar sobre o diagrama o material magnético de maneira a ficar próximo a um eletroímã [8, 74–78]. Alternativamente, pode-se usar ímãs

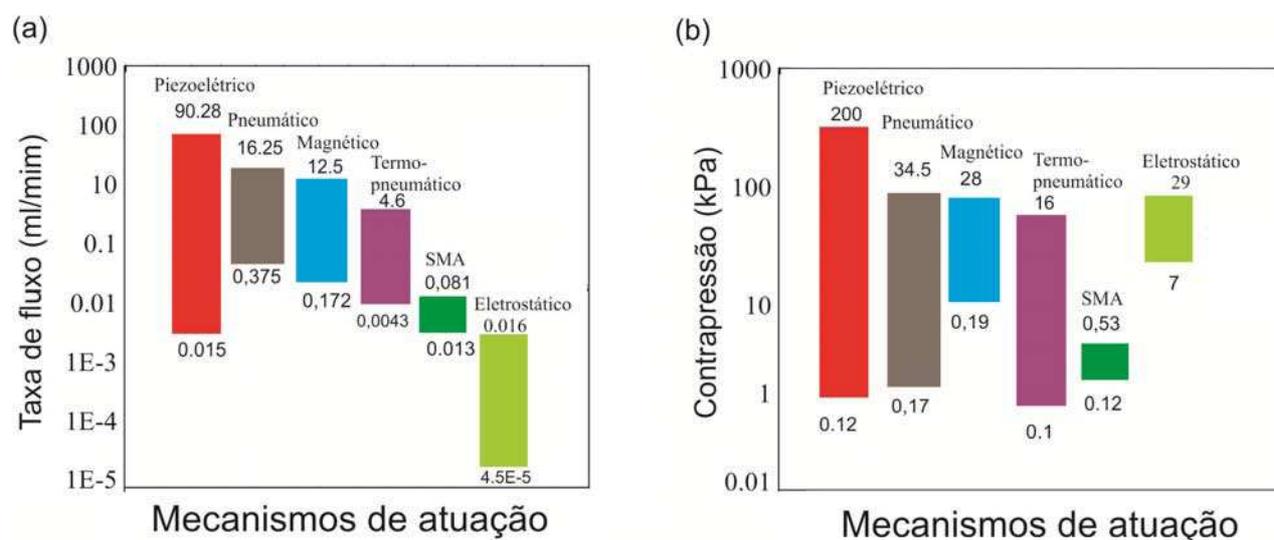


Figura 2.10: Comparação com diferentes tipos de atuadores: (a) Taxa de fluxo e (b) Contrapressão [2].

móveis para variar o fluxo magnético [12, 79]. Entretanto, do ponto de vista da concepção de MEMS em relação à escolha do tipo de material, o atuador magnético leva desvantagem, em virtude de dificuldades técnicas para depositar o material magnético permanente, compatível com a fabricação de MEMS. Nesse contexto o atuador piezoelétrico é mais vantajoso e, por este motivo, será abordado mais adiante. É evidente que a escolha do atuador é relevante pelas características citadas anteriormente, mas o que vai definir o tipo de atuador é o critério de projeto e sua finalidade, ou seja: tipo de material, taxa de fluxo, dimensionalidade, aplicabilidade da bomba, durabilidade, precisão, custo, dentre outras que, juntamente com os já citados, formam uma boa base para definição do atuador.

2.4 Considerações finais

Neste capítulo apresentou-se uma evolução histórica sobre microbombas, seu desenvolvimento e aplicações, de forma a ressaltar que trata-se de um tema relevante, complexo e ainda em amplo desenvolvimento. Foram apresentados estudos comparativos sobre os mecanismos de atuação, válvulas e tipos de materiais, com intuito de ilustrar que há uma ampla variedade de tipos de bombas, na qual a melhor concepção será aquela que possa melhor atender às expectativas de projeto, tais como: dimensões, taxa de fluxo, consumo

de potência, durabilidade, resistência mecânica, biocompatibilidade, custo de fabricação e manutenção. A maioria das bombas reportadas na literatura é do tipo deslocamento alternado, em virtude da sua ampla taxa de fluxo. Sua aplicação, na maioria das vezes, é restringida aos campos da biologia ou medicina, nos quais o fluido transportado não deve ser exposto a tensões ou campos eletromagnéticos intensos. Outro fato relevante diz respeito ao processo de manufatura e ao mecanismo de atuação, apresentando simplificações em relação às outras estruturas, por exemplo, microbombas rotativas. Contudo, na literatura, não se identificou uma metodologia para estudo, projeto e desenvolvimento de bombas ou microbombas.

Há alguns trabalhos que apresentam um estudo comparativo sobre mecanismos de atuação, enquanto outros abordam estruturas de retificação e controle do fluxo (válvulas e microválvulas). Entretanto, essa forma dissociada de desenvolver estudos não configura uma metodologia de projeto, embora tenha sido utilizada por diversos autores em seus projetos de microbombas. Assim, o objetivo central do presente trabalho é a implementação de uma metodologia de projeto para o desenvolvimento de dois tipos de microbombas, a peristáltica e a de diafragma e, ainda, o estudo de viabilidade da bomba de vácuo, essa última pouco reportada na literatura.

Para os dois primeiros tipos, as bombas são classificadas na categoria de bombas de deslocamento e, portanto, são autoescorvantes. A bomba peristáltica, tratada neste trabalho, é do tipo linear. Tal escolha foi motivada por uma característica intrínseca desse tipo de configuração, isto é, a ausência de partes rotatórias na montagem física. Esta característica é interessante quando se vislumbra uma posterior miniaturização, na qual não se recomenda o uso de partes móveis (válvulas, engrenagens, roletes). Nesse trabalho serão usados dois tipos de atuadores para a bomba peristáltica, o magnético e a liga de SMA, enquanto que a bomba de diafragma usará o atuador piezoelétrico. A seleção do SMA se justifica devido às suas propriedades, tais como alta densidade de energia e atuação suave e silenciosa, além de apresentar características favoráveis para miniaturização, conforme já exposto neste capítulo. Assim, este trabalho busca contribuir com uma metodologia de projeto para as referidas microbombas, segundo a qual o conjunto atuador-cavidade-difusor é analisado, com vistas a obter um melhor desempenho, levando-se em conta as limitações de manufatura. Por outro lado, a bomba de vácuo representa uma tentativa de oferecer

uma alternativa mais simples, em relação a peristáltica e a piezoelétrica.

Portanto, a presente tese representa um desafio envolvendo vários ramos do conhecimento. Por esta razão, o capítulo seguinte abordará a fundamentação teórica e os conceitos referentes a dinâmica dos fluidos, dinâmica dos sólidos e aos materiais piezoelétricos, os quais serão usados em todo o escopo deste trabalho.

Capítulo 3

Fundamentação teórica

3.1 Introdução

Neste capítulo será abordado um conjunto de assuntos referente à fundamentação teórica, que será usado em todo o escopo deste texto, com vistas a facilitar a compreensão do leitor. Partindo-se da premissa de que o trabalho trata sobre a movimentação da massa fluídica, será necessário definir e conceituar assuntos sobre a Mecânica dos Fluidos, como, também, o conjunto de equações que a regem. Em se tratando do mecanismo de movimentação da bomba, através do deslocamento de uma fronteira móvel, é conveniente definir as equações sobre a dinâmica dos sólidos. Quando essa fronteira móvel for o conjunto formado pelo atuador piezoelétrico acoplado a uma membrana, faz-se necessário exibir o conjunto de equações que governa esse fenômeno. Assim, neste trabalho, a simulação da dinâmica da bomba será governada pelas equações da Mecânica dos Fluidos acopladas às da Mecânica dos Sólidos. Por esta razão, é conveniente expor o leitor aos principais fundamentos dos fenômenos físicos envolvidos no transporte de massa fluídica, juntamente com as equações que governam essa parte do conhecimento físico.

3.2 Fluidos

3.2.1 Propriedades dos Fluidos

Os fluidos apresentam propriedades físicas, inerentes à sua própria estrutura molecular, que têm influência sobre o tipo de escoamento. Algumas dessas propriedades físicas são sensíveis à temperatura, podendo sofrer alterações, mais ou menos acentuadas, em função do tipo de fluido.

Tipos de escoamento

A natureza de um escoamento, isto é, se laminar ou turbulento, é indicada pelo número de Reynolds (Re). O número de Reynolds, sendo definido, para tubos circulares de diâmetro d_0 ,

$$Re = \frac{\rho v_m d_0}{\eta} \quad (3.1)$$

sendo v_m a velocidade média do fluido (m/s), η a viscosidade dinâmica (Pas) e ρ a massa específica (kg/m^3).

O escoamento de um fluido qualquer, em escala macroscópica é definido como laminar se $Re < 2000$ ou turbulento se $Re > 3000$ [80, p.254]. De modo geral, o número de Reynolds em sistemas microfluídicos não excede o valor de 500 [56], para o regime completamente laminar.

Compressibilidade do fluido

Um fluido incompressível é qualquer fluido cuja massa específica não varia com o tempo nem com a posição ($\rho(x, y, z, t) = \rho_0$), portanto, tem a capacidade de opor-se à sua compressão, sob qualquer condição. Para a maioria dos casos práticos os escoamentos de líquidos são incompressíveis, portanto, nessa tese, o escoamento da água será tratado como incompressível.

Massa específica

Para fluidos incompressíveis, a massa específica não depende da pressão sendo função unicamente da temperatura. Assim, um fluido cuja massa específica (ρ) varia, apenas, com

as coordenadas espaciais, isto é, $\rho = f(x, y, z)$, denomina-se heterogêneo. Para um fluido homogêneo a massa específica ρ é constante em qualquer parte do fluido, sendo definida pela expressão: $\rho = \frac{m}{V}$, em que m é massa (kg) e V o volume (m^3).

De um modo geral, para a maioria das aplicações o fluido é considerado com a massa específica constante para uma temperatura definida.

Viscosidade

No escoamento de fluidos existe a ação de forças dissipativas, devido à resistência que suas moléculas oferecem ao seu movimento relativo. A viscosidade é a propriedade do fluido que caracteriza o atrito interno, sendo quantificada pela viscosidade dinâmica, η ($Pa \cdot s$).

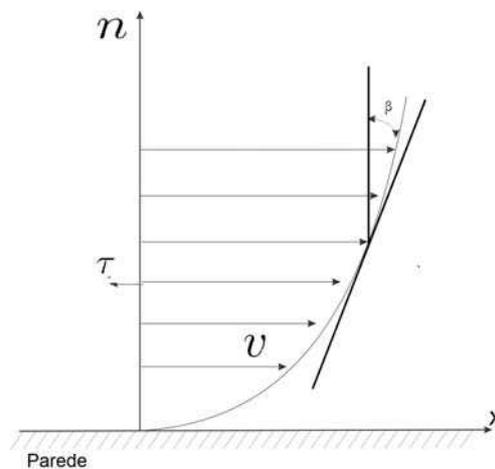


Figura 3.1: Cisalhamento entre as camadas fluídicas, aumentando à medida que se aproxima da parede, formando um perfil parabólico da velocidade.

Para um fluido real, as forças que atuam entre as camadas são tangentes à direção do seu movimento. As camadas mais próximas da parede travam as camadas superiores dando uma forma parabólica para o perfil de velocidade, Figura 3.1. As forças de atrito, que surgem entre as camadas em movimento, podem ser determinadas pela fórmula de Newton para o cisalhamento,

$$\tau = \eta \frac{\partial v}{\partial n} \quad (3.2)$$

sendo $\partial v / \partial n$ a derivada que caracteriza a variação da velocidade na direção transversal à camada, isto é, $\partial v / \partial n = \tan \beta$, com η sendo a viscosidade dinâmica, dependente da natureza do fluido, da temperatura e da pressão (menor dependência).

De modo geral, fluidos biológicos são mais viscosos do que a água ($\rho_{\text{água}}=0,89$ cP a 25°C [81]). Nos procedimentos de análise esses fluidos biológicos não são usados na sua forma bruta, sendo, normalmente, submetidos aos processos de centrifugação e de diluição. O objetivo dos sistemas de propulsão de fluidos investigados nessa tese, é promover o transporte de fluidos biológicos diluídos numa solução salina fosfatada (PBS). Tipicamente essa diluição é feita numa proporção de 1 parte de fluido biológico para 20 partes de PBS. Desse modo, a viscosidade da mistura (fluido biológico com PBS) é essencialmente a mesma do PBS ($\rho_{\text{PBS}}=0,98$ mPa·s a 25°C [82]) e, conseqüentemente, próxima da água. Portanto, usar as propriedades físicas da água é uma aproximação razoável para fluidos biológicos diluídos em PBS, apresentando erro $\approx 8\%$. Entretanto, esse erro é diminuído ao se considerar que os testes laboratoriais com fluidos biológicos são tratados a uma temperatura de 20°C , temperatura na qual a viscosidade da água e do PBS apresentam o mesmo valor [82]. Portanto, nessa tese, a água foi considerada como fluido de trabalho.

3.2.2 Equações de conservação

O comportamento de um fluido incompressível estará completamente determinado se forem conhecidas as componentes u , v e w da velocidade \mathbf{u} , e a pressão p , para qualquer instante de tempo. Por conseguinte, as três componentes da velocidade, segundo os eixos cartesianos e a pressão, totalizam quatro incógnitas e quatro variáveis independentes (x, y, z, t) , cujo conjunto de equações necessárias para que haja a possibilidade de solução do sistema, são:

1. Uma equação de conservação de massa.
2. Três equações de conservação do momento.

As equações que governam o escoamento de fluidos compressíveis e incompressíveis, turbulentos e laminares, são baseadas nos princípios físicos de conservação da massa e da quantidade de movimento [83]. Todas as equações de conservação são deduzidas a partir de um volume de controle infinitesimal (Figura 3.2), considerando-se cada grandeza associada, ou seja, a variação da massa, da quantidade de movimento e da energia no tempo Δt , sobre esse volume infinitesimal constante ($\Delta V = \Delta x \Delta y \Delta z$).

Conservação da massa

Considerando o volume de controle ilustrado na Figura 3.2 e analisando o deslocamento da massa na direção do eixo x no intervalo de tempo t a $t + \Delta t$, efetuando-se o balanço de massa sobre um elemento de volume $\Delta x \Delta y \Delta z$, fixo no espaço através do qual o fluido está escoando:

$$\left\{ \begin{array}{c} \text{taxa de aumento} \\ \text{de massa} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \text{taxa de entrada} \\ \text{de massa} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{c} \text{taxa de saída} \\ \text{de massa} \end{array} \right\} \quad (3.3)$$

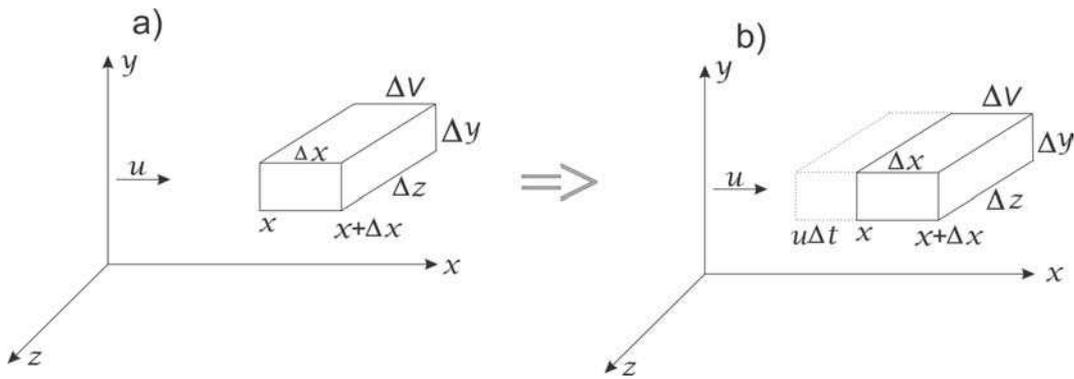


Figura 3.2: Volume de controle infinitesimal (V_C): (a) $t = 0$ e (b) $t = \Delta t$.

Usando a relação constitutiva, $m = \rho V$, e observando a Figura 3.2, a massa que entra e sai do volume de controle, em Δt segundos, na direção de x é respectivamente,

$$m_{in}|_{V_C} = \rho (u \Delta t \Delta y \Delta z) |_{x} \quad (3.4)$$

$$m_{out}|_{V_C} = \rho (u \Delta t \Delta y \Delta z) |_{x+\Delta x} \quad (3.5)$$

Calculando o balanço de massa por unidade de volume, em Δt segundos, e usando a relação constitutiva $m = \rho V$, tem-se

$$\frac{\Delta \rho}{\Delta t} = - \frac{\rho u |_{x+\Delta x} - \rho u |_{x}}{\Delta x} \quad (3.6)$$

Passando o limite quando $\Delta x, \Delta t \mapsto 0$ na equação (7.8) resulta em

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} \quad (3.7)$$

Generalizando a equação (7.11) para as três dimensões obtém-se

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) \quad (3.8)$$

onde, a velocidade para três coordenadas é da forma

$$\mathbf{u} = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} + w\mathbf{k} \quad (3.9)$$

A equação (3.9) é chamada equação da continuidade, pois se baseia na continuidade espacial e temporal da matéria. Para os fluidos considerados incompressíveis (ρ é considerado especialmente uniforme e invariante no tempo) a equação da continuidade se reduz a:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (3.10)$$

É claro que nenhum fluido é verdadeiramente incompressível mas, para a maioria das aplicações em engenharia e biologia, a hipótese de densidade constante resulta numa considerável simplificação, com um erro aceitável. Portanto, nessa tese, essa hipótese será considerada.

Conservação da quantidade de movimento

O resultado da análise do volume líquido, no intervalo de tempo Δt , para o volume de controle da Figura 3.2 é a Navier-Stokes para fluidos incompressíveis [17, p.227]:

$$\frac{\partial(\rho\mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{u} \cdot \mathbf{u}) = -\nabla p + (\eta\nabla^2\mathbf{u}) + S^* \quad (3.11)$$

em que S^* é o termo fonte associado às três componentes cartesianas.

Para um regime de fluxo independente do tempo, ou seja, em regime estacionário, o termo $\frac{\partial(\rho\mathbf{u})}{\partial t}$ é retirado da equação (3.11).

3.2.3 Escoamento multifásico

O assunto relacionado aos sistemas de escoamento multifásico torna-se cada vez mais importante numa ampla variedade de sistemas de engenharia, no que diz respeito à sua concepção ideal e segurança operacional. O fenômeno de fluxo multifásico pode ser observado em sistemas biológicos (sistema cardiovascular; respiratório; gastrointestinal; fluxo da cavidade nasal, dentre outros), na indústria (pressurização de água em reatores nucleares, reações químicas, combustão, sistemas de dessalinização, transporte em dutos da mistura de gás

e petróleo, dentre outras) e no controle ambiental (separação de poluentes, estações de tratamento de esgoto), dentre outros [84].

Quando um gás e um líquido fluem simultaneamente num tubo ou duto, vários tipos de fluxo podem ocorrer, diferindo um do outro pela distribuição espacial da interface. Essas configurações são designadas como regimes ou padrões de escoamento das vazões de líquido e de gás [85], particularmente:

- propriedades dos fluidos (massa específica, viscosidade e tensão superficial);
- condições de operação (pressão, temperatura, gravidade, etc);
- características geométricas do duto: forma, diâmetro e inclinação.

Nesta tese será considerado um escoamento bifásico gás/líquido (ar/água) sem haver uma misturas entre os fluidos, conforme ilustrada na Figura 3.3.

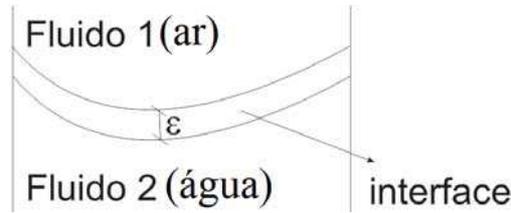


Figura 3.3: Interface entre dois fluidos (ar/água), com espessura ϵ .

Formulação do problema envolvendo fluxo bifásico

Para a resolução de problemas envolvendo fluxo bifásico incompressível, sem apresentar mistura, são necessárias a equação de Navier-Stokes (3.12), para estudo da dinâmica do fluido e a equação de continuidade (3.13), adicionando-se a equação para a interface entre os dois fluidos (ar/água) (3.17),

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} - \nabla \cdot \eta (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{p} = \mathbf{F}_{st} + \mathbf{F}_g + \mathbf{F} \quad (3.12)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (3.13)$$

em que \mathbf{u} é o vetor velocidade, ρ a densidade, η a viscosidade, p a pressão e \mathbf{F}_{st} , \mathbf{F}_g , \mathbf{F} são forças relacionadas, respectivamente, com a tensão superficial, gravidade e outras fontes.

A tensão superficial entre os dois fluido é dada por

$$\mathbf{F}_{st} = \nabla \cdot (\sigma_s(\mathbf{I} - \mathbf{nn}^T))\delta \quad (3.14)$$

com σ_s o coeficiente de tensão superficial (N/m), \mathbf{n} é o vetor normal à interface e δ (1/m) é a função de Dirac:

$$\delta = 6 |\nabla\phi| |\phi(1 - \phi)| \quad (3.15)$$

A força gravitacional, por outro lado, é dada por

$$\mathbf{F}_g = \rho\mathbf{g} \quad (3.16)$$

em que \mathbf{g} é o vetor gravitacional e ϕ a função que define o contorno da fronteira. Portanto, para caracterização do problema é necessário implementar a função implícita ϕ .

Nessa tese, a função ϕ tem a forma [86, p.91],

$$\frac{\partial\phi}{\partial t} + \nabla\phi \cdot \mathbf{u} = \gamma \nabla \cdot (\epsilon \nabla\phi - \phi(1 - \phi) \cdot \frac{\nabla\phi}{|\nabla\phi|}) \quad (3.17)$$

O parâmetro ϵ determina a espessura da região onde a função ϕ é definida e deve apresentar a mesma ordem de magnitude dos elementos de malha, enquanto o parâmetro γ determina o grau estabilização da função ϕ [86, p.91].

A densidade e a viscosidade na interface são definidas como função de ϕ , acoplando fortemente o conjunto de equações (3.12)-(3.13)-(3.17) entre os dois fluidos.

$$\rho = \rho_1 + (\rho_2 - \rho_1)\phi \quad (3.18)$$

$$\eta = \eta_2 + (\eta_2 - \eta_1)\phi \quad (3.19)$$

sendo ρ_1 , ρ_2 e η_1 , η_2 as densidades e viscosidades para os fluidos 1 e 2, respectivamente.

3.3 Sólidos

3.3.1 Propriedades mecânicas

As propriedades mecânicas dos sólidos influenciam na amplitude do deslocamento e na frequência natural da estrutura. Três importantes definições, do ponto de vista mecânico, são

necessárias para a compreensão do modelo estrutural: deslocamentos, deformações (*strain*) e tensões (*stress*). Nessa tese considera-se que o comportamento do material é elástico e homogêneo e, conseqüentemente, às relações entre tensões e deformações são regidas pela Lei de Hooke.

Relação entre deformação e deslocamento

A deformação, de um corpo sólido é caracterizada pela extensão dos elementos lineares definidos no domínio do sólido e pela distorção entre esses elementos. Na configuração inicial em relação a um referencial inercial, qualquer ponto Q de coordenadas (x, y, z) , pode ser localizado utilizando-se um vetor posição \bar{r} (ver Figura 3.4-(a)). Supondo que após a aplicação de uma carga, o corpo se deforma para uma nova configuração, indicado por linha cheia na Figura 3.4-(b).

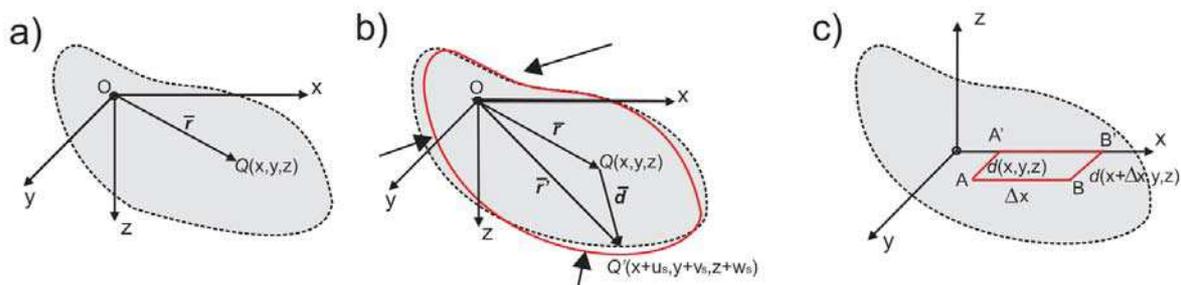


Figura 3.4: (a) Configuração inicial; (b) Configuração deformada; (c) Deformação longitudinal na direção x.

Designando-se por $u_s(x, y, z)$, $v_s(x, y, z)$ e $w_s(x, y, z)$ as componentes, segundo as direções dos eixos ortogonais, do campo de deslocamento \bar{d} sofrido por Q . Assim, as coordenadas de Q , na configuração deformada, serão dadas por: $Q' = [x + u_s(x, y, z); y + v_s(x, y, z); z + w_s(x, y, z)]$. O campo de deslocamentos \bar{d} , para um ponto Q genérico no interior do sólido fornece toda informação relacionada a uma mudança da geometria, como resultado de um carregamento externo. Logo a posição final do ponto Q , definida pelo vetor \bar{r}' , é a soma do vetor \bar{r} com o vetor deslocamento (\bar{d}), conforme ilustrada na Figura 3.4-(b).

Analisando-se à relação entre o deslocamento e a deformação no eixo x , isto é, as deformações longitudinais em função do campo de deslocamentos \bar{d} . Segue que, para o eixo x , a

deformação é dada pela expressão:

$$\varepsilon_x = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \left[\frac{\overrightarrow{A'B'} - \Delta x}{\Delta x} \right] = \frac{\partial u_s}{\partial x} \quad (3.20)$$

em que $\overrightarrow{A'B'} = \Delta x + [u_s(x + \Delta x, y, z) - u_s(x, y, z)]$.

Procedendo de maneira análoga para os outros eixos, como também, em relação às deformação transversais, é possível, conhecendo-se o campo de deslocamentos, obter o campo das deformações como segue:

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \frac{\partial u_s}{\partial x} & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_s}{\partial y} + \frac{\partial v_s}{\partial x} \right) & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_s}{\partial z} + \frac{\partial w_s}{\partial x} \right) \\ \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_s}{\partial y} + \frac{\partial v_s}{\partial x} \right) & \frac{\partial v_s}{\partial y} & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_s}{\partial z} + \frac{\partial w_s}{\partial y} \right) \\ \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_s}{\partial z} + \frac{\partial w_s}{\partial x} \right) & \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_s}{\partial z} + \frac{\partial w_s}{\partial y} \right) & \frac{\partial w_s}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

Relação entre tensão mecânica e deformação

A fim de analisar o que acontece quando um material está sendo tracionado ou comprimido, é importante estabelecer uma relação entre tensão (*stress*) e deformação (*strain*). A deformação é definida como a razão entre a variação de comprimento (δL) e o comprimento (L), ($\varepsilon = \frac{\delta L}{L}$). A tensão, por outro lado, é definida como a força por unidade de área aplicada à secção transversal ($\sigma = \frac{F}{A}$). A relação entre tensão e deformação, numa dimensão (1D), depende apenas do módulo de Young (E) do material, isto é,

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (3.22)$$

O módulo de Young é uma constante que descreve o quão rígido é um material, sob compressão ou tração.

Para o caso geral, material anisotrópico, a relação entre tensão (σ) e deformação (ε) é representada pela versão generalizada da Lei de Hook e pode ser expressa usando a notação:

$$[\varepsilon] = [\mathbf{S}][\sigma] \quad (3.23)$$

em que ε é o tensor deformação (*strain*) com 6 elementos e σ é o tensor das tensões (*stress*) de 2ª ordem com 6 elementos, sendo \mathbf{S} é a matriz de complacência, contendo 36 elementos não nulos. A matriz de complacência apresentará elementos nulos, em função das suas características de anisotropia (isto é, quando a tensão do material depende da direção do campo de deformações aplicado). Assim, um material será classificado como:

- anisotrópico: quando dada propriedade do material depende da direção do campo aplicado. Em outras palavras, quando cada componente do vetor densidade de fluxo é uma combinação linear de todas as componentes do campo aplicado. Nesse caso, o parâmetro constitutivo (E) é tensorial.
- isotrópico: quando o parâmetro constitutivo (E) não depende da direção do campo aplicado. Nesse caso esse parâmetro é um escalar.
- ortotrópico: é um material anisotrópico particular, que possui dois ou três eixos mutuamente perpendiculares de simetria de rotação, de tal sorte que suas propriedades são, em geral, diferentes ao longo de cada um desses eixos.

A relação constitutiva (3.23) pode ser simplificado se for considerado que o material tem as mesmas propriedades no plano xy e diferentes no plano z , sendo definido como isotrópico transversal, em que $E_x = E_y = E_p$, $\nu_{zx} = \nu_{zy}$, $G_{zx} = G_{zy}$ e $G_{xy} = E_x/(2(1 + \nu_{xy}))$. Assim, a relação tensão-deformação assume a forma [87, p.12]:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 \\ \varepsilon_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{E_p} & -\frac{\nu_{yx}}{E_p} & -\frac{\nu_{zx}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu_{xy}}{E_p} & \frac{1}{E_p} & -\frac{\nu_{zx}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{xz}}{E_z} & -\frac{\nu_{xz}}{E_z} & \frac{1}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G_{zy}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G_{zx}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2G_{xy}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

em que G é o módulo de cisalhamento, o subscrito p refere-se ao plano xy e ν é coeficiente de Poisson.

O material é definido como isotrópico se apresentar o mesmo comportamento em relação aos três eixos para quaisquer variáveis, isso implica que $E_x = E_y = E_z = E$, e $G_{zx} = G_{xy} = G_{zy} = G$, com $G = E/(2(1 + \nu))$.

3.3.2 Equação que governa o movimento num sólido

A descrição Lagrangeana da lei de conservação do momento linear para um sólido contínuo, cujo domínio é Ω^s , pode ser expressa pela equação

$$\rho_s \frac{\partial^2 \mathbf{u}_s}{\partial t^2} = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}^s + \rho_s \mathbf{b}^s \quad (3.25)$$

em que ρ_s é a densidade do sólido, \mathbf{u}_s é o campo de deslocamento, \mathbf{b}^s é o vetor onde são dadas as forças de corpo e $\boldsymbol{\sigma}$ é o tensor de segunda ordem, também denominado de tensor de *stress* de Cauchy.

Assumindo-se que o problema é do tipo linear elástico [88], e, assim, obtém-se:

$$\boldsymbol{\sigma}^s = \lambda_s (\nabla \cdot \mathbf{u}_s) \mathbf{I} + 2\mu_s \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}_s)$$

em que $\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}_s) = (\nabla \mathbf{u}_s + (\nabla \mathbf{u}_s)^T)/2$ é o tensor de deformação, com $\lambda_s = \nu E / (1 + \nu)(1 - 2\nu)$ e $\mu_s = E / 2(1 + \nu)$ sendo estes últimos identificados como os coeficientes de Lamé.

3.3.3 Material Piezoelétrico

É um tipo específico de material sólido que, ao ser deformado por uma tensão mecânica, desenvolve cargas elétricas na sua superfície e vice-versa. Assim, aplicando-se uma tensão elétrica entre seus terminais surgirá uma deformação nos sentidos longitudinal e transversal, de acordo com a excitação aplicada e o sentido de polarização. Em se tratando de um sólido que sofre deformação em função de um carregamento, esse, por sua vez, está sujeito às relações tensão-deformação e deformação-deslocamento, conforme já explicitado anteriormente.

Portanto, para um material elástico a tensão mecânica depende apenas da deformação. Por outro lado, para um meio dielétrico, o vetor deslocamento elétrico depende só do campo elétrico aplicado. Para um material piezoelétrico, a tensão mecânica depende da deformação e também do campo elétrico e, da mesma maneira, o vetor deslocamento elétrico depende do campo elétrico e da deformação. As equações constitutivas que relacionam essas grandezas são [89, 90]:

$$\begin{aligned} \mathbf{T} &= \mathbf{c}^E \mathbf{S} - \mathbf{d}^t \mathbf{E} \\ \mathbf{D} &= \boldsymbol{\varepsilon}^S \mathbf{E} + \mathbf{e} \mathbf{S} \end{aligned} \quad (3.26)$$

em que, \mathbf{T} é vetor das tensões mecânicas, \mathbf{D} é o vetor deslocamento elétrico, c^E é a matriz de rigidez elástica, obtido com campo elétrico constante, \mathbf{S} é o vetor de deformação mecânica, \mathbf{e}, \mathbf{d} representam as matrizes de coeficientes piezoelétricos, ε^S é a matriz de rigidez dielétrica, com deformação constante, \mathbf{E} o campo elétrico aplicado e t o operador para transposição matricial. As equações (3.26) representam, respectivamente, o efeito piezoelétrico inverso e direto.

As propriedades piezoelétricas se manifestam em alguns grupos de materiais, tais como: cristais de quartzo (SiO_2), cristais hidrossolúveis, monocristais, semicondutores piezoelétricos (óxido de zinco (ZnO)), sulfeto de cádmio (CdS) e nitreto de alumínio (AlN), cerâmicas piezoelétricas, polímeros (principalmente o *polyvinylidene fluoride* (PVDF)) e compósitos piezoelétricos [91]. Entre as cerâmicas piezoelétricas mais utilizadas se destacam o titanato de bário (BaTiO_3), utilizado em transdutores ultrassônicos e, mais recentemente, o titanato zirconato de chumbo ($\text{PbZr}_x\text{Ti}_{1-x}\text{O}_3$), conhecida como PZT, que tem sido, provavelmente, um dos materiais ferroelétricos mais estudados nos últimos anos, seja na forma de corpos cerâmicos, seja como filmes finos [92]. Portanto, nessa tese a cerâmica piezoelétrica selecionada, para o desenvolvimento do mecanismo de atuação, foi o PZT.

3.4 Considerações finais

Em geral, a solução analítica para a equação de Navier-Stokes não pode ser determinada, devido à não-linearidade e à sua natureza de segunda ordem. Contudo, o problema do bombeamento de fluidos, neste trabalho, envolve as equações da mecânica dos fluidos e da mecânica dos sólidos, formando um sistema de equações acopladas.

A simulação numérica de problemas envolvendo o acoplamento de equações referentes ao domínio fluídico e ao sólido, é classificada como um problema de interação fluido-estrutura. Tipicamente, nos problemas de interação fluido-estrutura, as fronteiras naturais dos escoamentos apresentam um movimento dependente da própria estrutura, isto é, a análise da interação fluido-estrutura consiste no estudo da ação do fluido, em movimento, sobre a estrutura e da resposta da estrutura, e suas consequências, sobre a massa fluídica. Assim, na resolução do problema de escoamento, as condições de fronteira não podem ser conhecidas antecipadamente.

Desta forma, em se tratando de problemas desta natureza, existe a necessidade de tratar, de forma diferente, o domínio fluido em relação ao domínio sólido, e, então, reformular as equações Eulerianas do fluido, de forma que possam ser acopladas às equações Lagrangeanas do sólido. Esse acoplamento é feito através da formulação Lagrangeana Euleriana Arbitrária (ALE) (*Arbitrary Lagrangian Eulerian*) [93]. A formulação ALE acopla as duas formulações (Lagrangeana e Euleriana), permitindo que as condições de contorno variáveis sejam aplicadas ao problema. Por estas razões, os problemas de interação fluido-estrutura são normalmente tão complexos, que a via numérica se torna um método de solução largamente utilizado.

Capítulo 4

Bomba peristáltica linear

4.1 Introdução

Este Capítulo aborda o projeto e a implementação de uma bomba peristáltica linear, partindo-se do conceito sobre fronteira móvel associada ao movimento peristáltico. As primeiras observações feitas sobre movimentos peristálticos resultaram do estudo sobre o corpo humano, mais precisamente nos sistemas digestivo, excretor e circulatório [94, 95]. O movimento peculiar de contração das fibras musculares nas paredes dos órgãos, força seu conteúdo a seguir na direção imposta pelas paredes. Dependendo da necessidade, a frequência do movimento peristáltico pode variar. Essa variação se traduz numa variação na taxa de fluxo do sistema. Assim, um sistema de bombeamento peristáltico deve ser possuir uma ajuste para a taxa de fluxo, usando algum mecanismo associado ao deslocamento das paredes.

Portanto, para o desenvolvimento do projeto da bomba, será formulado um problema envolvendo um conjunto de equações da mecânicos estrutural e da fluidodinâmica acoplados para representar a dinâmica da bomba, cuja solução será implementada usando a técnica dos elementos finitos, de modo a se buscar uma taxa de fluxo otimizada e ajustável.

4.2 Movimento peristáltico e bombeamento

Movimento peristáltico é aquele no qual as paredes de um duto sofrem um movimento sequencial de contração e expansão, com o objetivo de transportar determinada massa fluídica.

O movimento do fluido, provocado pelo peristaltismo da fronteira, só pode ocorrer se houver uma diferença de pressão entre as duas extremidades do sistema (entrada/saída). O movimento da fronteira provoca desequilíbrio das forças viscosas que agem sobre o fluido, tendo como consequência uma variação de pressão. Dessa forma, as forças viscosas são essenciais, pois possibilitam a transmissão da perturbação das paredes sobre a massa fluída e, conseqüentemente, a sua movimentação. Assim, estudar o movimento peristáltico é equivalente a formular um problema de dinâmica dos fluidos, com condições de contorno variáveis periodicamente (fronteira móvel).

Há alguns trabalhos que tratam do bombeamento emulando, algum procedimento biológico. Cícero (2009) [31], Soares (2008) [32] e Nakasome (2006) [96] baseiam seus trabalhos no mecanismo de movimentação dos peixes. No trabalho de tese desenvolvido por Soares [32], o autor estudou e desenvolveu um sistema de propulsão de fluidos que utiliza uma lâmina flexível como impelidor do fluido. Essa lâmina deve se deformar segundo uma função senoidal, com objetivo de gerar as ondas viajantes. A lâmina é feita de um material metálico, posto diretamente em contato com o fluido no interior do canal, sendo necessário desenvolver um sistema de controle para movimentação da lâmina, o qual se baseia na atuação magnética. Para impor o movimento aproximadamente senoidal, o autor usou um total de 12 solenoides dispostos ao longo do canal (6 em cada lado do canal), de modo que, o fluido sempre fica imerso num campo magnético. Por outro lado, o fato do autor não ter realizado qualquer estudo sobre as distâncias mínimas para posicionamento das bobinas magnéticas, é ainda mais crítico; pois, a atuação de uma bobina não deve interferir sobre a outra. Assim, dever-se-ia ter criado uma região de atuação sobre a lâmina, referente a cada bobina, de tal modo a resultar numa ação desacoplada de cada atuador sobre a lâmina. Talvez um estudo desta natureza pudesse reduzir o número total de bobinas em função do comprimento da lâmina, uma vez que, as bobinas produziriam seus efeitos de forma individualizada sobre a lâmina, não interferindo sobre a atuação da bobina mais próxima. Outrossim, a bomba

desenvolvida por Soares não apresenta sucção, isto é, só há bombeamento caso o canal esteja com líquido e, necessariamente, nivelado em relação aos reservatórios de entrada e saída. Esse tipo de bomba, assemelha-se mais com as bombas dinâmicas do que, propriamente, com sistemas peristálticos. Um outro trabalho com características semelhantes foi desenvolvido por Nakasone [96] e Cícero [31], na qual a lâmina é feita de um material piezoelétrico com um das extremidade engastada. O atuador fica posicionado no interior do canal e, ao vibrar, provoca ondas de pressão que, segundo o autor, acarreta o bombeamento. Não obstante, essa bomba também não apresenta sucção e deve ter os seus reservatórios alinhados, como no caso anterior. Em ambos os casos, tratam-se de bombas unidirecionais.

Zhou *et al.* (2009) [97] desenvolveram uma minibomba com características, segundo os autores, peristáltica plana, produzindo uma vazão de $490 \mu\text{l}/\text{min}$ até $5 \text{ ml}/\text{min}$. O arcabouço dessa bomba consistia num canal (2 mm de largura por 0,3 mm de profundidade), constituído de PDMS e fabricado por um processo de litografia, sobre o qual se encontravam três esferas. Na sua parte inferior a bomba era dotada de um motor de corrente contínua, com ímãs de neodímio no seu eixo. Ao girar, os ímãs provocavam o movimento das esferas, resultando no direcionamento do fluxo. Analisando esse projeto, fica evidente que o fluido fica exposto a campos magnéticos, o que pode não ser aconselhável, dependendo do tipo de analito. Outro fato importante se refere à posição das esferas, as quais devem permanecer equidistantes. Porém, dependendo da velocidade de rotação do motor, as esferas, por não serem fixadas, podem sofrer mudanças em relação às posições originais, o que pode alterar a vazão. Além disso, o aumento da viscosidade do fluido pode acarretar o travamento do motor. Outrossim, os autores não mencionam se a bomba desenvolvida é autoescorvante. Além de apresentar um complexo processo de manufatura, esse tipo de estrutura é absolutamente inviável, tendo em vista a necessidade de miniaturização.

Em relação ao mecanismo peristáltico para propulsão do fluido, os autores, geralmente, não mencionam o que os motivou à escolha de uma determinada sequência de operação. De modo que, na literatura há sistemas peristálticos, com três atuadores, usando sequência em três [98–100], quatro [101, 102], cinco [103] ou seis [12, 100, 104] etapas no acionamento. Considerando os sistemas peristálticos que fazem uso de calor para dilatar uma membrana flexível, o ciclo de trabalho pode apresentar um tempo de ativação não compatível com o tempo de relaxação, como, por exemplo, nos sistemas termopneumáticos [98].

Por essas razões, no presente trabalho, a câmara de compressão será uma estrutura totalmente fechada (tubo), a qual será dotada de um mecanismo peristáltico. Esse mecanismo deverá propiciar um melhor desempenho e funcionalidade, mediante o movimento de uma parede flexível, de tal sorte que a minibomba resultante seja autoescorvante, isto é, apresente sucção. Com relação ao deslocamento das paredes flexíveis, será estudada uma sequência de acionamento mais apropriada, de tal maneira que resulte em uma bomba bidirecional. Visando simplificar o processo de manufatura, a bomba não deve possuir qualquer tipo de válvula de controle de fluxo, ou seja, a própria sequência de acionamento fará o papel da válvula. Vale ressaltar que, os trabalhos nas quais apresentam o mecanismo peristáltico, com três atuadores, exibem uma estrutura física subdividida em três cavidades independentes [12, 98, 99, 101, 103], individualizando a forma de atuação. Desta maneira, para usar o tubo como cavidade é necessário definir as distâncias mínimas para individualizar a região de atuação.

4.3 Proposta da bomba peristáltica linear

A Figura 4.1-(a) ilustra o funcionamento de uma bomba peristáltica de roletes, típica, na qual o esmagamento do tubo, provocado pelo movimento de rotação dos roletes, cria as ondas viajantes (do inglês: *traveling wave*¹).

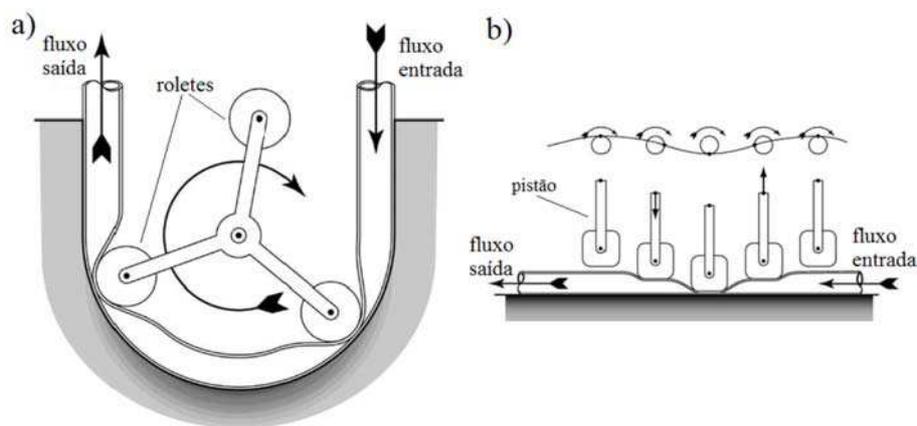


Figura 4.1: Bombas peristálticas: (a) rotativa, (b) linear [11, p.1627].

¹Onda viajante é qualquer tipo de onda que se propaga numa única direção com alterações insignificantes na forma.

Na Figura 4.1-(b) é apresentada uma configuração típica, em macroescala, de uma bomba peristáltica linear, na qual um conjunto de atuadores, do tipo pistão, comprime, ciclicamente, o tubo flexível. Em ambos os casos, o movimento imposto sobre as paredes do tubo induzirá um movimento direcionado sobre a massa fluídica, situando as bombas peristálticas na classe de bombas de deslocamento positivo. Para essas bombas, aumentar o diâmetro do tubo ou a frequência do ciclo de bombeamento, acarretará em um incremento da taxa de fluxo.

Neste trabalho será feito um estudo sobre o mecanismo de ação da bomba peristáltica linear, tendo em vista que esta é a configuração mais adequada quando se visa a miniaturização de um sistema analítico. Em outras palavras, na microescala, é interessante evitar-se o uso de partes móveis, com exceção do atuador, ou seja, o corpo da bomba deve ser uma única peça rígida. Essas considerações permitem que o estudo, aqui apresentado, se restrinja ao caso da bomba peristáltica linear. Assim, nessa tese, a bomba peristáltica deve ser do tipo linear, sem válvulas de retenção de fluxo, autoescorvante e bidirecional. Portanto, para a concepção dessa bomba faz-se necessário estudar a relação entre o número de pistões que esmagam o tubo, e a respectiva taxa de fluxo. Contudo, também é necessário saber a correta posição dos pistões ao longo do tubo de forma a maximizar o volume deslocado, e ainda, definir o tipo de atuador em função da força necessária para esmagar a parede do tubo.

4.3.1 Premissas de projeto acerca do tubo

Neste trabalho, considera-se que a área de contato entre o tubo e o pistão será designada por câmara, isto é, o tubo ao ser esmagado pelo pistão formará a câmara de bombeamento. Além disso, o deslocamento das paredes de cada uma das câmaras será considerado independente das demais, ou seja, não há influência do deslocamento da parede de uma câmara sobre as câmaras adjacentes, conforme ilustrado na Figura 4.2. Ao cessar a pressão dos pistões sobre a parede do tubo, as propriedades elásticas do material farão com que elas retornem à sua posição inicial. A necessidade da formação das cavidades individualizadas, é justificada pela independência no mecanismo de atuação, como também na igualdade do volume deslocado em cada cavidade. Considera-se que todas as câmaras são iguais, e portanto, o volume

deslocado pela ação do atuador é v^* (*stroke volume*), enquanto que o volume que permanece no interior da câmara é chamada de volume morto (*dead volume*), em relação a cada câmara.

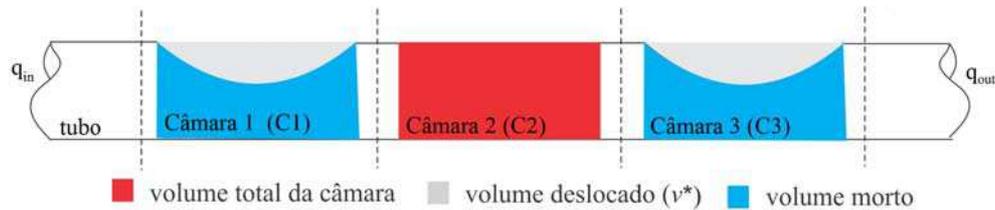


Figura 4.2: Tubo flexível subdividido em câmaras.

Mecanismo de transferência de volume

Em relação a Figura 4.2, há apenas três câmaras, com resistência hidráulica infinita ao fluxo, na posição fechada. Além disso, o volume morto será considerado nulo, ou seja, todo o volume abaixo da membrana é deslocado pela sua deflexão, isto é, o fluido é incompressível.

O primeiro passo para analisar o volume transportado é computar o volume deslocado ao pressionar e relaxar a cavidade, de forma sequencial e contínua. Para tanto, serão aplicadas as seguintes regras:

1. Quando a parede do tubo é esmagada, todo o fluido da câmara é expelido;
2. Quando a parede do tubo retorna, a câmara é preenchida completamente com fluido;
3. Se a parede do tubo permanece esmagada durante uma etapa da sequência, nenhum fluido pode passar através dele;
4. Se numa única etapa algumas paredes retornam enquanto outras são esmagadas, e se há um caminho para a passagem de fluido entre elas, então, o líquido é transferido a partir da segunda para a primeira.
5. Se uma parede é esmagada ou se retorna, sem haver alguma barreira, a transferência do fluido é feita igualmente para ambos os lados.

Considera-se uma bomba com três câmaras ideais, isto é, o tubo é subdividido em cavidades ou câmaras, C1, C2 e C3, na qual o volume deslocado pelo movimento da parede

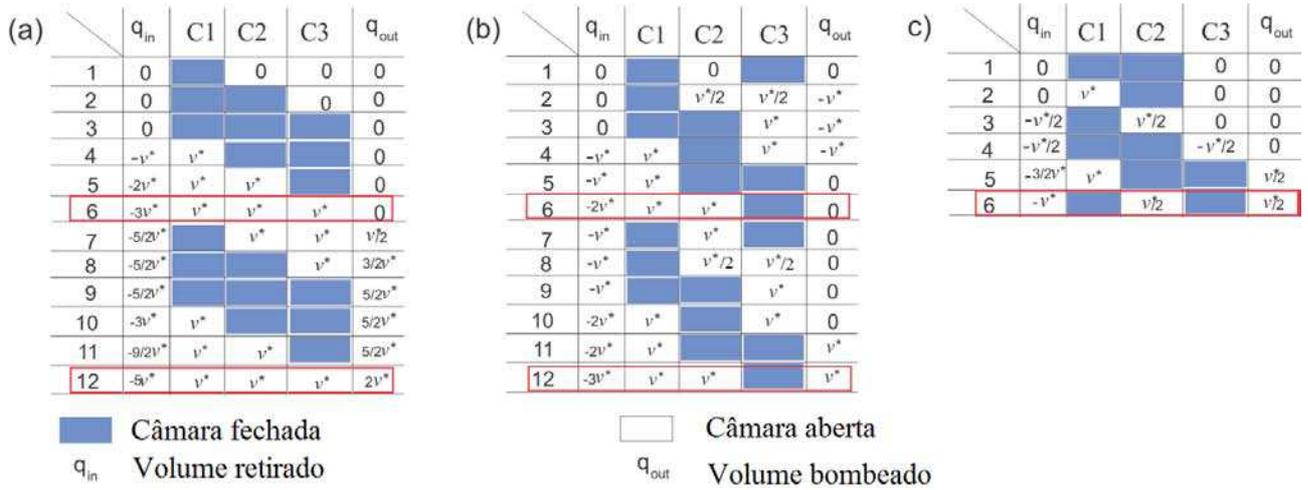


Figura 4.3: Estimativa do volume transportado pela bomba: (a)-seis fases, (b)-seis fases, (c)-três fases.

é de v^* (Figura 4.2). Nessa análise, considera-se que o bombeamento é realizado da esquerda para a direita, sendo q_{in} o volume retirado de um reservatório e q_{out} o volume transportado.

Considera-se que para o início do ciclo de bombeamento o tubo está vazio. Primeiramente, a bomba aspira o fluido para o interior da câmara e, em seguida, o transporta até a saída, mantendo-se esse ciclo periodicamente.

A característica de bombeamento é definida pela sequência de acionamento dos atuadores. Assim, a sequência mostrada na Figura 4.3-(a) [105] possibilita transportar um volume líquido de $2v^*$, mantendo sempre o volume da câmara da bomba completo, com $3v^*$, ao final do ciclo. Por outro lado, na sequência da Figura 4.3-(b) o volume transportado é de v^* por ciclo de trabalho, enquanto que o volume mantido no interior da câmara é de $2v^*$. Já para a sequência em três fases da Figura 4.3-(c), o volume transportado é apenas metade do volume abaixo da membrana.

Essa análise evidencia que a sequência de bombeamento de Figura 4.3-(a) é mais eficiente que a de Figura 4.3-(b), transportando o dobro do volume por ciclo de trabalho (T). A fase de admissão da bomba é definida como o conjunto de etapas necessárias para encher o tubo da bomba, isto é, etapas de 1 a 6, para os casos em seis estágios e de 1 a 3, para 3 estágios. Em seguida, é realizada a fase de bombeamento, etapas de 7 a 12, para seis estágios (Figura 4.3:(a)-(b)). Após o ciclo de admissão o processo torna-se periódico, isto é, a câmara estará sempre preenchida com fluido e a fase de bombeamento deverá transportar sempre a mesma

quantidade de fluido.

Deve-se ressaltar que esse tipo de análise é grosseira por não contemplar, dinamicamente, o refluxo. A situação é ainda mais precária para o caso em que não há válvulas de retenção de fluxo e quando a geometria é mais complexa.

Máxima taxa de fluxo

Considere a sequência de acionamento da Figura 4.3-(b), em que cada etapa é realizada em t_k segundos. Assim, o tempo total para uma sequência de três etapas é de $T = 3t_k$, em que T é o ciclo de trabalho, ou período. A taxa de fluxo é dada por $Q = (v^*)/3T$. Ela será máxima quando $T = T_{min}$, em que T_{min} é o menor ciclo de trabalho admissível do sistema.

Eficiência

A potência fluídica é o produto da taxa de fluxo, pela pressão aplicada pelo atuador. Para bombas de deslocamento positivo, ela é dada pela expressão $P^* = p_{act}^*(v^*/T)$. No caso da sequência da Figura 4.3-(b), supondo que a energia consumida para contrair a membrana tem a mesma magnitude que para mantê-la na posição fechada, o rendimento pode ser definido como: $\zeta_b = (p_{act}^*v^*)/T(P_{act})$, em que P_{act} é a potência do atuador.

Neste trabalho, a cavidade de bombeamento consiste de um tubo flexível, sem qualquer tipo de válvula de retenção de fluxo, fazendo com que a sequência de acionamento seja responsável por todo o funcionamento. Dada a importância da sequência de acionamento na avaliação de desempenho da bomba, será feita, mais adiante, uma análise bidimensional de elementos finitos, com interação fluido-estrutura ¹.

4.3.2 Metodologia de projeto

Tendo em vista a ausência, na literatura, de uma metodologia para o desenvolvimento de uma bomba peristáltica, este capítulo tem como objetivo propor, executar e avaliar uma metodologia proposta. O uso de uma metodologia de projeto implica, antes de tudo, em fragmentar um problema grande e complexo, em problemas menores, ou etapas, dispostos

¹Interação fluido-estrutura: consiste em computar a ação da superfície de um sólido sobre um fluido e vice-versa.

sistematicamente, cujo objetivo é buscar uma solução adequada e com repetibilidade. alta capacidade de processamento Atualmente, com o avanço e o baixo custo de máquinas com alta capacidade de processamento, observa-se uma intensificação do Método dos Elementos Finitos (MEF) como ferramenta de projeto. Muito embora esses métodos forneçam soluções numéricas aproximadas, a qualidade da aproximação com a realidade é tanto melhor, quanto maior for o grau de sofisticação do modelo. Em outras palavras, quanto maior for a capacidade de incluir os fenômenos físicos relevantes ao comportamento do sistema.

O estudo da bomba peristáltica linear considera um tubo cilíndrico circular, como câmara de bombeamento, ou seja, todos os fenômenos físicos relativos ao projeto podem ser resumidos ao tubo, conforme será mostrado mais adiante.

A simulação para a bomba peristáltica linear inclui a ação conjunta de dois domínios distintos, fortemente acoplados, através da interação fluido-estrutura. Isso possibilita retratar, de forma mais aproximada possível, a dinâmica da bomba peristáltica linear. O domínio computacional é composto pelo domínio fluídico (Ω_B), representando o fluido a ser bombeado e pelo domínio mecânico (Ω_A), representando as paredes externas do tubo (Figura 4.23). O domínio fluídico é regido pelas equações relativas ao movimento do fluido e suas propriedades físicas, tais como viscosidade, densidade ou qualquer outro tipo de equação acoplada ao movimento como, por exemplo, a equação de convecção-difusão ou mesmo a equação de transferência de calor (caso haja reações químicas no fluido). Isso significa que, uma vez tratado o acoplamento mecânico-fluídico, resultando no campo de velocidade \mathbf{u} no domínio Ω_A , este mesmo domínio pode ser tratado de forma convencional, acrescentando-lhe outras equações (convecção-difusão, transporte de calor, reações químicas), envolvendo este mesmo meio. Por outro lado, o modelo mecânico tem o "funcionamento" quase que independente do domínio fluídico, a não ser pelas reações impostas pelo fluido, em oposição ao movimento da membrana (ação e reação).

As simulações relativas ao projeto da bomba peristáltica linear são divididas em duas etapas distintas: a primeira, envolvendo os aspectos mecânicos relacionados ao tubo, tais como: deformação elástica, tipos de pistão e seu posicionamento correto; a segunda, ligada diretamente aos aspectos fluídicos (bombeamento), tais como taxa de fluxo e sequência de acionamento. Ressalte-se, entretanto, que um desenvolvimento adequado do dispositivo em questão requer que ambos os problemas sejam devidamente resolvidos e, para tanto, faz-se

necessária uma metodologia para o projeto e desenvolvimento da bomba.

Na metodologia de projeto proposta após o projeto conceitual, é necessário definir as especificações para o tubo e para o fluido, tais como: propriedades físicas e a geometria na qual o fluido irá circular. Este conjunto de informações está relacionado, indiretamente, ao propósito do produto, ou seja, ao tipo e ao local de aplicação. Neste sentido, surge a designação de projeto conceitual no qual estão relacionados a forma, as dimensões, a faixa de operação e custos. No entanto algumas questões relativas à bomba são pré-estabelecidas, como o fato de haver três atuadores e o tipo de tubo e fluido, elastômero e água, respectivamente. Outro fato relevante dentro do projeto conceitual é o próprio nome do produto, bomba peristáltica linear, que indica que a bomba deve ser do tipo peristáltica e com estrutura de compressão diferente da tradicional, com roletes. Desta forma, o projeto conceitual da bomba é apresentado na Figura 4.4, sendo composta por um duto cilíndrico de um material elástico (silicone ou látex), suportes mecânicos (em acrílico) de fixação do tubo, três pistões e três atuadores. Em relação à faixa de operação da bomba, suas dimensões e ao mecanismo de atuação, será necessário fazer um conjunto de simulações usando o MEF, como será descrita mais adiante. Ainda com relação ao fluxo, o diâmetro e o material do tubo podem ser alterados, em função da taxa de fluxo desejada. Contudo, isso poderá implicar na substituição do mecanismo de atuação.

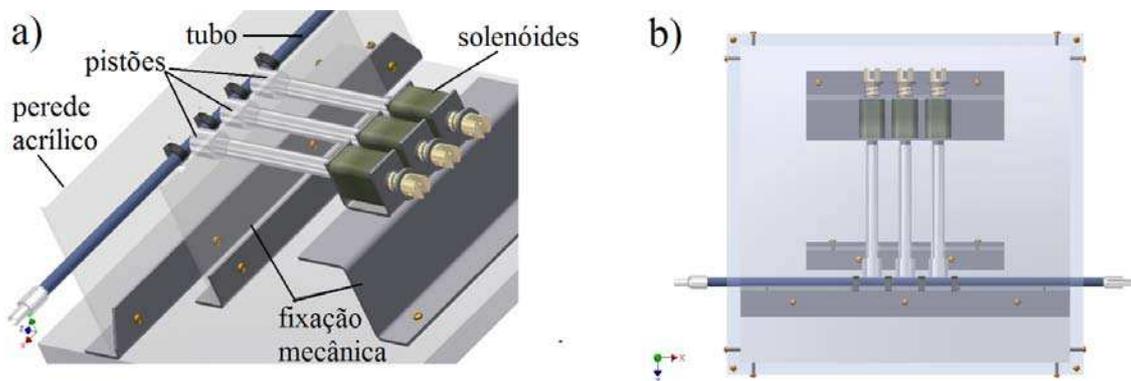


Figura 4.4: Esquema do projeto da bomba peristáltica linear: (a) vista isométrica, (b) vista de topo.

A bomba apresentada na Figura 4.4 não possui válvula de retenção de fluxo. Portanto, haverá fluxo e refluxo em ambas as direções, cabendo à seqüência de acionamento minimizar

o refluxo¹.

Posteriormente à etapa referente ao projeto conceitual, serão realizadas as simulações relativas ao comportamento elástico do tubo e, em seguida, as simulações referentes à dinâmica fluídica. O objetivo principal do projeto mecânico é definir o comprimento do tubo e a força necessária para esmagá-lo e, conseqüentemente, definir o atuador. Além do mais, é definida a distância mínima para o posicionamento dos pistões, em que o resultado dessas simulações pode ser satisfatório ou não. Caso não satisfatório, isso implicaria num valor muito elevado da força necessária para esmagar o tubo, o que dificultaria a escolha do atuador, ou em distâncias muito longas entre os pistões, implicando no aumento do comprimento do tubo e, conseqüentemente, da bomba. Dessa forma, uma provável solução seria mudar o material do tubo, ou seus diâmetros, interno e externo. Em relação à análise fluídica, ela irá avaliar a sequência de acionamento, de modo que haja um menor refluxo e maior volume transportado. Caso a faixa de operação ideal da bomba apresente uma taxa de fluxo diferente da esperada, o projeto também é remetido para o bloco que avalia as especificações de projeto, na qual pode-se avaliar as características do material. De uma maneira geral, o bloco referente às simulações com elementos finitos irá sempre retornar para a etapa de especificações, caso a análise fluídica ou mecânica não seja satisfatória. Após as simulações, é iniciada a etapa de confecção do protótipo, com base no projeto mecânico, na qual serão confeccionadas, além da estrutura da bomba, os circuitos de controle e acionamento. A etapa seguinte é a realização dos testes experimentais, cujo objetivo é a validação das simulações. Em caso de haver discrepância significativa (maior que 10%) entre os resultados, a melhor alternativa é averiguar todas as etapas anteriores. Entretanto, se os resultados forem inferiores a 3% (satisfatório) o protótipo é considerado como finalizado.

Na Figura 4.5 é apresentado o diagrama de blocos referentes à execução das etapas da metodologia de projeto. Nas subseções seguintes será realizado um passo-a-passo, referente ao desenvolvimento de uma bomba peristáltica linear, usando-se a metodologia de projeto proposta.

¹Refluxo é o fluxo em sentido oposto ao fluxo principal.

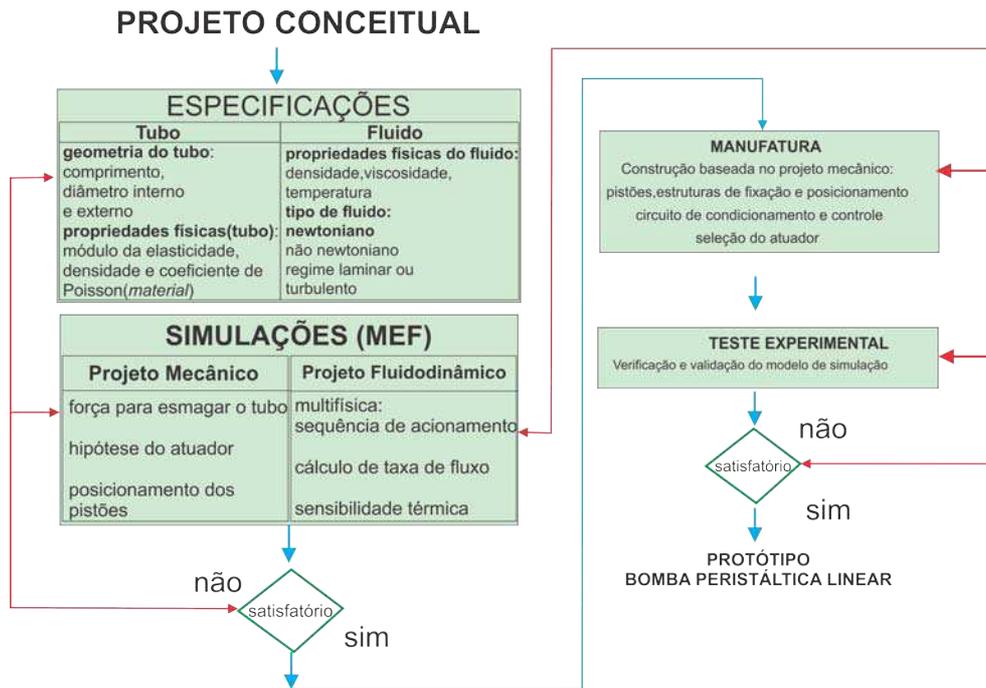


Figura 4.5: Diagrama de blocos para execução da metodologia de projeto.

4.4 Projeto da bomba linear

4.4.1 Considerações iniciais

O fluido de trabalho considerado no projeto é a água, conforme já explicitado no Capítulo 2 dessa tese. A água é um fluido Newtoniano e incompressível, cujas propriedades físicas necessárias à simulação fluídica são: densidade $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$, viscosidade $\eta = 1 \text{ mPas}$, considerando-se uma temperatura de 25°C . Entretanto, para análise de deformação do tubo, é necessário o conhecimento das propriedades mecânicas: módulo de elasticidade, densidade e coeficiente de Poisson. Contudo, os tubos comerciais de elastômeros (látex e silicone) apresentam variações em relação ao módulo da elasticidade, $E = 1 \text{ MPa} - 10 \text{ MPa}$, sendo sensíveis em relação à deformação. Portanto, sendo necessário fazer um ensaio experimental de compressão a fim de determinar o exato valor do módulo de elasticidade dos tubos. Por outro lado, a densidade e o coeficiente de Poisson para os materiais (látex e silicone) apresentam uma variação pequena e, portanto, serão usados os dados da literatura. Assim, a densidade do látex é de $\rho_{\text{látex}} = 930 \text{ kg/m}^3$, a do silicone é de $\rho_{\text{silicone}} = 1270 \text{ kg/m}^3$ com

o coeficiente de Poisson de 0,48 e 0,5, respectivamente, para o látex e silicone [106].

O ensaio experimental de compressão para o tubo foi realizado com um equipamento de análise dinâmico-mecânica (*Dynamic Mechanical Analysis-DMA*), TA Instruments modelo QA 800, em modo de tensão, conforme ilustrado Figura 4.6.



Figura 4.6: Equipamento de análise dinâmico-mecânica: à esquerda, é mostrado o suporte do tipo *Cantilever* para fixação das amostras

Para os ensaios de compressão utilizou-se três amostras de tubos de látex, 5,0 mm (d.e) x 3,0 mm (d.i), e três amostras de tubos de silicone com dimensional de 3,0 mm (d.e) x 2,0 mm (d.i). O comportamento elástico observado para o tubo de látex apresentou, nas três amostras um deslocamento linear até aproximadamente 2,9 mm, representando aproximadamente 97% do diâmetro interno do tubo (Figura 4.7). A força de oclusão dos tubos foi de 4,5 N, 5,5 N e 6,0 N para as amostras "2", "3" e "1", respectivamente. A mudança de inclinação nos gráficos revela que as paredes externas do tubo estão sendo comprimidas e, desta forma, a força aplicada aumenta significativamente. Para o caso do tubo de silicone (Figura 4.8), o comportamento elástico segue o mesmo comportamento, ou seja, apresenta comportamento linear até aproximadamente 1,9 mm para a amostra "1" e para a amostra "2", com força de oclusão de 4,2 N. No entanto, a amostra "3" apresentou um comportamento linear, sendo a força de oclusão 9 N, implicando numa força de compressão superior a 100%, em relação à força de 4,5 N para as amostras "1" e "2". Desta forma, a amostra "3" (silicone, Figura 4.8)), será descartada deste trabalho por necessitar de uma maior força para sua compressão, fato que influenciará na seleção do atuador.

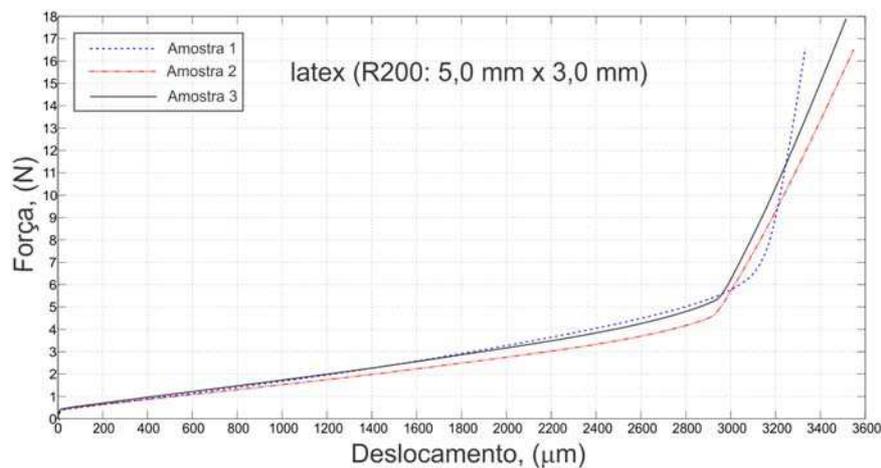


Figura 4.7: Resultado do ensaio de compressão para as amostras dos tubos de látex.

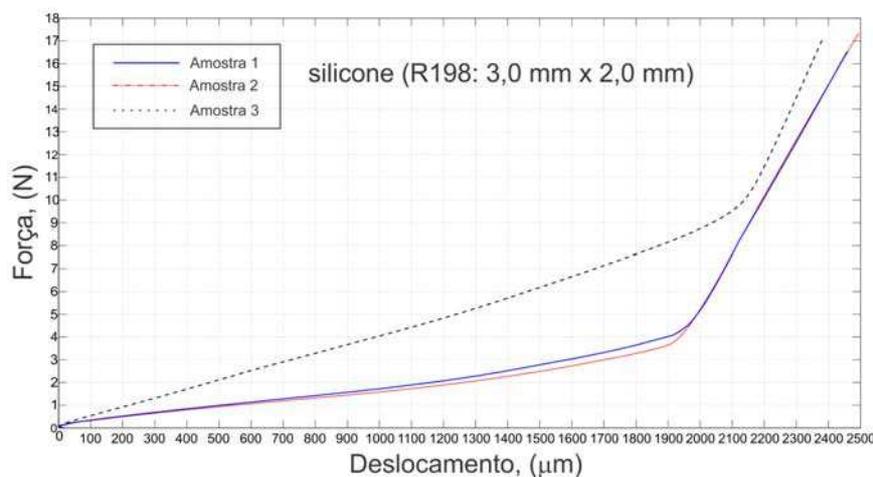


Figura 4.8: Resultado do ensaio de compressão para as amostras dos tubos de silicone.

O ensaio do DMA é simulado, objetivando conseguir os mesmos deslocamentos da parede do tubo, em função da força aplicada. Desta forma, calibra-se o modelo em função do módulo de elasticidade.

4.4.2 Projeto mecânico: aspectos relacionados ao tubo de látex

O formato do pistão que comprime o tubo, a distância entre eles e a força de compressão, são parâmetros que influenciam no comportamento do fluxo resultante. A distância entre os atuadores deve ser o suficiente para não influenciar nas câmaras adjacentes, ou seja, as câmaras devem apresentar um comportamento independente, conforme já ilustrado pela

Figura 4.2. Na avaliação do comportamento elástico (relação tensão-deformação) do tubo será considerado que o material é do tipo isotrópico¹.

Para dimensionar o tipo de atuador que será usado para efetuar a compressão, é muito importante determinar a relação entre tensão e deformação do tubo. Além disso, é conveniente calcular a distância mínima entre os pistões, para minimizar a influência entre as cavidades adjacentes. Pode ainda ser necessário testar diferentes geometrias de pistão e escolher a mais apropriada para o projeto. Os seguintes detalhes mecânicos, relativos ao tubo, devem ser levados em conta no projeto físico da bomba linear:

- Estudo do diâmetro do pistão
- Estudo do perfil do pistão;
- Estudo da posição do pistão;
- Estudo da força em função do deslocamento.

O problema do deslocamento de uma fronteira sólida pode ser modelado pela lei de conservação do momento linear [88],

$$\rho_s \frac{\partial^2 \mathbf{u}_s}{\partial t^2} = \nabla \cdot \sigma^s + \rho_s \mathbf{b}^s, \quad \Omega^s \times (0, T) \quad (4.1)$$

$$\mathbf{u}_s(\mathbf{x}, 0) = \dot{\mathbf{u}}_s^0(\mathbf{x}), \quad \Omega^s \times \{0\} \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}_s}{\partial t}(\mathbf{x}, 0) = \mathbf{u}_{s0}(\mathbf{x}), \quad \Omega^s \times \{0\} \quad (4.3)$$

$$\mathbf{u}_s(\mathbf{x}, t) = \mathbf{u}_{sD}(\mathbf{x}, t), \quad \Gamma_D^s \times (0, T) \quad (4.4)$$

$$\sigma^s \cdot \mathbf{n}^s = \mathbf{t}^s, \quad \Gamma_N^s \times (0, T) \quad (4.5)$$

em que Ω^s e Γ^s representam o domínio e a fronteira, respectivamente; \mathbf{u}_s é o deslocamento mecânico, σ^s o tensor de tensões (*stress*), \mathbf{b}^s o vetor que representa as forças aplicadas, \mathbf{u}_{sD} é a velocidade prescrita na fronteira Γ_D^s , \mathbf{t}^s é a componente tangencial das tensões na parte complementar da fronteira, Γ_N^s . Todas as simulações serão realizadas usando o software comercial baseado em elementos finitos, Comsol Multiphysics versão 4.2a. As interpolações nos gráficos, quando necessárias, serão efetuados usando a função *polifit* do Matlab, efetuando-se um ajuste polinomial.

¹Material isotrópico é aquele que apresenta as mesmas propriedades físicas em todas as direções

As simulações foram implementadas em regime estacionário em três dimensões, usando o módulo *Solid, Stress-Strain*. A malha computacional do modelo apresentou 4350 elementos tetraédricos, totalizando 218793 graus de liberdade. A geometria considerada na simulação é um tubo, sobre o qual há um pistão, conforme ilustrado na Figura 4.9. A geometria do pistão define a área de contato com o tubo, e este, por sua vez, apresenta as paredes livres. Ao invés de acrescentar um anteparo de fixação na parte inferior do tubo, optou-se por definir uma região chanfrada na sua base e impor sobre ela uma condição de fronteira, restritiva ao movimento, em qualquer direção, isto é, $\mathbf{u}_s = 0$. Isso possibilita a redução do número de elementos da malha, sem prejuízo ao resultado final da simulação. O pistão, por sua vez, só poderá ser deslocado na direção do eixo z através da aplicação de uma força (F_0) na sua parte superior.

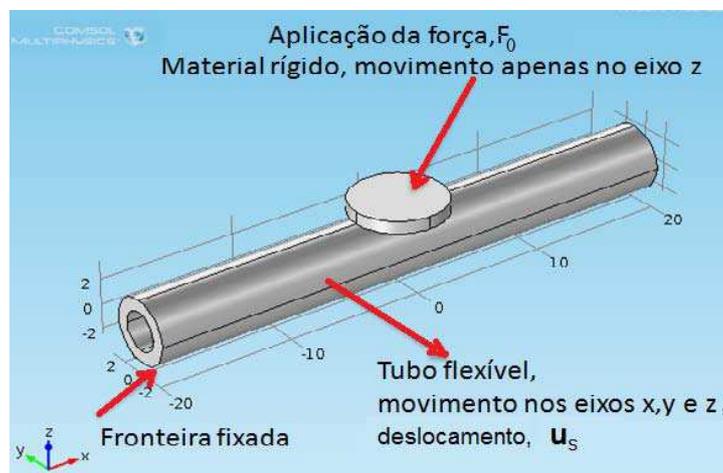


Figura 4.9: Geometria usada na simulação.

Neste trabalho será utilizado como separador decimal o ponto, ao invés da vírgula para todos os gráficos. Os gráficos referentes a dados experimentais será posto uma barra de erro para representar o desvio padrão do dado coletado.

Na simulação foram usados os materiais látex e silicone, para o tubo e PVC para o pistão. As propriedades físicas dos materiais usadas nas simulações deste capítulo estão referenciadas na Tabela 4.1. Na simulação será apresentado como resultado o deslocamento da parede do tubo, ou seja, $\mathbf{u}_s = u_s \mathbf{i} + v_s \mathbf{j} + w_s \mathbf{k}$ em função da força, $\mathbf{F} = F_0 \mathbf{k}$, aplicada sobre o pistão.

Tabela 4.1: Propriedades dos materiais usados nas simulações deste capítulo

PVC	densidade, ρ_{pvc}	1760	kg/m^3
	módulo de elasticidade, E	2,9	MPa
	coeficiente de Poisson, ν	0,34	
Água	densidade, ρ_{H_2O}	998	kg/m^3
	viscosidade, η_{H_2O}	$1,0021 \times 10^{-3}$	Pa.s
Látex	densidade, ρ_{latex}	920	kg/m^3
	módulo de elasticidade, E	1,65	MPa
	coeficiente de Poisson, ν	0,5	
Silicone	modelo de elasticidade, E	3,9	MPa
	coeficiente de Poisson, ν	0,45	
	densidade, $\rho_{silicone}$	1120	kg/m^3

Estudo do diâmetro do pistão

O diâmetro do pistão usado na simulação foi de 5 mm, o mesmo do tubo de látex (Figura 4.10). Observando esta figura é fácil perceber que o deslocamento da parede lateral do tubo é maior que o diâmetro do pistão, com 66% do deslocamento (Figura 4.10-(c)) formando um bolsão. O bolsão lateral não permanece completamente fechado, o que pode ocasionar refluxo ou, no pior caso, provocar o surgimento de bolhas de ar. Essas bolhas, além de diminuir a vazão, podem provocar erros no sistema de leitura dos sensores pertencentes aos sistemas analíticos. Por outro lado, o pistão não deve apresentar arestas nem outras geometrias pontiagudas, pois se seu diâmetro for inferior ao deslocamento transversal da parede do tubo, como ocorre na Figura 4.10, haverá o risco de rasgá-lo e, por conseguinte, deve-se aumentar o diâmetro do pistão. O uso de diâmetros superiores ao máxima deslocamento transversal podem ocasionar o contato mecânico entre o pistão e a barra de fixação do tubo. Dependendo da força imprimida pelo atuador e a fixação da mangueira, o tubo pode sofrer flambagem e, conseqüentemente, isto ocasionará vibrações no sistema.

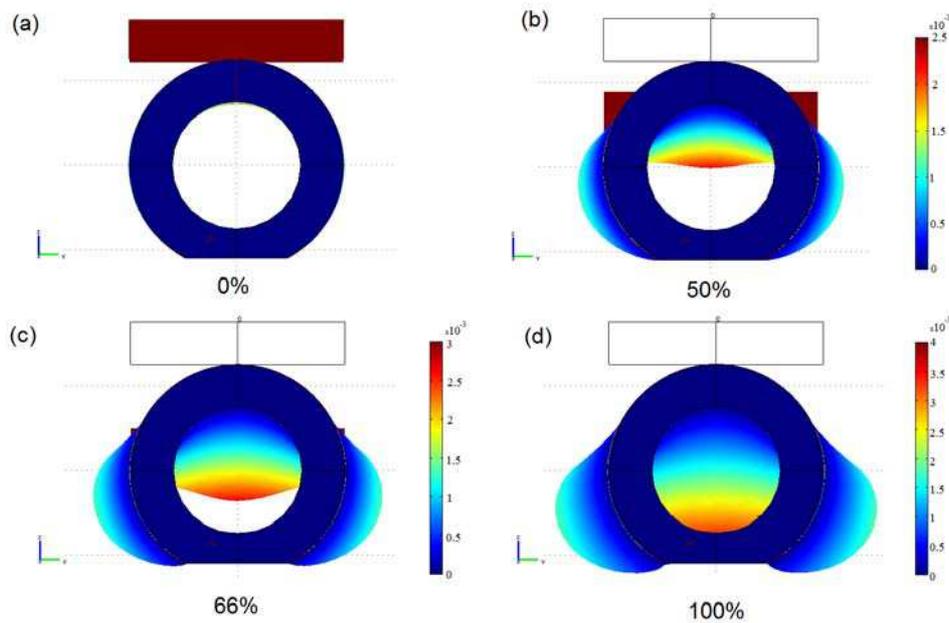


Figura 4.10: Vista frontal do conjunto tubo-pistão. Deslocamento da parede do tubo em milímetros, u_s , em função da força aplicada: deslocamentos máximos de (a) 0%; (b) 50%; (c) 66% e (d) 100%. O conjunto de simulações apresentadas possui uma escala de cores normalizada, variando do azul, definido como mínimo, até o vermelho, o máximo.

Na Figura 4.11 são apresentados cinco resultados de simulações, considerando a variação do diâmetro do pistão de 7 mm, 8 mm e 10 mm. Nesse caso, comparando os resultados para 100% do deslocamento da parte central da parede do tubo, observa-se que 7 mm para o diâmetro do pistão é inferior ao deslocamento transversal (resultado semelhante ao apresentado pelo pistão de 5 mm, Figura 4.10-(d)). Muito embora um diâmetro de 8-10 mm seja adequado para a viabilidade do projeto, o diâmetro adotado, nesse trabalho, foi de 9 mm.

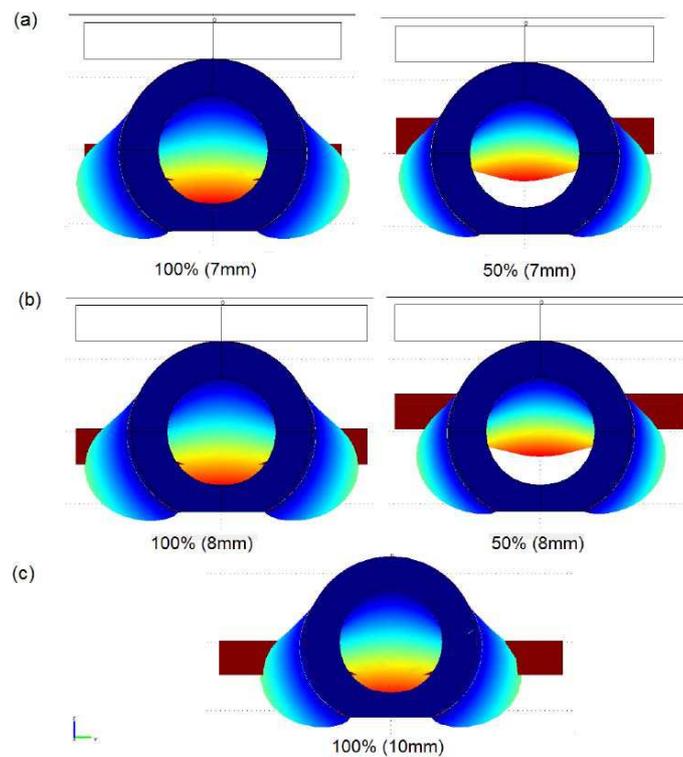


Figura 4.11: Vista 3D da deformação sofrida pelo tubo: (a) diâmetro do pistão de 7 mm; (b) diâmetro do pistão de 8 mm; (c) diâmetro do pistão de 10 mm.

Estudo do perfil do pistão

Na Figura 4.12 é apresentada, como resultado de simulação, a influência longitudinal do deslocamento da parede do tubo, considerando pistões de perfil circular de diâmetro 9 mm e quadrático, com lado de 9 mm. Comparando-se o deslocamento da parede do tubo, em ambos os pistões, nota-se que não há muita distinção entre as deformações, conforme a Figura 4.12: (c)-(d). Observa-se, entretanto, uma deformação ligeiramente maior para o pistão de perfil quadrado. Como não se verificou uma grande diferença entre os pistões cilíndricos e prismáticos, este trabalho adotará o pistão cilíndrico, devido à facilidade no processo de tornearia e ausência de esquinas pontiagudas.

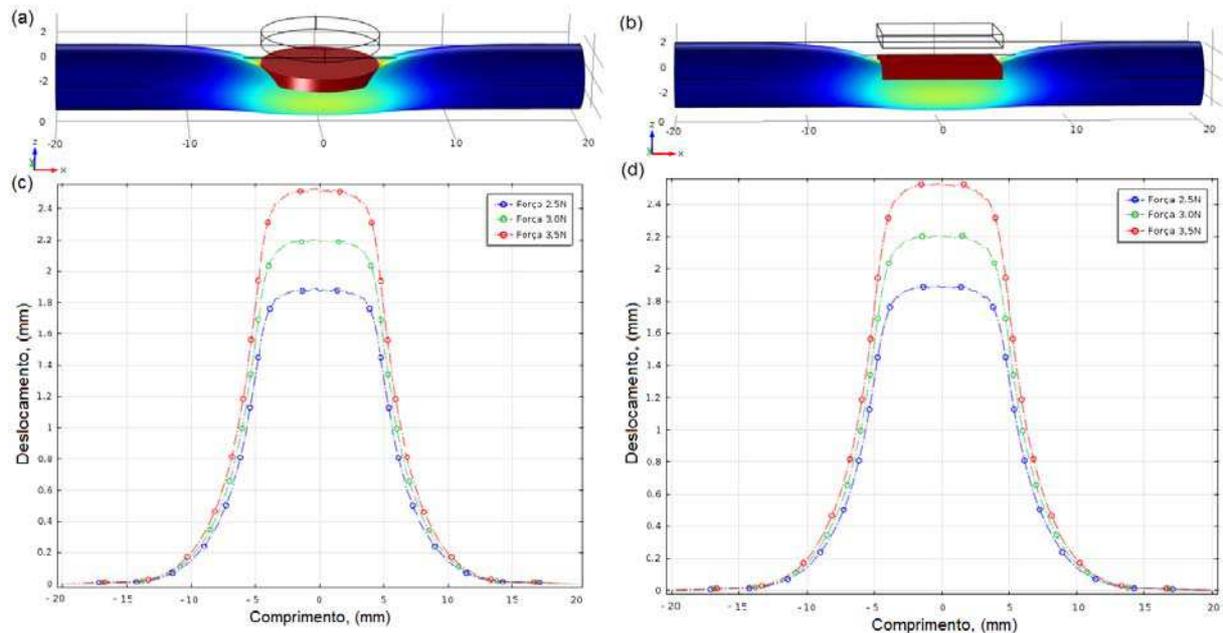


Figura 4.12: Vista lateral do conjunto tubo-pistão: (a) pistão de base circular e (b) pistão de base quadrática; (c) e (d) Deslocamento longitudinal da parede do tubo em função da força aplicada de 2,5 N, 3,0 N e 3,5 N, considerando o pistão de base circular e quadrática, respectivamente.

Estudo do posicionamento do pistões e da força aplicada

Para averiguar a influência longitudinal do pistão sobre o tubo, foi simulada forças de compressão de 2,5 N, 3,0 N e 3,5 N (Figura 4.12) sendo a última corresponde a, aproximadamente, 93% da máxima deformação. Analisando as curvas da Figura 4.12-(c) fica claro que, após uma distância de 15 mm em relação à parte central do pistão, a deformação lateral é quase imperceptível, para os três tipos de força aplicada. Dessa forma, e considerando uma margem de segurança para o projeto adotou-se uma distância de 16 mm em relação à parte central, ou seja, cada câmara terá comprimento de 32 mm, com os pistões posicionados a 23 mm do seu vizinho adjacente (Figura 4.13).

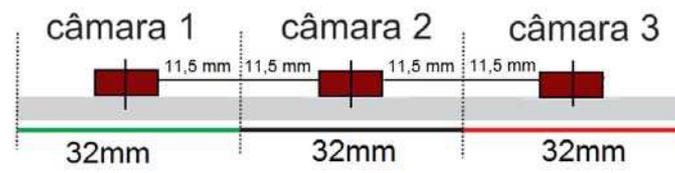


Figura 4.13: Posicionamento dos pistões de forma a individualizar o tubo de látex em três câmaras de bombeamento.

Na Figura 4.14 é apresentada o máxima deslocamento do material, em função da força aplicada, considerando o tubo de látex e os pistões cilíndricos, caso em que o comportamento do material é elástico linear. Neste caso, o gráfico é uma reta com coeficiente linear nulo, tal que $F = 1,4394u_s^{max}$, sendo u_s^{max} a amplitude máxima alcançada pela parede do tubo em milímetros. O gráfico da força versus deslocamento tem, como principal atribuição, ajudar na escolha do tipo de atuador em função da força necessária para deformar o tubo, fundamental na elaboração do projeto da bomba.

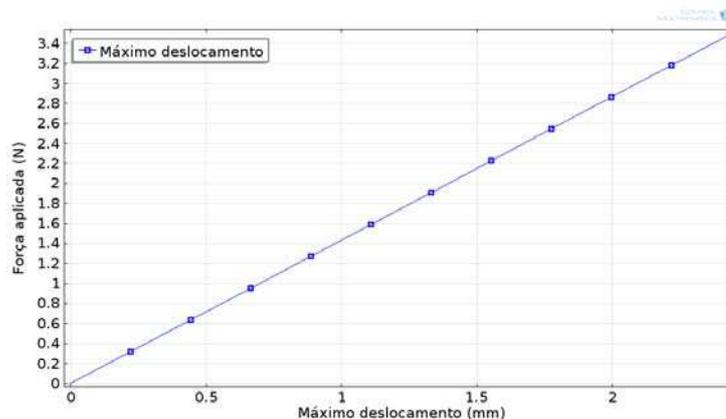


Figura 4.14: Máximo deslocamento (u_s^{max}) provocado pelo pistão de perfil circular, para o tubo de látex em função da força aplicada.

Foi desenvolvido um procedimento análogo ao efetuado para o tubo de látex, para um tubo de silicone com diâmetros interno e externo de 2,0 mm e 3,0 mm, respectivamente. Na Figura 4.15 são apresentadas a vista lateral da deformação provocada pelo pistão circular de 7 mm de diâmetro e o comprimento longitudinal provocado pelo contato do pistão. Para individualizar as cavidades nesse tubo de silicone, é imprescindível uma distância mínima de 24 mm, totalizando um tubo de, pelo menos, 72 mm de comprimento total, Figura 4.16.

Com relação à força aplicada, 4 N é um nível suficiente para deformar 95% do diâmetro interno do tubo (Figura 4.15-(b)) e, ao mesmo tempo, fazer com que o material permaneça na região linear elástica.

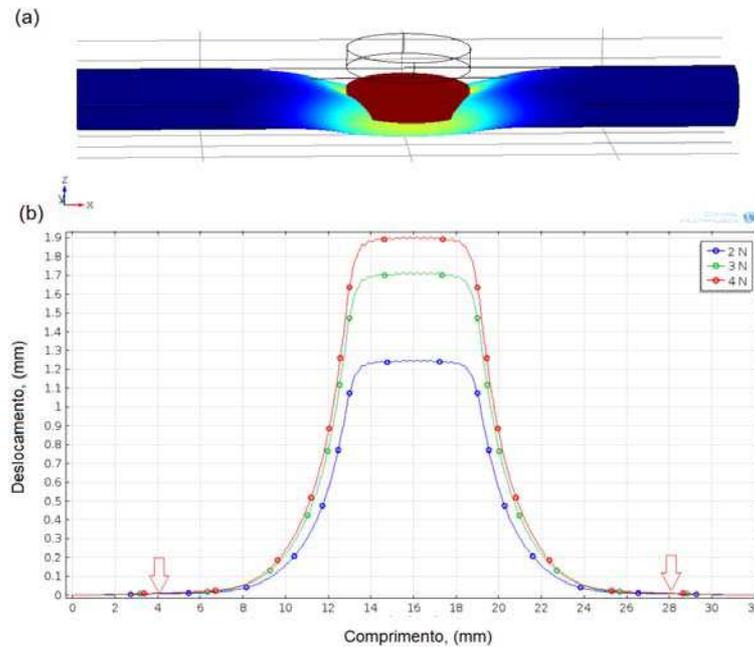


Figura 4.15: Vista lateral do conjunto tubo-pistão, considerando um tubo de silicone com diâmetros interno e externo, 2,0 mm e 3,0 mm, respectivamente: (a) pistão de base circular, com diâmetro de 7 mm; (b) Deslocamento longitudinal da parede do tubo, em função da força aplicada de 2,0 N, 3,0 N e 4,0 N

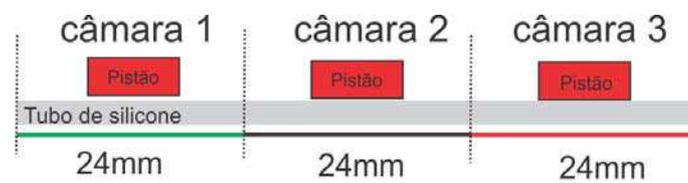


Figura 4.16: Posicionamento dos pistões, de forma a individualizar o tubo de silicone em três câmara de bombeamento

4.4.3 Projeto fluídico

Para o estudo do projeto fluídico, ou seja, da fluidodinâmica do sistema com interação fluído-estrutura, será feita uma analogia entre os modelos 3D e 2D, baseado no volume deslocado.

Desta forma, o volume deslocado, pelo atuador, ao esmagar o tubo, será usado para ajustar um modelo equivalente 2D. O fato de não se usar uma modelagem em 3D é justificado pela dificuldade de convergência e pela complexidade do conjunto de equações envolvidas. Para uma modelagem em 3D, necessariamente será considerada a ação de contato entre o pistão e o tubo, totalizando três domínios, pistão, parede elástica do tubo e fluido, havendo interação (tensão-deformação) entre o pistão e a parede do tubo e da parede do tubo com o fluido, conforme ilustrado nas Figuras 4.17 (c) e (d), respectivamente. Em outras palavras, o mesmo problema incluiria interações acopladas, dos tipos sólido-sólido e sólido-fluido. Tendo em vista as considerações sobre a região de contato entre o pistão e a parede do tubo (Figura 4.17-(c)) a cavidade de bombeamento foi definida, neste trabalho, como a região do tubo deformada pelo pistão, que representa o conjunto cavidade-membrana. Problemas de contato possuem caráter não-linear, devido às mudanças desconhecidas na área de contato. Dessa forma, busca-se obter um modelo 2D que forneça um volume deslocado, por unidade de profundidade, equivalente ao calculado no modelo 3D, contanto que os dois modelos apresentem tempos de resposta similares.

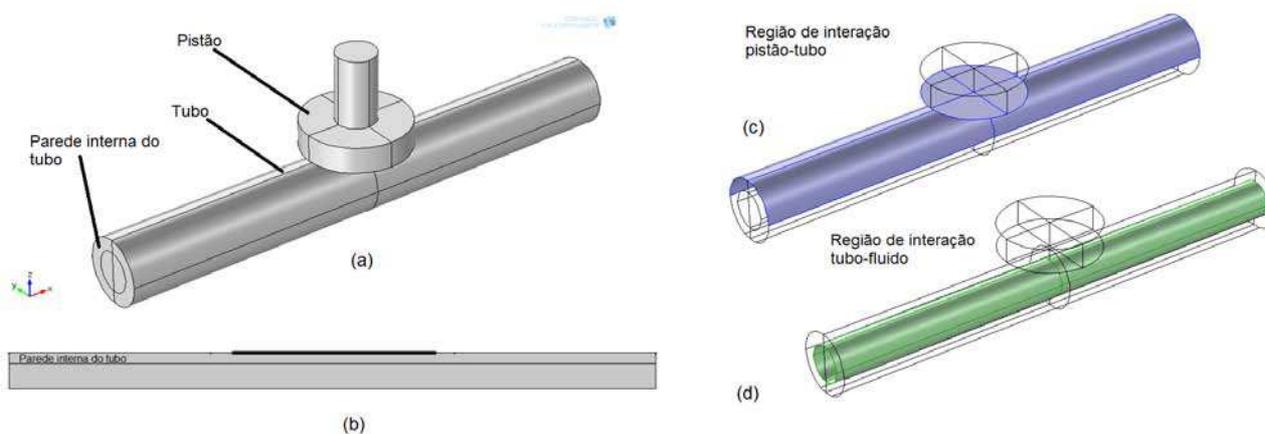


Figura 4.17: (a) Ilustração do conjunto tubo-pistão em 3D; (b) Arcabouço para simulação do modelo 2D; (c) Região de interação pistão-tubo (cor roxa); (d) Região de interação tubo-fluido (cor verde)

- **Cálculo do volume deslocado por um único pistão: geometria 3D**

O modelo físico é constituído pela transferência da energia mecânica contida no deslocamento do pistão, em movimento contínuo e ordenado de uma massa fluídica, sendo rep-

resentado pelo acoplamento fluido-estrutura.

Para reduzir o tamanho da malha computacional, optou-se pela geometria da Figura 4.17 (c), a qual não considera o suporte cilíndrico do pistão, Figura 4.17 (a). O fluido considerado é a água, à temperatura de 25°C . O pistão, de PVC, possui um diâmetro de 7 mm, enquanto que o tubo elástico é de silicone. Na Tabela 4.1 é apresentado um quadro com os parâmetros dos materiais usados na simulação.

O domínio fluídico é suposto como incompressível, homogêneo e composto por um único fluido. Portanto, as equações de Navier-Stokes e da continuidade, repetidas abaixo, são usadas para descrever o comportamento fluídico.

$$\rho(\partial\mathbf{u}/\partial t + \mathbf{u} \cdot \nabla\mathbf{u}) = \nabla p + \eta\nabla^2\mathbf{u} + p\mathbf{g} + F \quad (4.6)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (4.7)$$

em que p é a pressão, $\mathbf{u} = i\mathbf{u} + j\mathbf{v} + k\mathbf{w}$ é o vetor velocidade, ρ a densidade, η a viscosidade e F as forças externas. O problema do deslocamento da fronteira sólida é descrito pela equação (3.25, do Capítulo 3). A malha computacional apresenta 18430 elementos dos tipos hexaédricos, quadrilaterais, prismáticos e triangulares, ou seja, é uma malha mista não estruturada. Para a simulação será usado o módulo FSI acrescentando uma condição de contorno tipo contato, entre o tubo e o pistão, não se levando em consideração o atrito. Para a interface entre a parede interna do tubo e o fluido, tem-se [107]:

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{fluid} &= \mathbf{u}_{fsi} \\ \mathbf{u}_{fsi} &= \frac{\partial\mathbf{u}_{solido}}{\partial t} \\ \sigma \cdot \mathbf{n} &= (-p\mathbf{I} + \eta(\nabla\mathbf{u}_{fluid} + (\nabla\mathbf{u}_{fluid})^T)) \cdot \mathbf{n} \end{aligned}$$

em que \mathbf{u}_{fsi} é o vetor velocidade na interface sólido-fluido e σ é o tensor de tensões.

Conforme já mencionado, o atuador aplica uma força sobre a parede externa do tubo, provocando seu deslocamento. Ao cessar a força, a parede retornará à posição inicial, isto é, a forma do domínio é variável com o tempo. Assim, a malha de elementos finitos deve ser modificada para satisfazer esta condição. Para tanto, o será necessário fazer uso de uma biblioteca para implementar uma malha móvel (*Moving Mesh*), que possibilita implementar a formulação ALE (Lagrangeana Euleriana Arbitrária). Segundo a formulação ALE, a malha

de elementos finitos é modificada para satisfazer a condição, em cada instante de tempo. É ilustrada na Figura 4.18 a modificação da malha durante um instante da simulação.

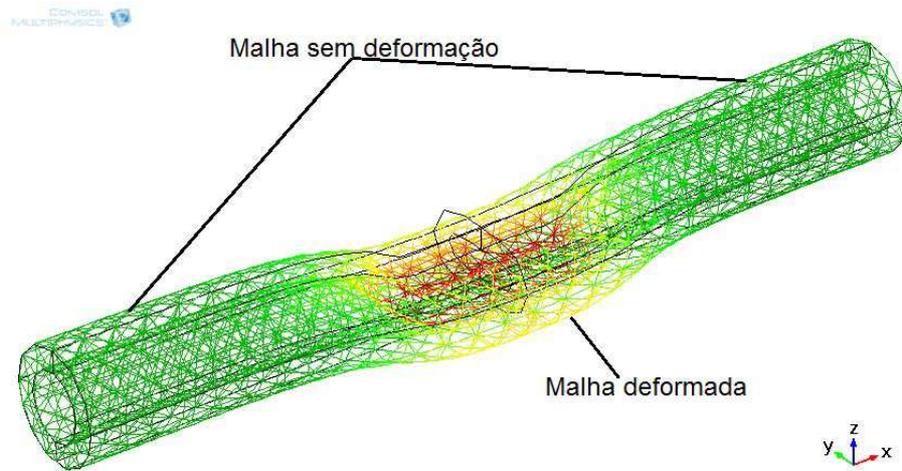


Figura 4.18: Malha deformada, em 3D

Para acelerar a convergência da simulação, impôs-se, ao pistão, uma condição de contorno de deslocamento prescrito, com distribuição linear, como pode-se ver na Figura 4.19-(a). Por outro lado, com relação às condições de contorno da parte fluídica, impôs-se uma condição de contorno de pressão nula, $P = 0$, em ambas as saídas. Assim, ao comprimir o tubo, o pistão expelirá o fluido em ambas as direções, conforme ilustrado na Figura 4.19.

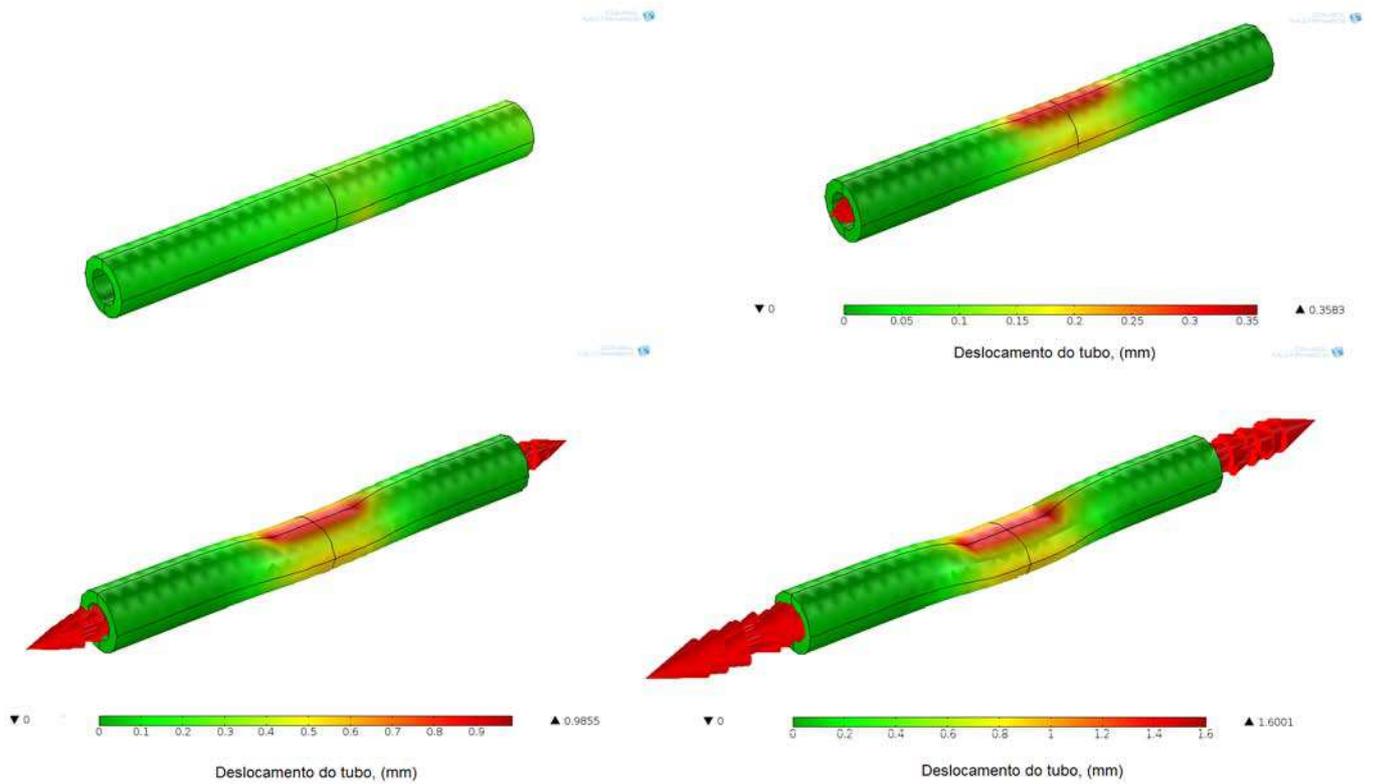


Figura 4.19: Evolução do deslocamento do tubo e saída do fluido, pelas extremidades

Definindo-se a vazão volumétrica ($Q(t)$) passando por uma região de área A , como:

$$Q(t) = \int_A (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) dA \quad (4.8)$$

O resultado da simulação para o cálculo da vazão é apresentado na Figura 4.20-(b). Sabendo que o volume deslocado pelo atuador, v^* , é a soma dos volumes expelidos nas duas extremidade do tubo. Desta forma, calculando-se a integral (4.8), Figura 4.20-(b), obtém-se a metade do volume deslocado, de modo que, $v^* = 0,0226 \text{ ml}$.

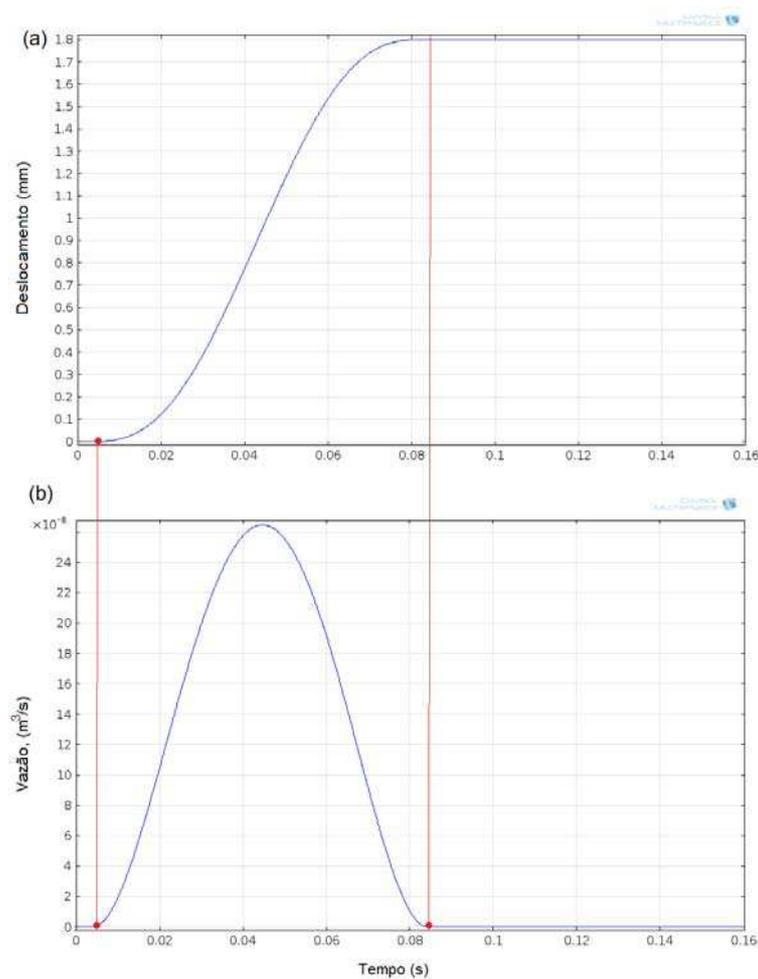


Figura 4.20: (a) Evolução temporal do deslocamento do pistão, (b) Vazão em uma extremidade do tubo.

- **Cálculo do volume deslocado por um único pistão: geometria 2D**

A geometria considerada é apresentada na Figura 4.17-(b), na qual o comprimento total para a região de aplicação da força é a distância mínima para individualizar o tubo em cavidades, calculada pelo projeto mecânico, Figura 4.15-(b). Para o tubo de silicone, com 2,0 mm de diâmetro interno e 3,0 mm de diâmetro externo, foi considerados um comprimento de 16 mm. Entretanto, caso houver necessidade, essa distância pode ser alterada até uma distância máxima de 24 mm, como ilustrado na Figura 4.15-(b). Porém, para comprimentos maiores do que 16 mm o ganho em termos de volume é praticamente insignificante, conforme pode ser observado na Figura 4.15-(b). Desta forma, para a geometria 2D não é considerada a estrutura física do pistão; mas, sim, seu efeito sobre a parede do tubo, posta sob a forma

de condição de contorno.

O modelo computacional apresenta uma malha com elementos triangulares totalizando 5072 nos e 27648 graus de liberdade, simulados em regime transiente, usando-se os módulos *Incompressible Navier-Stokes*, *Moving Mesh* e *Plane Stress* acoplados, ou seja, interação fluido-estrutura. Da mesma forma que no caso 3D, a malha móvel é implementada através da formulação ALE, através do módulo "*Moving Mesh*". Na Figura 4.21 é ilustrada a deformação da malha até aproximadamente 85% do diâmetro do tubo. Pode-se ser observar, em detalhes, na Figura 4.21-(c) que a malha, ao ser deformada vai, degenerando os triângulos, ou seja, triângulos com faces longas e delgadas.

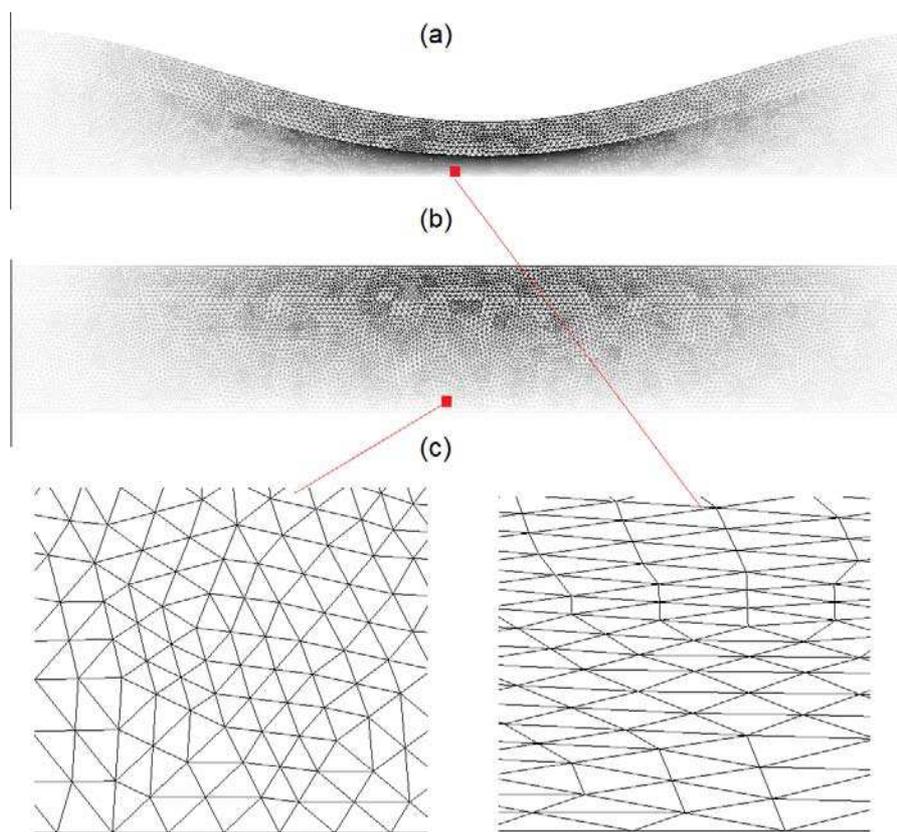


Figura 4.21: (a) Malha deformada no tempo, pela ação da compressão na parede; (b) Estado inicial da malha antes da compressão; (c) Detalhe das malhas em um ponto específico

O resultado da simulação 2D é ilustrado na Figura 4.22, na qual o volume de fluxo transportado é calculado através da integral da velocidade, na entrada e na saída da geometria da bomba, equação (4.8). Na simulação, o máximo deslocamento obtido foi de 1,8 mm.

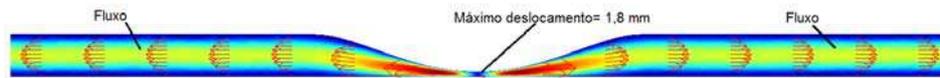


Figura 4.22: Simulação para o modelo 2D, com um único atuador pressionando a parede do tubo

O volume transportado é calculado através da integração da vazão de saída, Q_{out} (equação (4.9)), considerando-se um tempo de simulação de $t = 160 \text{ ms}$.

$$Q_{out} = u_{med} \cdot A = A \left(\int_0^l u \, dl' \right) / D \quad [m^3/s] \quad (4.9)$$

em que u_{med} é a velocidade média do fluido e D é o diâmetro do tubo.

O resultado da simulação em geometria 2D para o volume deslocado, foi de $v^* = 0,0232 \text{ ml}$. O cálculo do volume, com a equação acima, foi implementado no terminal de saída (borda) da bomba. A boa concordância, erro percentual inferior a 3% do volume deslocado, entre os modelos de duas e três dimensões, justifica considerar uma formulação bidimensional, bem mais simples, para o estudo fluidodinâmico.

Início do projeto flúídico propriamente dito, após as considerações sobre a geometria

Para o desenvolvimento das simulação, neste trabalho, serão usados apenas os efeitos produzidos pelos três atuadores, F_1 , F_2 , F_3 (Figura 4.23), isto é, o deslocamento da membrana na direção do eixo "y". Conforme já mencionado, os atuadores são independentes entre si de forma que a cavidade formada por cada um deles não influencia nas cavidades adjacentes. Para tornar este efeito possível as regiões entre cada atuador são consideradas fixadas. A geometria apresentada na Figura 4.23 possui um diâmetro interno e externo de 3 mm e 5 mm, respectivamente. Os numerais "1" e "2", inseridos na Figura 4.23, representam as portas de saída (*outlet*), mais precisamente definida como fronteira aberta, já que o fluxo pode estar num sentido ou no sentido oposto (refluxo). O princípio de bombeamento decorre do movimento da parede móvel "3", definida como a parte ativa da bomba e, por conseguinte, designada como porta de entrada. Essa é, justamente, a região onde ocorre o acoplamento fluido-estrutura. Por outro lado, o numeral "4" representa a parede fixada.

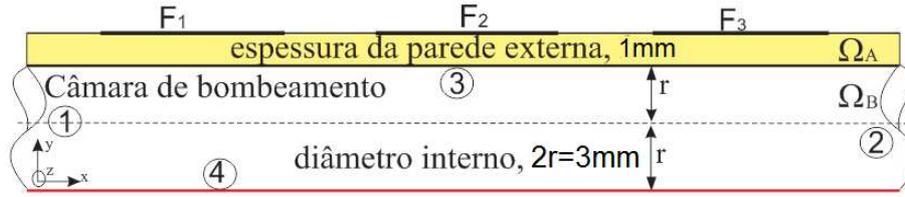


Figura 4.23: Seção longitudinal do tubo

O modelo físico é constituído pela transferência da energia mecânica contida no deslocamento da membrana, em movimento contínuo e ordenado de uma massa fluídica, sendo representado pelo acoplamento fluido-estrutura. Para uma melhor compreensão sobre o acoplamento fluido-estrutura, considere-se, a título de ilustração, um modelo simplificado do deslocamento de uma membrana totalmente engastada, lateralmente, dado por [108]:

$$\frac{Eh_e^3}{12(1-\nu^2)}\nabla^4W_p + \rho_m h_e \frac{\partial^2 W_p}{\partial t^2} = f_a - p \quad (4.10)$$

com espessura h_e , densidade ρ_m , coeficiente de Poisson ν e módulo de Young E , respectivamente.

O modelo fluídico é suposto como incompressível, laminar, homogêneo e composto por um único fluido. Assim, o modelo fluídico em questão será governado pelas equações de Navier-Stokes e da continuidade, repetidas abaixo.

$$\rho(\partial\mathbf{u}/\partial t + \mathbf{u} \cdot \nabla\mathbf{u}) = \nabla p + \eta\nabla^2\mathbf{u} + p\mathbf{g} \quad (4.11)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (4.12)$$

A pressão dinâmica p representa o acoplamento da membrana com o fluido durante a fase de bombeamento. No acoplamento multifísico o módulo estrutural (membrana) aplica uma carga (pressão, f_a) sobre o fluido, provocando sua aceleração. Por outro lado, o fluido provoca uma reação (p) em relação ao deslocamento estrutural (W_p), configurando um modelo fortemente acoplado, descrito pelas equações (4.10), (4.11), (4.12).

O problema é bastante complexo, haja vista que cada área de atuação dos atuadores é definida como um conjunto cavidade-membrana. Assim, haverá três equações do tipo (4.10), para cada conjunto de campos de velocidade e pressão, regidos pelas equações (4.11)-(4.12) e calculadas para cada intervalo de tempo Δt . Dessa forma, o uso de uma ferramenta

computacional que apresenta módulos multifísicos será de extrema importância na solução do problema, uma vez que se dispõe dos módulos apropriados para simulações do tipo FSI (interação fluido estrutura).

Modelo inicial para a sequência de acionamento

Para montar uma sequência adequada de atuação é necessário observar o que ocorre no interior do tubo, ao ser pressionado. Para iniciar o bombeamento é conveniente deslocar, em primeiro lugar, o fluido de um reservatório para o interior do tubo (fase de admissão). Ao pressionar o tubo, a região que sofre a deflexão vai expulsar o fluido para ambos os lados (Figura 4.24-(b)) e, ao retornar à posição de repouso, funciona como sugador (Figura 4.24-(a)), aspirando o fluido em sua direção e funcionando numa configuração conhecida como *push-pull*.

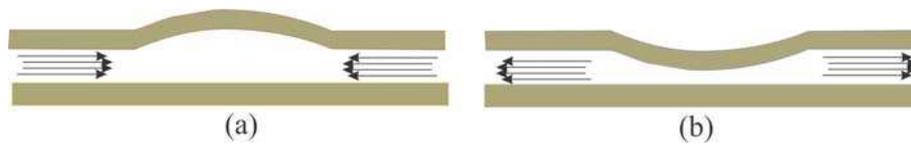


Figura 4.24: (a) Modo de sucção do fluido, (b) Modo de transporte do fluido em ambas as direções

Seja a condição mínima de funcionamento para este tipo de bomba a utilização de três atuadores e, para cada um deles, há duas possibilidades de acionamento (On=ativo, "1", ou Off=inativo, "0") totalizando 08 configurações possíveis de acionamento (000, 001, 010, 011, 100, 101, 110, 111). A única configuração proibida seria aquela correspondente aos atuadores das extremidades acionados (101) e o atuador central também acionado (111). Obviamente, essa configuração não contribuiria para o bombeamento, uma vez que as extremidades do tubo estariam parcialmente fechadas. Todavia, esse estado totalmente fechado pelos atuadores poderia acarretar uma pane no sistema ou, até mesmo, rompimento da sua câmara de compressão. A configuração (111) não é proibida, ou seja, o que não deve acontecer é uma transição do tipo (101)->(111), mas, por exemplo, a transição (110)-> (111) não danifica o sistema [109].

Este trabalho tomou, como referência inicial, a sequência de acionamento desenvolvida

por Shen [12], para uma microbomba com três câmaras de bombeamento, baseado na sequência trifásica da energia elétrica. Nesse modelo, cada câmara é encimada por um ímã de NdFeB (neodímio-ferro-boro), com polarização radial. Na sua parte inferior há outros três ímãs, do mesmo material, porém com polarização axial. Esses últimos estão acoplados ao eixo de um motor DC, com polarizações defasadas de 120° . Ao girar, o motor induz uma força magnética, quase senoidal, defasada de 120° , conforme ilustrado na Figura 4.25.

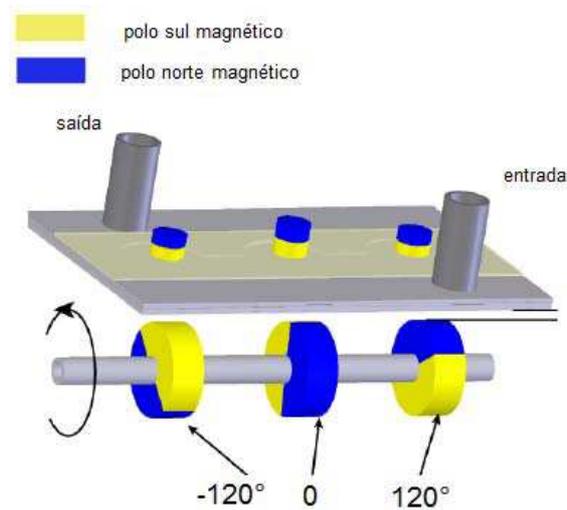


Figura 4.25: Microbomba usando atuadores dotados de ímãs, posicionados com 120° em relação a polarização [12].

Um modelo com sinais de acionamento defasados também foi usado por Ogawa [13], no qual o autor desenvolveu uma microbomba com seis atuadores piezoelétricos, acionados por um conjunto de três tensões defasadas de 120° , isto é, ($V_1 = V \cos(\omega t)$, $V_2 = V \cos(\omega t + 120^\circ)$, $V_3 = V \cos(\omega t - 120^\circ)$, $V_4 = V_1$, $V_5 = V_2$, $V_6 = V_3$ e $\omega = 2\pi f$), conforme ilustrado na Figura 4.26. Assim, ao oscilar, a parede do canal, um conjunto de ondas viajantes (*travelling wave*) será formado. Essas ondas induzem o movimento peristáltico, movimentando o líquido ao longo de uma curva elíptica (Figura 4.26). Desse modo, após um período de oscilação, o fluido se desloca suavemente para frente, a partir da posição inicial, devido à sua viscosidade.

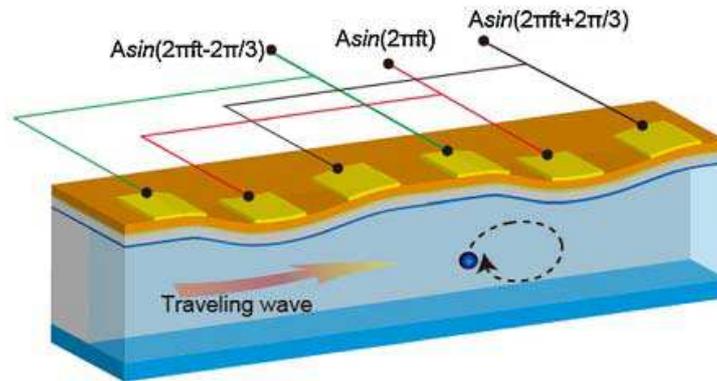


Figura 4.26: Geração da onda viajante por um conjunto de seis atuadores [13]

Portanto, considerando um conjunto de ondas senoidais, defasadas de 120° , é possível definir uma sequência de acionamento, em seis estágios (de I a VI), para os três atuadores, conforme ilustrado na Figura 4.27-(a). A sequência de acionamento apresentada na Figura 4.27-(b) é inferida da comparação em cada estágio, isto é, se o sinal for positivo o atuador será considerado ligado ("On=1"), caso contrário, desligado ("Off=0").

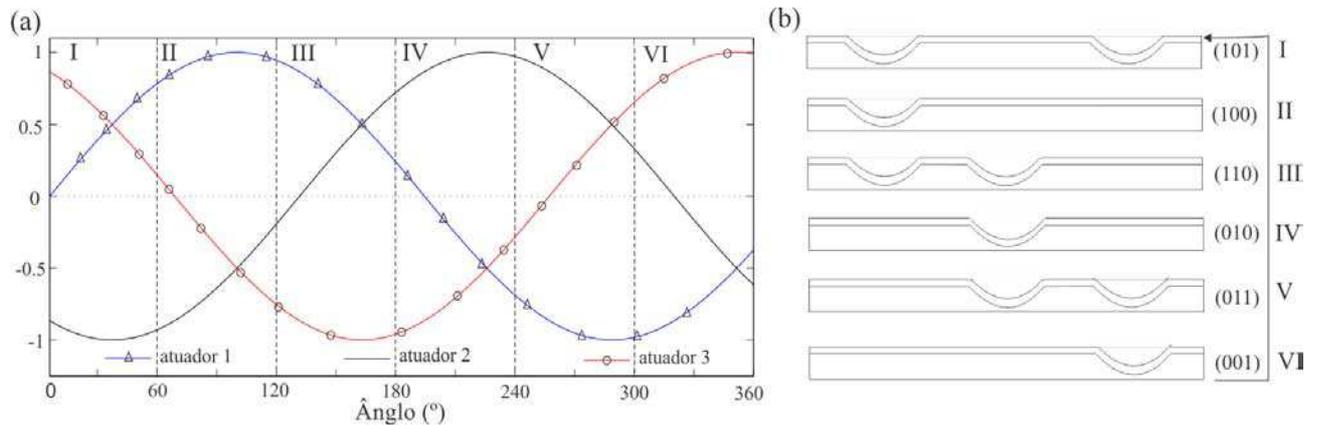


Figura 4.27: (a) Sinal trifásico, ângulo de atraso $\theta_a = 120^\circ$, (b) Sequência de acionamento derivada do sinal trifásico

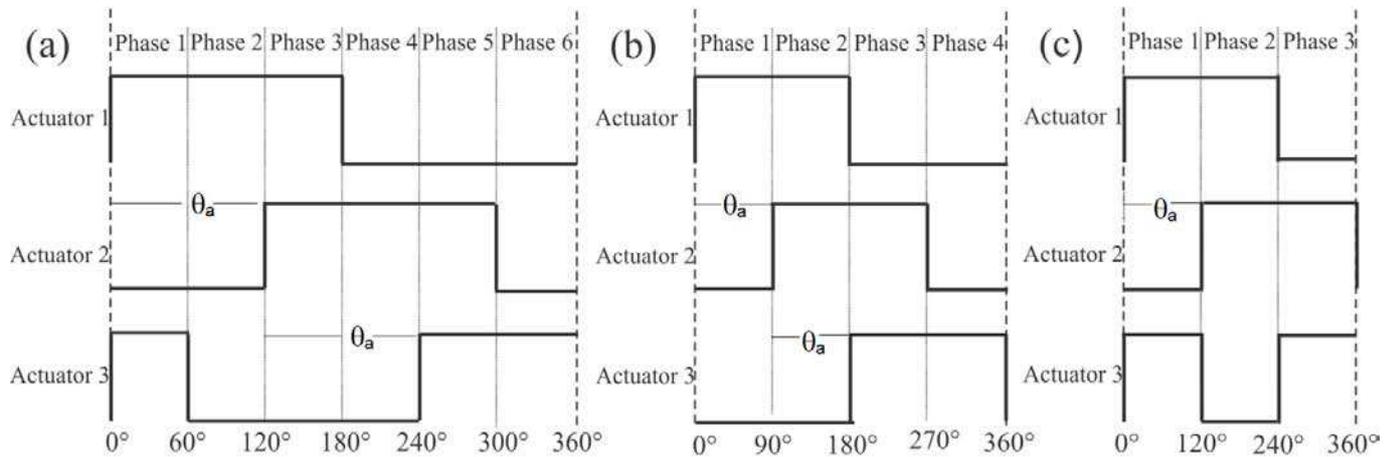


Figura 4.28: (a)-Sequência em seis etapas, $\theta_a = 120^\circ$, (b)-Sequência em quatro etapas, $\theta_a = 90^\circ$, (c)-Sequência em três etapas.

Considerando o acionamento dos atuadores baseado numa rede trifásica equilibrada, pode-se definir um conjunto de seqüências com um ciclo de trabalho de 50%. O tempo de execução por etapa é de $t_j = j * T/6$, com $j = 1, \dots, 6$. Considerando o sinal de controle para os atuadores ("On=1", "Off=0") segue da Figura 4.27-(b) que: atuador1 = {111000}, atuador2 = {001110} e atuador3 = {100011}.

Portanto, tomando-se como base o sistema trifásico equilibrado, com defasagens de 120° e 90° , definem-se seqüências com seis e quatro etapas, respectivamente, conforme ilustrado na Figura 4.28-(a)-(b). A seqüência em três etapas é definida a partir do comportamento das seqüências de seis e quatro etapas conforme ilustrado na Figura 4.28-(c).

Modelo computacional

Considerando o efeito dos três atuadores, o modelo computacional resulta numa malha de elementos triangulares, com interpolação linear, totalizando 5072 nós e 27648 graus de liberdade. A simulação foi implementada, em regime transitório, usando-se os módulos *Incompressible Navier-Stokes*, *Moving Mesh* e *Plane Stress*, acoplados. Uma simulação típica para o modelo 2D requer, aproximadamente, 45 minutos, numa máquina dual-core de 2.4 GHz e 4GB de RAM, sob o sistema operacional Windows 7. Os materiais usados na simulação são apresentados na Tabela 4.1, considerando-se uma temperatura de $25^\circ C$. O procedimento usado nas simulações consiste, basicamente, em avaliar o comportamento do

fluxo transportado, em função da sequência de acionamento estabelecida, variando-se o valor do período de acionamento, T . Esse procedimento permite calcular o valor da vazão, para cada valor de T , definindo-se o comportamento fluidodinâmico de operação da bomba, na sequência atual de acionamento. Partindo-se, de uma sequência inicial é feita uma variação no ângulo de atraso (θ_a) do acionamento entre os atuadores, derivando-se, a cada variação de θ_a , uma nova sequência de acionamento na qual se efetua o levantamento da curva de vazão versus o valor do período T , ou seja, o ângulo de atraso (θ_a) é um parâmetro de projeto. Os resultados referentes às simulações serão apresentados na Seção que trata dos resultados experimentais. Assim, é possível traçar ambos os resultados, simulado e experimental, no mesmo gráfico.

4.4.4 Resultados: experimentais e simulações

Plataforma de testes

Após os resultados apontados na seção 4.4.2, a parte mecânica da montagem experimental foi confeccionada. Foram usados três pistões circulares, com diâmetro de 9 mm, equidistantes em relação ao pistão central, de 23 mm, conforme Figura 4.13. A montagem (Figura 4.29) é composta de um tubo de látex com comprimento de 7 cm e diâmetros, interno e externo, de 3 e 5 mm, respectivamente. Os atuadores magnéticos foram solenoides comerciais cujo deslocamento axial máximo é de 5 mm e tensão de alimentação de 12 VDC. Um microcontrolador foi usado para impor a sequência de acionamento desejada a cada atuador, por meio do controle do circuito de alimentação de potência dos solenoides.

A sequência de acionamento para os três solenoides foi implementada no microcontrolador, sendo o sinal correspondente ao nível alto ("On=1") de saída, de 5 V DC, enquanto o nível baixo ("Off=0") é 0 V. O circuito de acionamento é bastante simples, formado por três opto-acopladores, três transistores funcionando como chave (entre corte e saturação), resistores para limitar a corrente e diodos para a reversão da bobina (Figura 4.30).

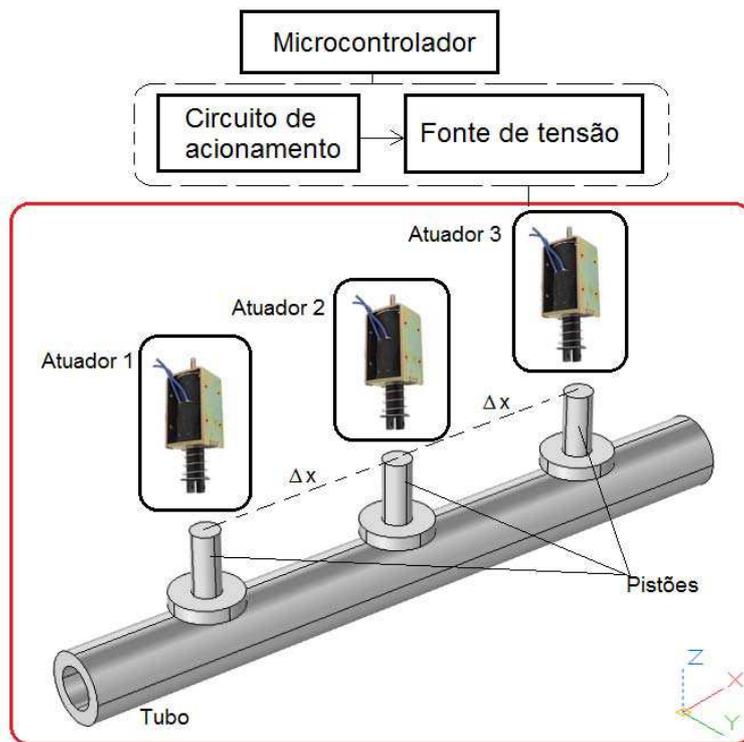


Figura 4.29: Diagrama de blocos da montagem experimental: solenoide + tubo + circuito de acionamento + microcontrolador.

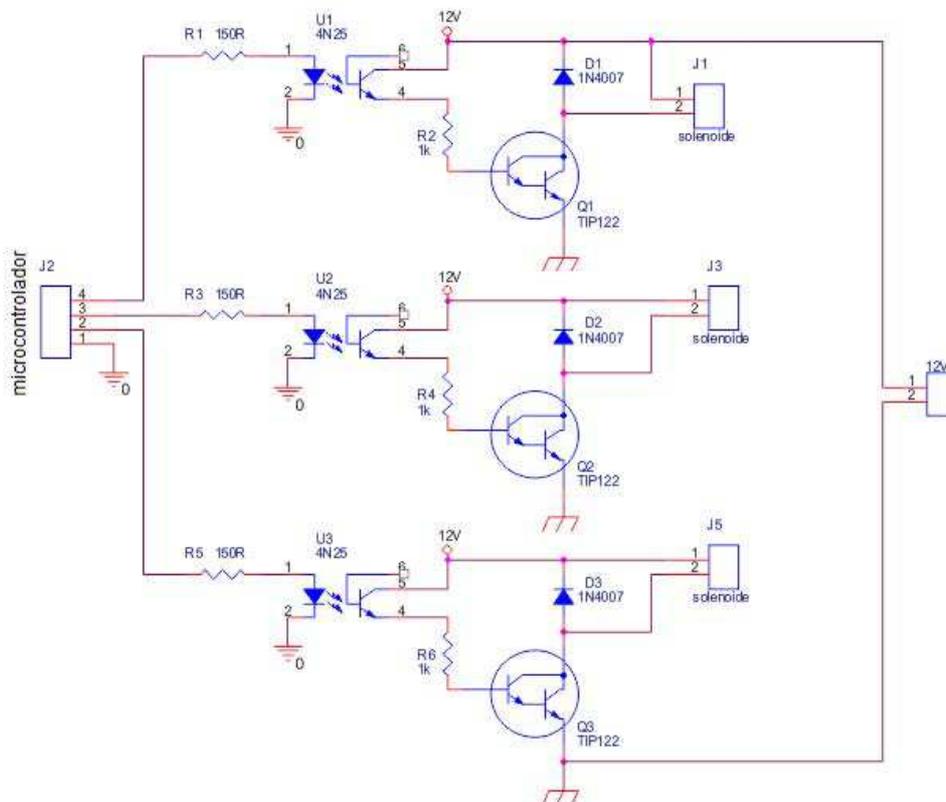


Figura 4.30: Diagrama elétrico do circuito de acionamento dos solenoides.

Para caracterizar a capacidade de transporte de fluido da bomba peristáltica linear, um volume de água foi depositado num recipiente de 50 ml. Em seguida, mediu-se o tempo necessário para efetuar o transporte total do fluido. Esse teste pode ser realizado em duas situações diferentes, em conformidade com a Figura 4.31. Na etapa "1", a bomba e os recipientes de entrada e saída estão no mesmo plano. Na etapa "2", a bomba e o recipiente de saída estão num plano mais elevado. A configuração da segunda etapa é interessante, pois permite determinar a pressão hidrostática do sistema, isto é, a altura mínima na qual deixa de haver transporte de fluido.

Para cada sequência de atuação definida, varia-se o ciclo de trabalho (T). Então, para cada valor de T , o processo é repetido, dez vezes, para fins de obtenção de uma média estatisticamente significativa

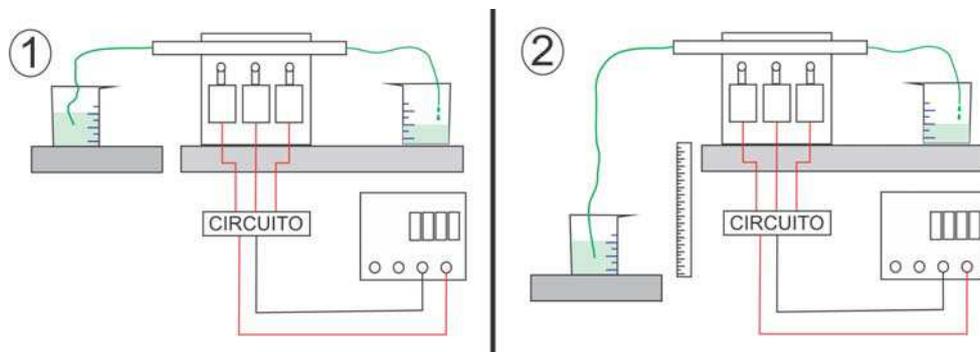


Figura 4.31: Posicionamento da bomba peristáltica linear e dos recipientes para realização do ensaio de vazão.

Testes experimentais

Os testes experimentais e as simulações foram realizados para uma sequência de acionamento de seis, quatro e três fases, considerando-se um vetor de ciclos de trabalho $T = (60, 100, 150, 600, 900, 1200)$ ms. Conforme mencionado nas seções 4.3.2 e 4.4.3, as simulações foram executadas para uma geometria bidimensional (Figura 4.23), em regime transiente. Os parâmetros temporais analisados são: a vazão instantânea, $Q(t)$ e a taxa de fluxo por ciclo de trabalho, (\bar{Q}) . A bomba peristáltica linear, além de não utilizar peças rotativas, apresenta, também, a característica bidirecional para o fluxo, ou seja, basta permutar o acionamento dos atuadores da extremidade (atuadores 1 e 3) para inverter o sentido do fluxo.

Entretanto, independentemente da sequência de acionamento escolhida, o comportamento do fluxo de saída sempre será pulsado (fluxo e refluxo), uma característica de qualquer movimento peristáltico.

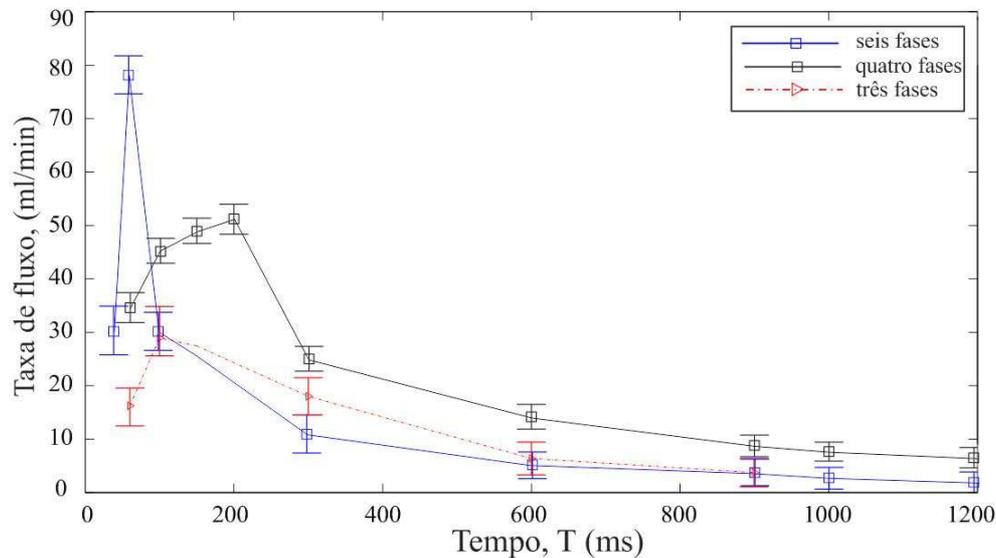


Figura 4.32: Resultados experimentais, com seis, quatro e três fases.

Na Figura 4.32 é apresentada a curva da taxa de fluxo em função do ciclo de trabalho, correspondente às sequências apresentadas na Figura 4.28. A máxima e a mínima taxa de fluxo, para a sequência de seis etapas, foi de, respectivamente, $\bar{Q}_{max} = 76$ ml/min (para $T = 60$ ms com pressão na saída de 400 mm H₂O) e $\bar{Q}_{min} = 3,15$ ml/min (para $T = 1,2$ s com pressão na saída 18 mm H₂O).

A sequência de acionamento em três etapas mostrou-se a mais instável e com menor taxa de fluxo, graças ao menor número de estágios, o que dificulta o controle do refluxo no tubo. Por outro lado, a sequência em quatro estágios é a mais estável e com uma taxa de fluxo média razoável (30 ml/min, para $60 \text{ ms} < T < 1000 \text{ ms}$). A máxima taxa de fluxo é $\bar{Q}_{max} = 52$ ml/min, produzindo uma pressão de saída de 330 mm H₂O. O correspondente valor mínimo para a taxa de fluxo é $\bar{Q}_{min} = 1,67$ ml/min, durante $T = 5$ s, que gera uma pressão de 40 mm H₂O. Portanto, a sequência em quatro etapas é uma boa candidata para operar fornecendo uma taxa de fluxo média, isto é, de 10 ml/min até 50 ml/min.

Na Figura 4.33 é ilustrada a resposta dinâmica do modelo computacional 2D, considerando seis fases, $\theta_a = 120^\circ$ e $T = 100$ ms. A vazão foi calculada dinamicamente por

meio da equação (4.9) implementada na fronteira de saída da bomba. Em relação a essa figura nota-se que há dois tipos de regiões distintas, a região em que a vazão é positiva (fluxo direto) e a região em que a vazão é negativa (refluxo). Assim, o fluxo líquido, que segue para saída da bomba, é o somatório dos dois tipos de fluxos. A taxa de fluxo média, obtida da Figura (4.33), foi de $\bar{Q} = 27,9809$ ml/min.

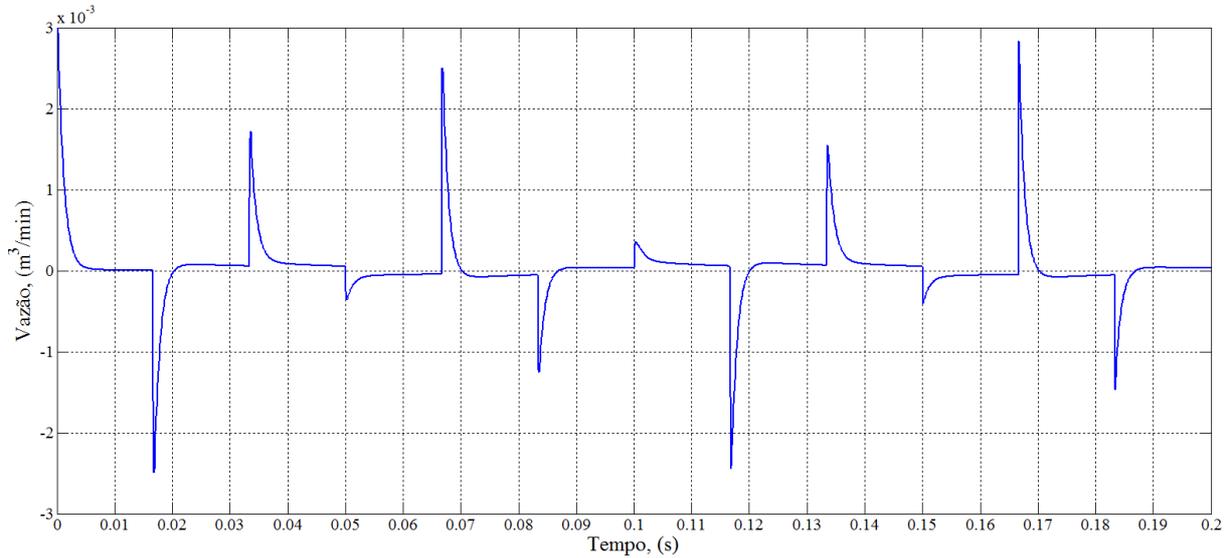


Figura 4.33: Resultado da simulação: vazão em função do tempo, considerando seis fases, $\theta_a = 120^\circ$ e $T=100$ ms.

Na Figura 4.34 é ilustrada o comportamento não monotônico da variação da taxa de fluxo com o tempo, sendo que a melhor região de operação da bomba peristáltica linear está localizada à direita da máxima taxa de fluxo. A partir desse ponto a curva apresenta comportamento mais suave, facilitando o controle da taxa de fluxo. O ponto em que existe a máxima taxa de fluxo, é atribuída ao tempo mínimo para o qual o tubo retorne em sua plenitude a posição inicial, isto é, sem deformação superficial. Continuando-se a reduzir a tempo de atuação T , o tubo não mais consegue retornar completamente, o que implica na redução do volume deslocado e conseqüentemente da taxa de fluxo. Ainda com respeito à Figura 4.34, a simulação conseguiu capturar a dinâmica da bomba linear, apresentando um erro médio inferior a 2%, a partir de $T = 400$ ms. Para as frequências mais elevadas (menor valor de T) a simulação, apesar de capturar a dinâmica da curva experimental, apresentou um erro mais elevado, o que, em parte, é provocado, nas paredes do tubo, pelo contato dos

pistões, alterando as propriedades elásticas do material.

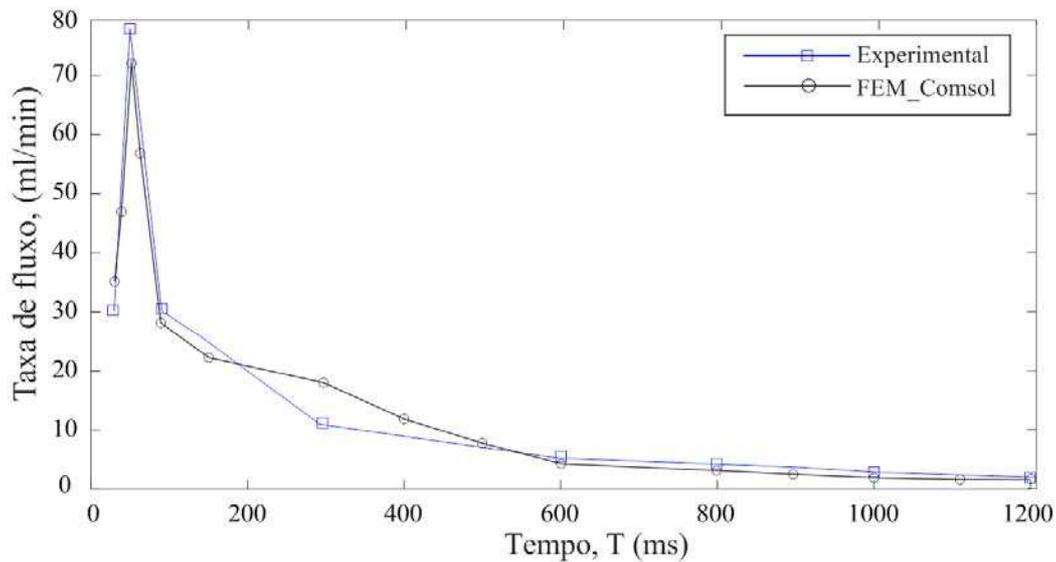


Figura 4.34: Taxa de fluxo como função do ciclo de trabalho: Simulação e resultados experimentais. A sequência de trabalho usada está ilustrada na Figura 4.28-(a).

Detalhes relevantes obtidos da simulação

Tomando a simulação como coerente, em virtude dos resultados apresentados na Figura 4.34, serão tratados, nesta seção, aspectos relevantes ao bombeamento, os quais ocorrem no interior do tubo. Observando-se a Figura 4.35 é possível notar períodos de tempo em que o perfil de fluxo, na saída do tubo, é praticamente nulo (Figura 4.37-(d)). Isso se deve ao fato de que o ciclo de bombeamento está dividido em três fases, a saber: (1)-fase de recarga; (2)-fase de transporte e (3)-fase de entrega. Como a massa fluidica necessita ser bombeada até a entrada do tubo e, em seguida, ser transportada pela ação dos atuadores até a outra extremidade, esse fato poderia provocar ou contribuir para uma descontinuidade no regime de fluxo.

A Figura 4.35 apresenta os resultados da simulação para um período $T = 100$ ms, em seis estágios, conforme o diagrama de tempo da Figura 4.28-(a). Comparando os estágios 011 (72,92 ms) e 001 (86,66 ms) da Figura 4.35, observa-se que o fluxo está em direções opostas. Entretanto, ao mudar-se do estágio (011) para o (001), verifica-se que o atuador 2 é desligado ("Off=0"), fazendo com que a membrana retorne à posição inicial de repouso.

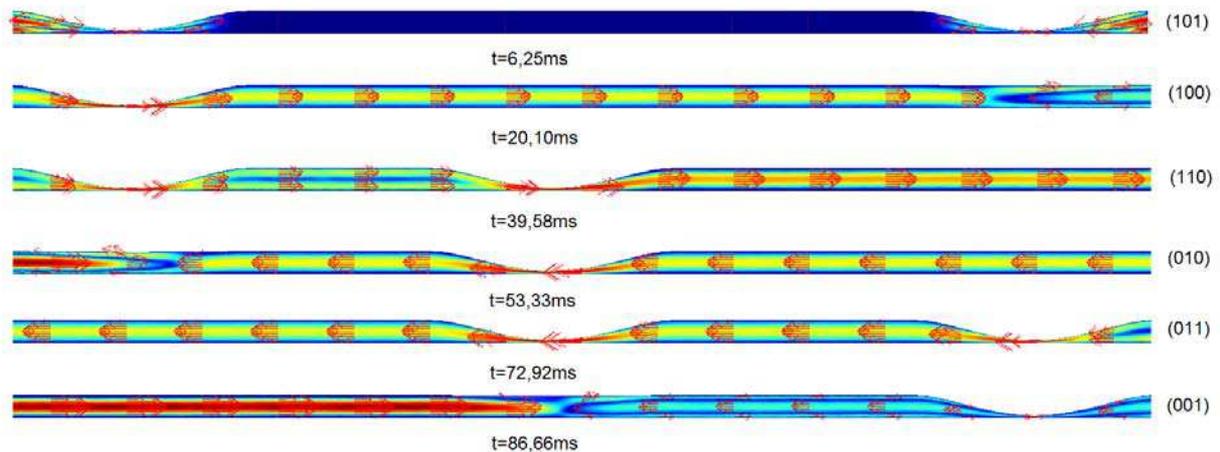


Figura 4.35: Simulação, com uma sequência de seis estágios, para um ciclo de trabalho de $T = 100$ ms.

O retorno da membrana funciona como sugador do fluido em sua direção, conforme já salientado na seção 4.4.3). Entretanto, o atuador 3 estará acionado e o fluxo final será direcionado à direita (estágio 001). Por sua vez, o atuador 3 acionado fará com que o fluxo encha completamente o tubo, à espera do reinício do próximo ciclo de trabalho.

Ainda com relação à Figura 4.35, é possível identificar a fase na qual o tubo está sendo enchido, a fase de transporte e a fase de entrega da massa fluídica. Supõe-se, primeiramente, que o tubo está completamente cheio do líquido, isso implicaria na configuração (000). Ao começar o ciclo de bombeamento, estágio (101), inicia-se também a fase de transporte da massa fluídica que, nesse instante, encontra-se localizada entre os atuadores 1 e 3, que estão ativos. Na transição do estágio de (101) para (100), o atuador 3 é desligado e a membrana retorna à posição inicial e, conseqüentemente, faz com que surja um fluxo estabelecido da esquerda para a direita, ou seja, a massa fluídica está sendo transportada nesse mesmo sentido. O transporte da massa fluídica no tubo termina no estágio (110), definido como a fase de entrega. No estágio seguinte, inicia-se o processo de admissão da bomba (encher o tubo) sendo finalizado no estágio (001). Assim, a bomba trabalha com um ciclo de 50% de carga e descarga.

A natureza pulsátil da bomba distorce o perfil parabólico de velocidade, tanto internamente, quanto na saída, conforme pode ser observado na Figura 4.35. O uso desse tipo de bomba deve ter um comprimento mínimo entre a porta de saída e o sistema que vai

receber esse fluxo, caso haja a necessidade de estabilização do fluxo. Mesmo apresentando natureza pulsátil no regime de fluxo, segundo a qual a velocidade do fluido é, drasticamente, aumentada ou diminuída, em função do movimento dos atuadores. O número de Reynolds máximo é $Re_{max} = 734,17$, caracterizando um regime laminar. E isso ocorre no instante em que o perfil de velocidade apresenta comportamento parabólico, como pode ser visto na (Ver Figura 4.36). Em virtude do número de Reynolds ser função da viscosidade, densidade, diâmetro do tubo (parâmetros fixados) e velocidade, $Re = \rho \mathbf{u} r / \mu$, significa que um aumento no Re implica num aumento da velocidade e vice-versa.

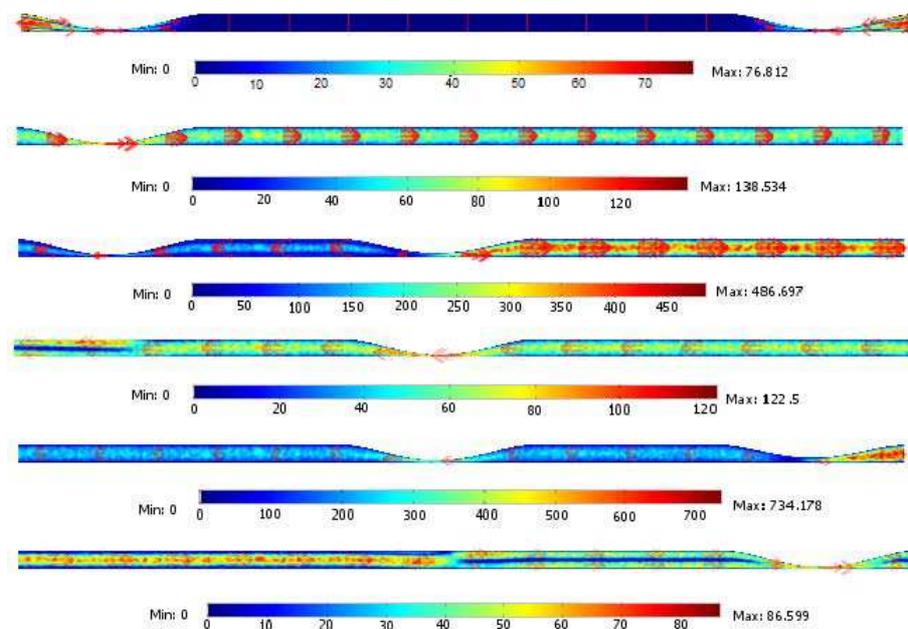


Figura 4.36: Número de Reynolds para uma sequência de seis estágios ($T = 100 \text{ ms}$).

Analisando a Figura 4.37 é possível verificar, com extrema clareza, que as mudanças no regime de fluxo na porta de saída (Figura 4.37-(d)), estão condicionadas a mudanças no estado dos atuadores, havendo seis pontos, ao longo do ciclo de trabalho T , em que isso se verifica. O tempo de fluxo nulo provoca, no sistema, um gasto excedente de energia sem gerar trabalho útil. Em outras palavras, os atuadores ficam em modo ativo, apenas consumindo energia.

Diante deste fato é possível efetuar-se uma redução no ângulo de atraso dos atuadores (θ_a), cujo valor inicial é 120° (ver Figura 4.27-(a)), até um valor limite que resulte numa taxa de fluxo maximizada. Entretanto, esse tipo de estudo requer usar o Comsol na modalidade

de script para o Matlab. Esse recurso possibilita, entre outras coisas, implementar os laços necessários para gerar a variação angular do atraso entre os atuadores, isto é, variar o sinal de acionamento dos atuadores.

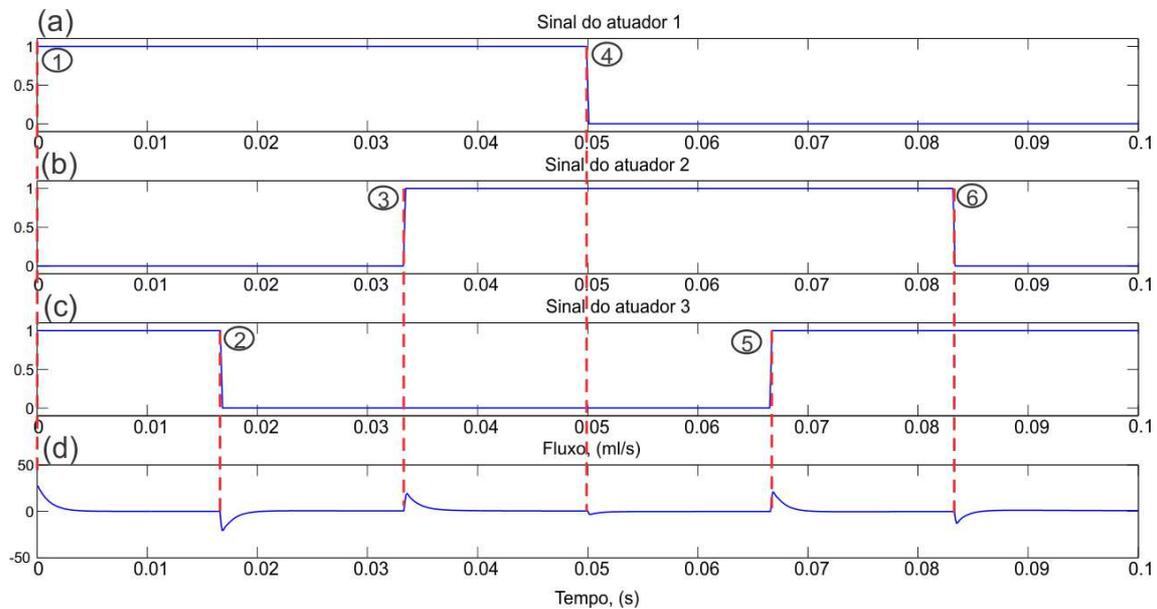


Figura 4.37: Sinais de acionamento para os solenoides: (a), (b), (c); Perfil do fluxo de saída-(d).

Sequências em seis etapas: análise do ângulo de atraso

O perfil de fluxo é ilustrado na Figura 4.38-(a) para cada estágio de funcionamento, considerando-se um ângulo de atraso de 60° . Para qualquer sequência de acionamento definida haverá um refluxo, em maior ou menor grau, o qual pode ser minimizado pela escolha adequada da sequência de acionamento. Ao minimizar o refluxo, a perda de pressão no sistema é menor e, conseqüentemente, é possível aumentar o ciclo de trabalho T de forma mais estável, resultando numa taxa de fluxo menor.

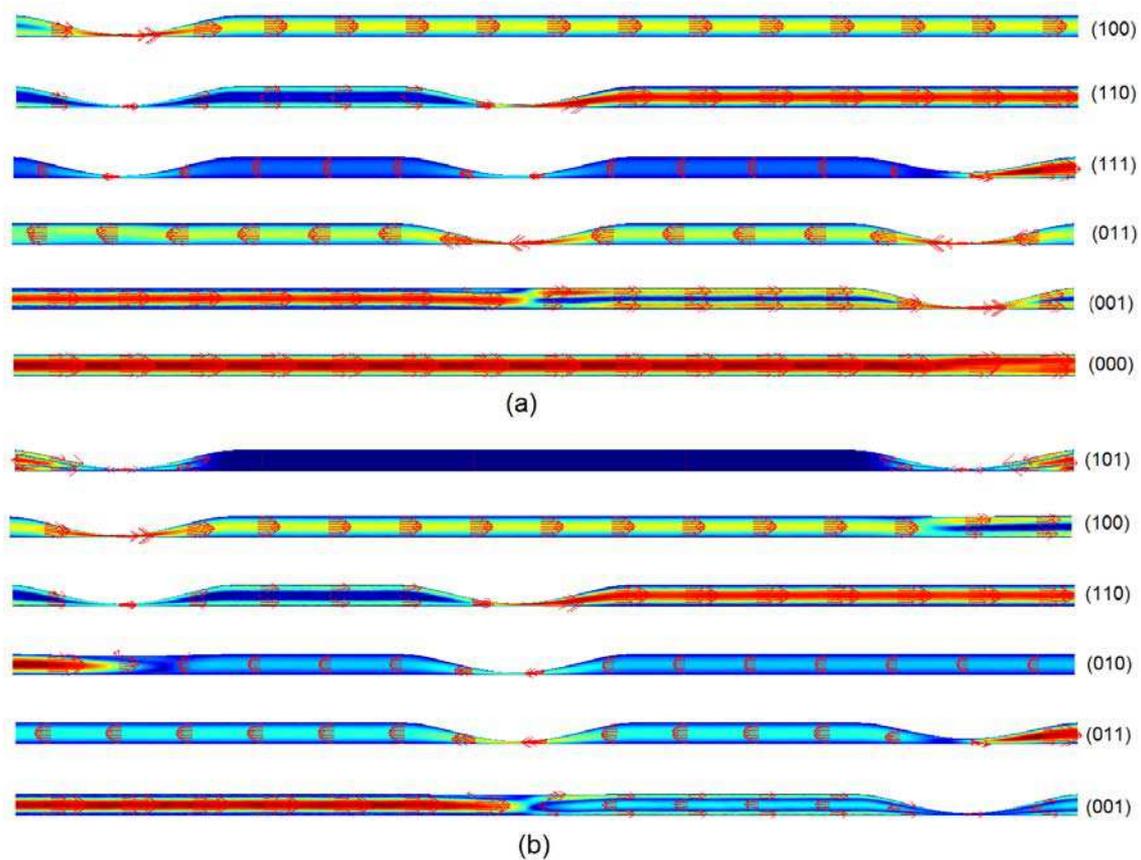


Figura 4.38: Simulação com uma sequência de 6 estágios e $T = 100ms$: (a) $\theta_a = 60^\circ$, (b) $\theta_a = 120^\circ$.

A Figura 4.38 apresenta uma comparação do comportamento do fluxo, como função da sequência. No entanto, mesmo sendo ambas divididas em 6 etapas, a sequência com 60° defasada (Figura 4.38-(a)) apresenta uma maior capacidade de transporte do fluxo. Observando as duas últimas fases, para ambas as sequências, a etapa (011) da Figura 4.38-(b) indica que há um fluxo reverso (refluxo), enquanto a etapa (001) da Figura 4.38-(a) indica um fluxo direto. Não obstante isso, o fluxo só será direto (isto é, preenchido completamente o tubo) na última etapa (001), para a sequência com defasagem de 120° , enquanto a outra sequência continua transportando e enchendo o tubo (000). A fase de transporte, estados (100), (110), (111), para a sequência com defasagem de 60° , é mais eficiente, uma vez que, ao encher o tubo, a massa fluídica é transportada, como consequência do acionamento dos atuadores 1, 2 e 3, mantendo os atuadores anteriores sempre acionados. Portanto, a sequência com defasagem de 60° apresenta um melhor rendimento, em relação à de 120° .

Dessa forma, reduzir o ângulo de defasagem mostrou-se como uma boa alternativa. O próximo passo é usar o Comsol, na modalidade de script Matlab, para determinar o melhor ângulo de defasagem.

A Figura 4.39 ilustra o resultado da taxa de fluxo em função da variação no ângulo de atraso de acionamento dos atuadores, considerando um ciclo de trabalho de $T = 600$ ms. Iniciando-se com um ângulo de fase de 120° , manteve-se a sua variação até que não se verificasse mais mudança significativa da taxa de fluxo. O comportamento da curva da Figura 4.39, apresenta uma relação linear entre a variação angular e a taxa de fluxo, até o limite de $\theta_a = 28,8^\circ$. Abaixo do valor crítico, a taxa de fluxo cai, rapidamente, para zero, indicando a sincronização dos atuadores.

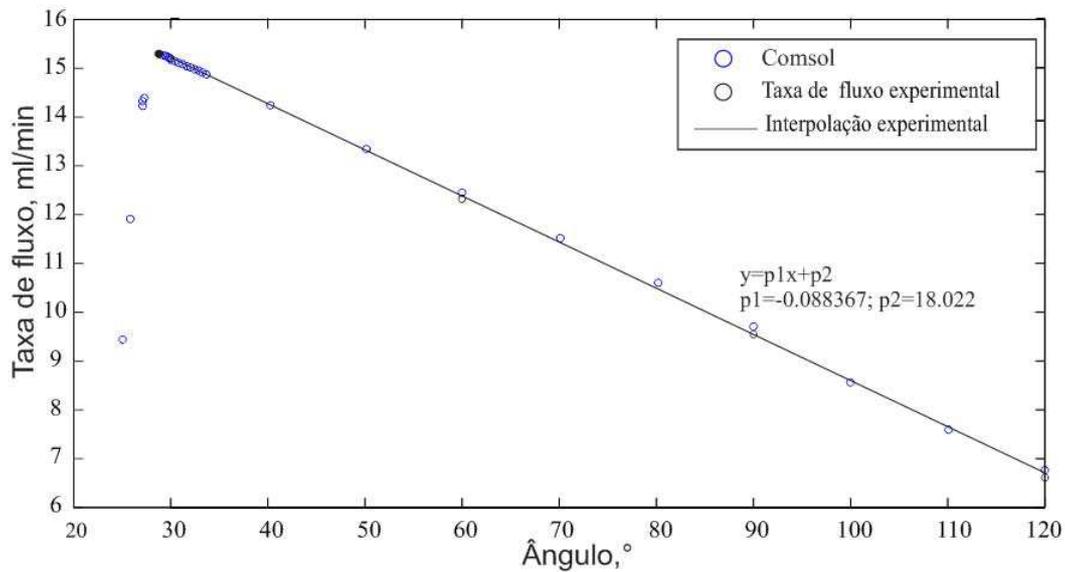


Figura 4.39: Variação do ângulo de atraso no acionamento dos atuadores.

Um redução do ângulo de defasagem provoca um comportamento diferente na dinâmica da bomba (Figura 4.40). Assim, para o ângulo crítico, a máxima e a mínima taxas de fluxo são respectivamente, de 60 ml/min, @90 mmH₂O em ($T = 54$ ms) e 700 μ l/min, @14mmH₂O em ($T = 1,5$ s). Por conseguinte, a redução do ângulo de defasagem aumenta a taxa de fluxo em, aproximadamente, 2,5 vezes, em relação à sequência original, com defasagem de 120° , até o valor limite de $T = 150$ ms.

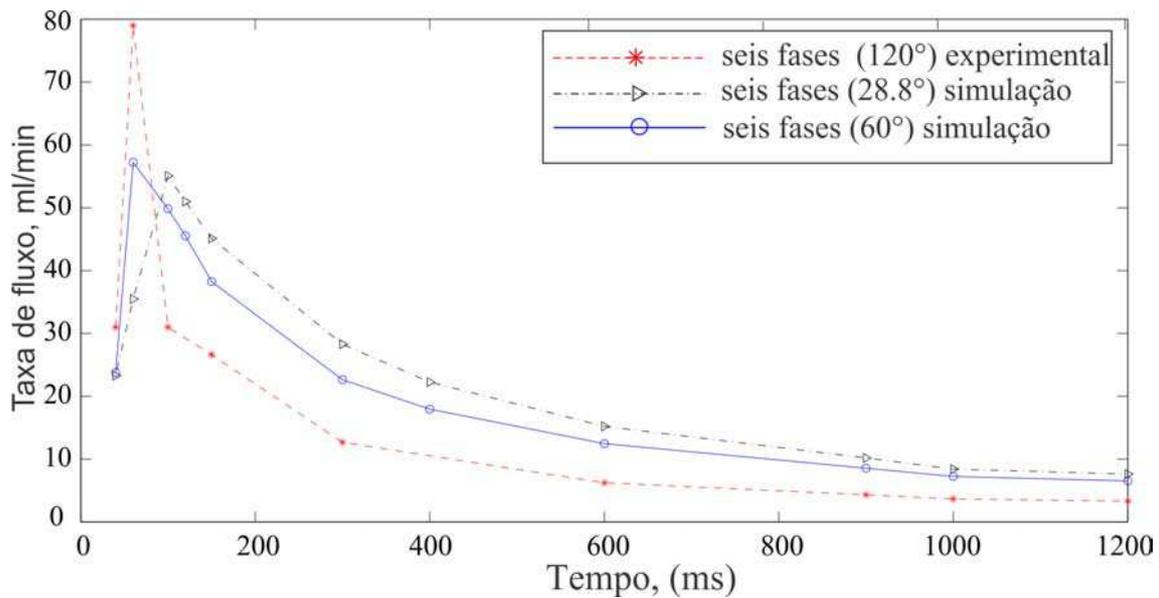


Figura 4.40: Variação do ângulo de atraso no acionamento dos atuadores.

Ante o acima exposto, a melhor opção para o sistema de bombeamento proposto é uma combinação de sequências: seis fases (120° e $T \leq 60$ ms), quatro fases ($T > 60$ ms e $T \leq 600$ ms) e $28,8^\circ$ seis fases com $T > 600$ ms, produzindo uma taxa de fluxo de $700 \mu\text{l}/\text{min}$ a $73 \text{ ml}/\text{min}$.

4.4.5 Bombeamento com o tubo de silicone

A plataforma de teste para a bomba peristáltica linear será a mesma usada na montagem com o tubo de látex (Figura 4.29). Entretanto, será feito um ajuste no diâmetro dos pistões, mantendo-se as mesmas distâncias, entre eles, usadas na configuração com o tubo de látex. Segue das Figuras 4.15 e Figura 4.13 que as distâncias mínimas para individualizar as câmaras são de 32 mm e 24 mm, para o tubo de látex e silicone, respectivamente. Portanto, é possível usar o mesmo posicionamento dos pistões e, conseqüentemente, a mesma montagem experimental.

As simulações foram realizadas seguindo o mesmo procedimento apresentado na seção 4.4.4, nas quais se utilizou o tubo de látex. Os parâmetros dos materiais usados na simulação, silicone e água, são listados na Tabela 4.1. Seguem na Figura 4.41, os resultados referentes às sequências de acionamento em seis e quatro etapas, nos quais a maior taxa de fluxo observada foi de $73,5 \text{ ml}/\text{min}$ (sequência com $\theta_a = 28,8^\circ$) e a menor foi de $600 \mu\text{l}/\text{min}$ para

a mesma sequência. O comportamento dinâmico da taxa de fluxo para o tubo de silicone é análogo ao observado para o tubo de látex, isto é, ao diminuir o ângulo de atraso (θ_a), verifica-se um incremento da vazão. Entretanto, será considerado, neste caso, apenas a parte da curva após o valor máximo por entender-se que esta é a melhor região de operação e ajuste do fluxo da bomba.

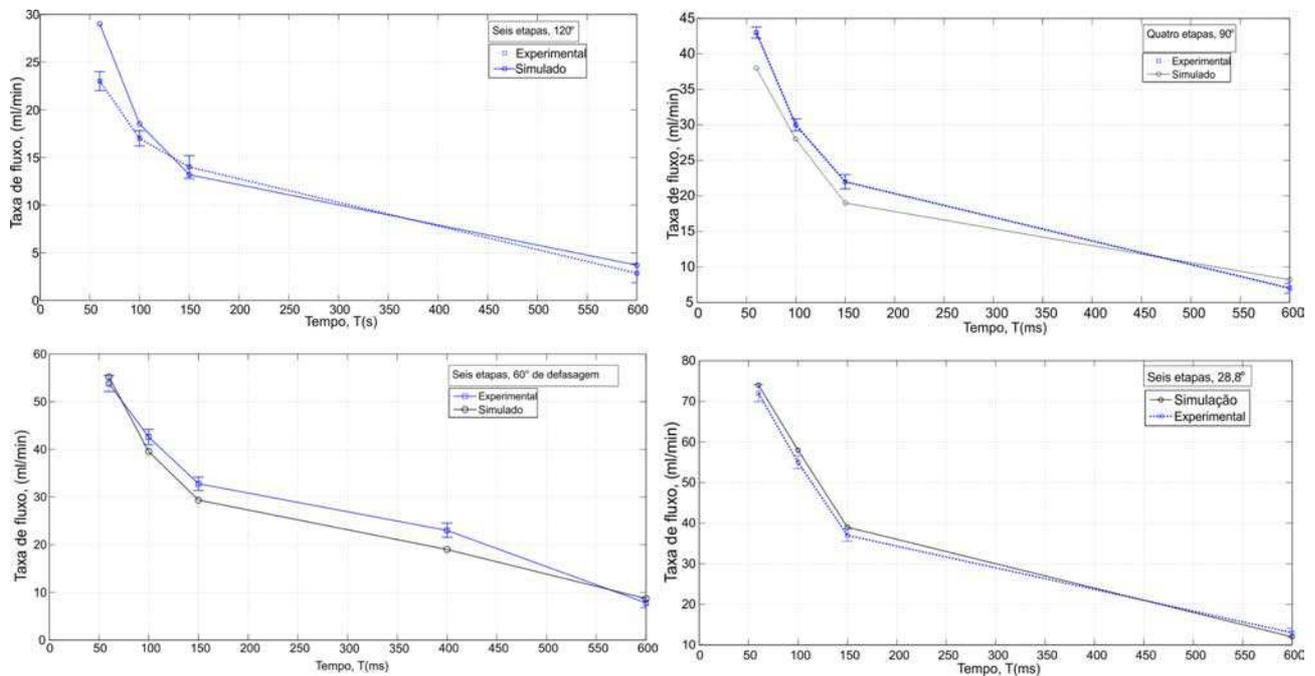


Figura 4.41: Simulações e resultados experimentais para a minibomba peristáltica com tubo de silicone.

Desta forma, reduz-se θ_a para a sequência de acionamento em quatro etapas, de forma que $\theta_a = 45^\circ$. Os resultados experimentais apresentados na Figura 4.42, demonstram um ganho maior em termos de vazão, isto é, o seu desempenho é incrementada, em média, 90%, para $T < 150$ ms. Portanto, a redução do ângulo de atraso implica diretamente no aumento do rendimento da bomba, pois diminui o tempo ocioso dos atuadores.

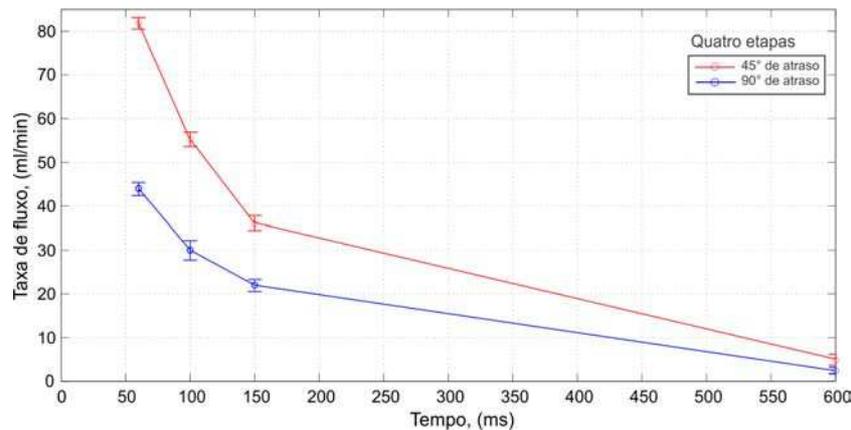


Figura 4.42: Comportamento da taxa de fluxo ao reduzir o ângulo de atraso, para uma sequência de acionamento em quatro etapas

Outrossim, vale salientar que a bomba peristáltica linear projetada pode operar com dois atuadores, mas não com a condição de autoescorvação, isto é, dois atuadores não são capazes de encher a câmara de bombeamento. Por outro lado, caso haja defeito num atuador e a bomba estiver com o tubo cheio de líquido, a sequência de acionamento $atuador1 = 110$ e $atuador2 = 011$ continuará o transporte do fluido, mas com a taxa de fluxo reduzida. Esse fato permite que a bomba possa operar em modo de segurança.

Influência da temperatura no bombeamento

Para analisar a influência da temperatura no bombeamento, é necessário definir as grandezas físicas associadas à variação térmica, para serem implementadas no modelo de simulação. A variação de temperatura altera parâmetros físicos da água (densidade e viscosidade) e para o tubo de silicone (módulo de elasticidade). Os parâmetros de simulação variantes no tempo, para a água e o silicone, são apresentados na Figura 4.43. Assim, foram analisados dois casos: i) variação do módulo de elasticidade em função da temperatura; ii) variação da densidade e viscosidade em função da temperatura. Em relação ao primeiro caso, a simulação foi realizada para uma variação de temperatura de 15°C até 67°C , na qual observou-se uma variação da taxa de fluxo de $5,2\%$, conforme mostrado na Figura 4.44. Para o segundo caso, variou-se apenas os parâmetros do fluido (densidade e viscosidade) e, neste caso, houve uma variação da taxa de fluxo inferior a $0,25\%$.

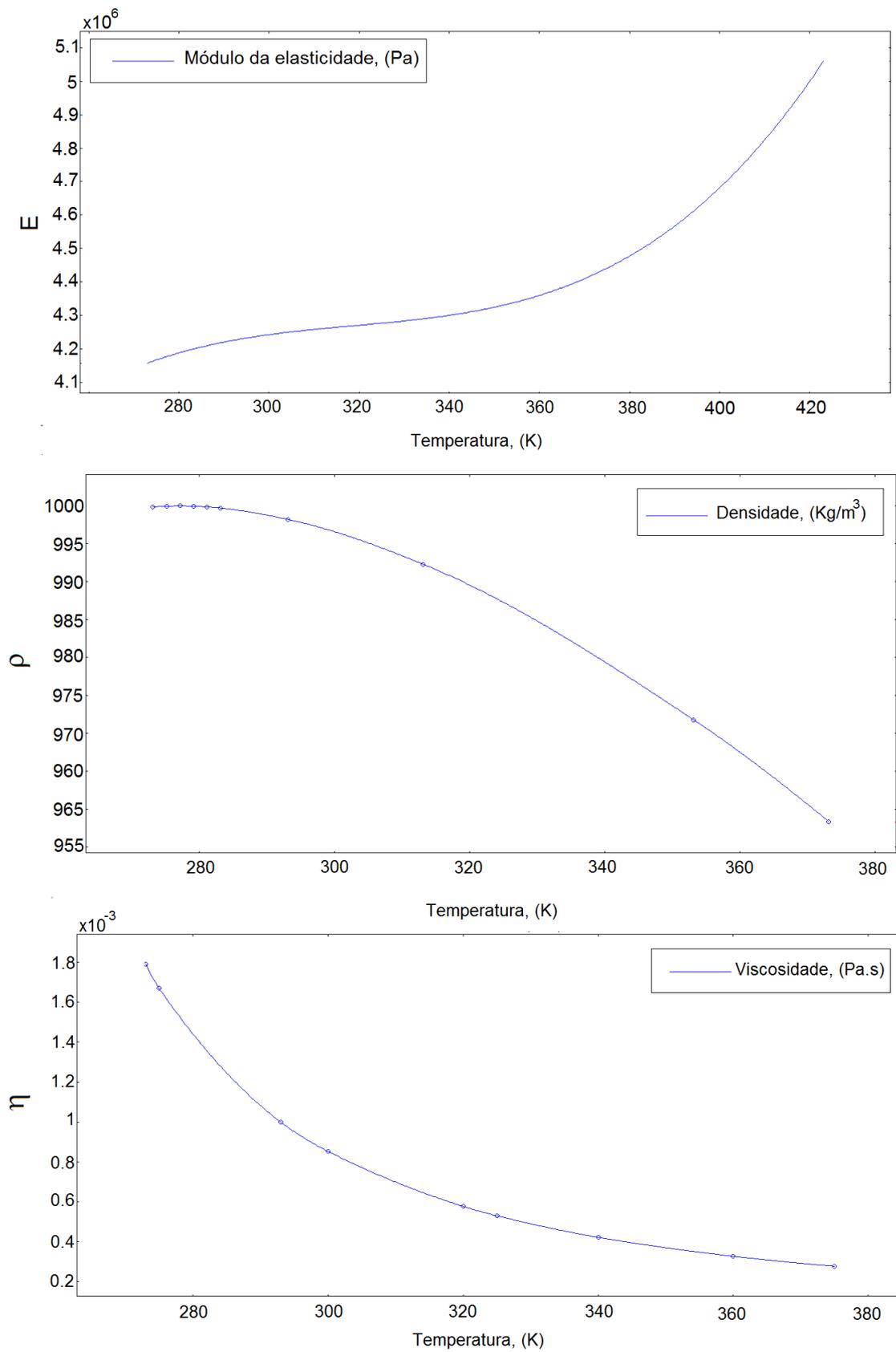


Figura 4.43: Parâmetros físicos variáveis com a temperatura: módulo de elasticidade, densidade e viscosidade.

Portanto, se conclui que a maior sensibilidade à temperatura está relacionada ao módulo da elasticidade do material, ou seja, as características mecânicas. De fato, isso não se constitui numa grande surpresa pois, aumentando o valor do módulo de elasticidade e considerando a mesma pressão aplicada, resultaria num menor deslocamento da parede do tubo e, conseqüentemente, implicaria em numa redução do fluxo transportado.

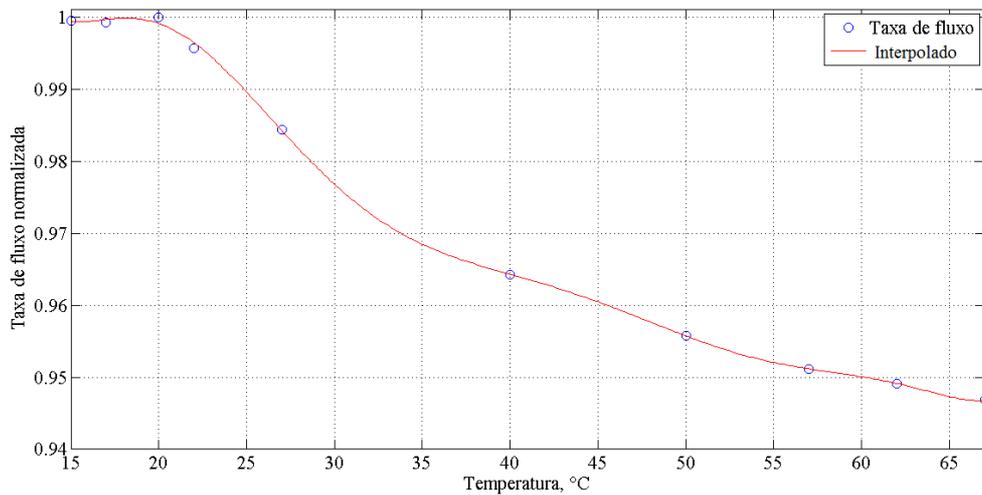


Figura 4.44: Variação da taxa de fluxo normalizada, em função da temperatura no tubo (variação do módulo de elasticidade).

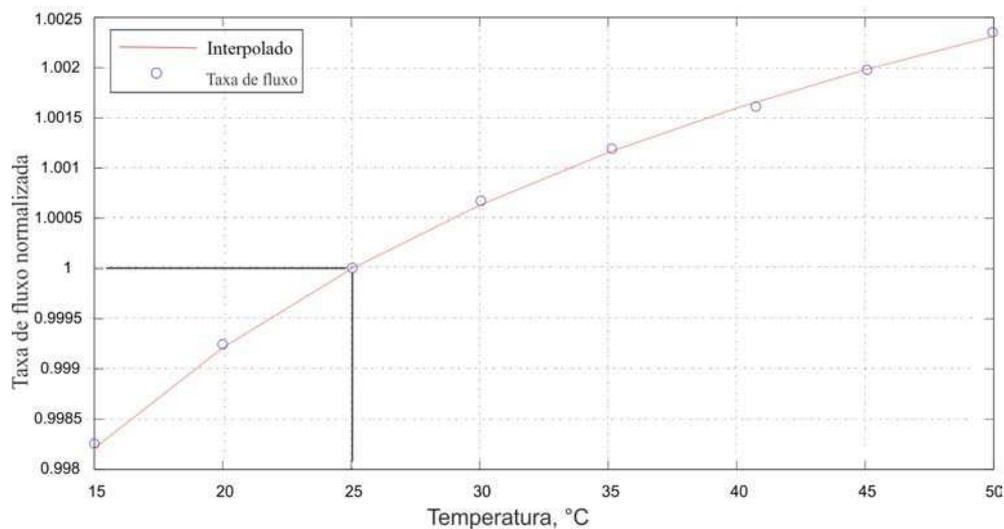


Figura 4.45: Variação da taxa de fluxo normalizada em função da temperatura no fluido (variação da densidade e viscosidade).

4.5 Considerações finais

Neste capítulo, foi descrita a implementação e execução de uma metodologia de projeto, aplicada para uma bomba peristáltica do tipo linear. Basicamente, na fase de projeto, foi possível subdividir o problema em duas categorias: o projeto mecânico, associado às características do tubo, e o projeto fluídico, responsável pela dinâmica de operação da bomba. Ambos os projetos forneceram informações para a construção e a montagem da plataforma de teste. O projeto mecânico permitiu individualizar o tubo em cavidades independentes, de modo a não haver interferência. As cavidades foram projetadas de forma a serem iguais, isto é, deslocam a mesma quantidade de volume. Isso é importante pois o ciclo de funcionamento é baseado em fluxo e refluxo, e desta forma, uma alteração no volume deslocado afetaria o volume total transportado ao final do ciclo de trabalho. O posicionamento dos pistões, através do projeto mecânico, pode ser realizado para qualquer tipo de geometria, como, por exemplo, para uma bomba peristáltica de roletes. O projeto fluidodinâmico possibilitou avaliar e selecionar as sequências de acionamento que apresentam a maior taxa de fluxo. Em relação aos resultados experimentais, foi demonstrado que a simulação consegue descrever a dinâmica da bomba, apresentando um erro percentual inferior a 8%, o que de fato habilita a simulação como ferramenta de projeto.

As bombas projetadas apresentaram autoescorvação, como também exibiram a característica bidirecional, satisfazendo um requisito de projeto. Os testes realizados não revelaram a formação de bolhas de ar visíveis, no entanto, não é possível afirmar que elas não existam.

Vale ressaltar que os resultados para o posicionamento dos pistões, referem-se às distâncias mínimas, de forma a individualizar as cavidades. Portanto, uma vez desenvolvida a montagem experimental com o tubo de látex, a mesma pode ser usada com o tubo de silicone, flexibilizando a plataforma experimental. Em relação ao tubo flexível, observou-se um desgaste rápido do tubo de látex em relação ao silicone. Portanto, o tubo de silicone é mais apropriado para as finalidades do projeto.

De uma forma geral, a metodologia de projeto ora apresentada poder ser usada para qualquer geometria, como, também, para qualquer dimensional, pois sua formulação é genérica.

Capítulo 5

Minibomba peristáltica linear

5.1 Introdução

Neste capítulo será abordado o projeto e desenvolvimento de uma minibomba peristáltica linear acionada com atuadores de liga de memória de forma, objetivando-se a redução da taxa de fluxo, bem como, das dimensões físicas do dispositivo. O projeto desta minibomba segue a mesma metodologia apresentada no capítulo anterior, na qual foi projetada a bomba peristáltica linear acionada com solenoides. Entretanto, neste caso será feito um esforço para reduzir ao máximo possível as dimensões físicas do dispositivo e, portanto, será necessário que o atuador ocupe o menor volume possível.

5.2 Ligas com memória de forma

As ligas com memória de forma (do inglês: *Shape Memory Alloy* - SMA) são materiais adaptáveis que têm a capacidade de conversão de energia térmica em trabalho mecânico, diretamente através de uma transformação de fase do material, ou seja, na alteração da sua estrutura cristalina. Existem alguns elementos básicos que, em conjunto, formam as ligas que exibem o efeito memória; são eles: cobre, zinco, alumínio, níquel, cádmio, gálio e titânio. A liga mais comumente usada, até em aplicações biológicas, é o Nitinol (NiTi). A característica, conhecida como "efeito memória", ocorre para uma determinada temperatura e tensão, provocada por uma mudança na estrutura cristalina, entre duas diferentes

fases, denominadas martensita e austenita. Em baixas temperaturas (abaixo de 40°C), a estrutura cristalina da liga apresenta a forma cúbica modificada (tetragonal), chamada de martensita. Nesta fase, o limite elástico do material é baixo, apresentando comportamento plástico. A austenita é a fase de altas temperaturas (acima de 70°C), na qual a liga possui comportamento tipicamente elástico. Aquecendo-se a SMA até certa temperatura, ocorre uma mudança de fase na estrutura cristalina do material, provocando, assim, uma contração. Entretanto, na fase fria, ocorre um alongamento, devido à carga aplicada e à alta plasticidade desta fase. O efeito do ciclo (aquecimento e resfriamento) da liga são utilizados para construir atuadores leves, pequenos e silenciosos, apresentando alto potencial para miniaturização. As principais vantagens da SMA são: elevada relação de força por volume, alta capacidade de amortecimento, movimentar-se sem gerar qualquer som ou vibração, baixa tensão de acionamento, e biocompatibilidade. Por outro lado, suas desvantagens são uma baixa eficiência energética ($< 10\%$), baixo tempo de resposta, comportamento não linear e vida útil à fadiga relacionada com a faixa de operação [14]. A força e o deslocamento produzido durante um ciclo de aquecimento e resfriamento são os dois parâmetros mais importantes no desenvolvimento do atuador SMA. Geralmente estão associados à forma do elemento, ao tipo de tratamento termomecânico submetido e à carga aplicada. Elementos SMA necessitam, geralmente, de algum treinamento, sob carga, durante certo número de ciclos (aquecimento e resfriamento), a fim de proporcionar um dispositivo com alta reprodutibilidade [14].

Considerando o fato de que a miniaturização de dispositivos, necessita de atuadores com alto desempenho mecânico dentro de um espaço físico limitado, sendo leves e compactos. Analisando a relação potência-peso para diferentes tipos de atuadores, como uma função do peso do atuador (Figura 5.1), pode-se constatar que os atuadores hidráulicos têm a capacidade de aplicar uma grande magnitude de força, mas são bastante pesados. Os motores DC, por sua vez, são os mais fracos dos quatro tipos comparados, sendo seu peso moderado. Dessa forma, torna-se evidente que, dentre as tecnologias leves, os atuadores SMA oferecem a maior relação potência-peso e, portanto, apresentam alto potencial de miniaturização [14, 15].

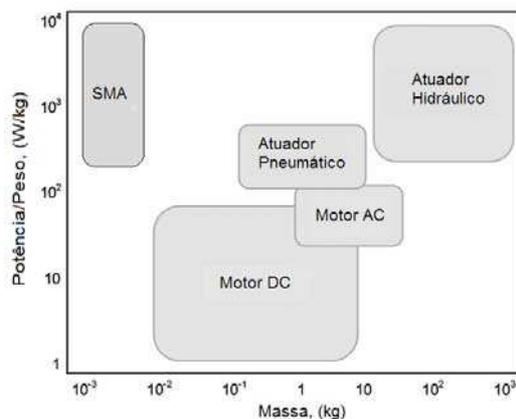


Figura 5.1: Relação potência-peso versus massa para diferentes atuadores [14, 15].

5.3 Microbombas de SMA: breve resumo de alguns trabalhos

Apesar do baixo tempo de resposta das ligas de SMA, este atuador pode ser usado para o desenvolvimento de microbombas com vazão baixa e controlada. Bernard *et al.* (2008) [110] desenvolveram uma microbomba, usando dois atuadores de SMA, operando em sentidos opostos. Esta microbomba ainda possuía válvulas de retenção de fluxo, essenciais ao funcionamento, produzindo uma vazão de $50 \mu\text{l}/\text{min}$. Shuxiang Guo *et al.* [111] desenvolveram uma bomba peristáltica, usando um conjunto de doze molas de SMA, em quatro tubos de látex, (Figura 5.2-(a)). Os tubos de látex, diâmetro interno de 5 mm e externo de 7 mm, são unidos, dois a dois, em uma junção, tanto na entrada como na saída. Nesta bomba há uma válvula unidirecional de controle de fluxo, totalizando quatro válvulas, do tipo esfera (Figura 5.2-(c)). Segundo o autor, a bomba apresenta um dimensional de 40 mm x 30 mm x 30 mm, pesando, aproximadamente, 28,5 g e com taxa de fluxo $200 \mu\text{l}/\text{min} - 1000 \mu\text{l}/\text{min}$. A mola de SMA é acionada aos pares e em posições opostas (Figura 5.2-(b)); o mesmo atuador gasta cerca de 7,2 s para refrigerar por convecção natural. Nesse trabalho, os autores não mencionam se a referida bomba apresenta autoescurvação. Certamente, uma desvantagem dessa bomba é a utilização de um grande número de fios atuadores e a necessidade de válvulas de retenção de fluxo. Além disso, do ponto de vista mecânico, ela parece ser bastante frágil.

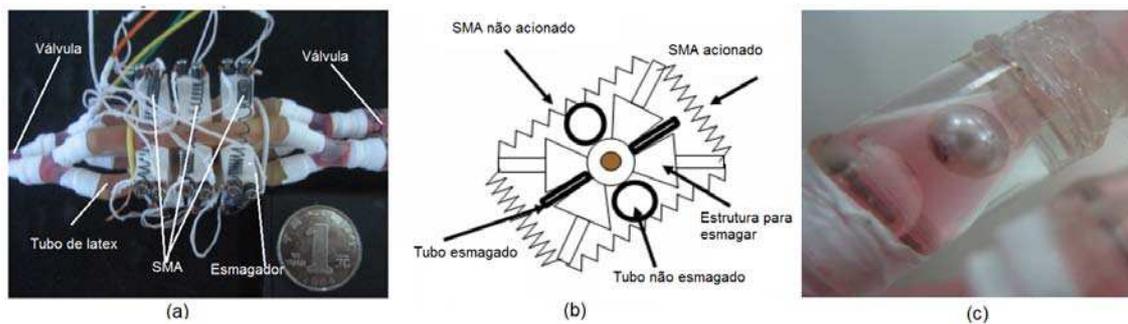


Figura 5.2: (a) Bomba peristáltica de SMA; (b) Estrutura do acionamento; (c) Válvula de controle de fluxo.

Um outro trabalho, no qual a bomba é composta por um único atuador de SMA e sendo a câmara de compressão um tubo de elastômero (silicone), foi apresentado por Shkolnikova *et al.* (2010) [112]. No referido trabalho os autores desenvolveram um *design* na qual um único movimento, esmagar e relaxar o tubo, é capaz de promover o bombeamento. O corpo da bomba é desenvolvido em um material plástico, chamado Delrin acetil, pertencente à classe dos homopolímeros. Este material é resistente ao efeito da temperatura, à fadiga, apresentando um limite de escoamento maior em comparação com os copolímeros. Na Figura 5.3 são apresentadas as partes da bomba, ficando evidente que a parte móvel é o seu próprio corpo (Figura 5.3 (a)-(b)) e, portanto, a resistência à fadiga é extremamente importante neste caso. O fio de SMA usado, NiTi Flexinou com 0,13 mm de diâmetro, totalizou 100 mm de comprimento dispostos em volta sobre o corpo da bomba, a partir do ponto de fixação (Figura 5.3-a) objetivando aumentar a força para movimentar o corpo da bomba. O tubo de silicone usado apresentava diâmetro interno de 1,47 mm e diâmetro externo de 1,93 mm. A bomba apresentou uma taxa de fluxo variando de 0 – 63 $\mu\text{l}/\text{min}$, consumo de potência de 420 mW e peso de 0,9 g. O fato de apresentar uma válvula de controle de fluxo, confere a essa bomba a característica unidirecional.

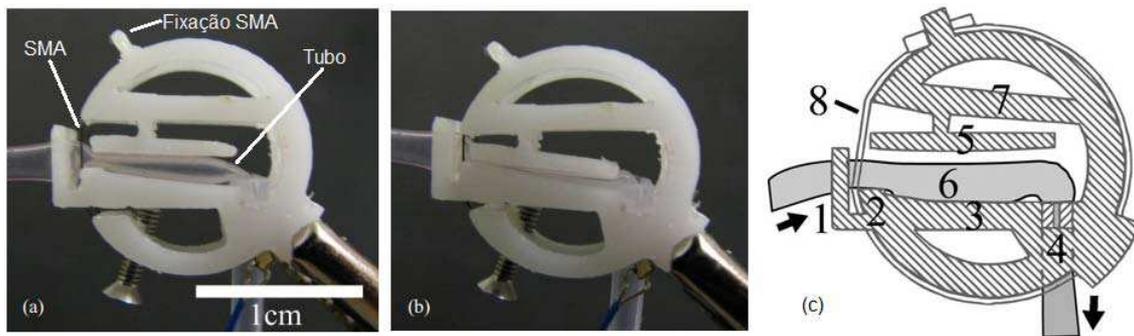


Figura 5.3: (a) Bomba peristáltica de SMA: atuador em relaxamento; (b) Bomba peristáltica de SMA: atuador em operação; (c) Partes da bomba de SMA: 1. fixação de entrada, 2. válvula a montante, 3. base da câmara, 4. válvula a jusante, 5. êmbolo, 6. câmara de bombeamento (tubo flexível), 7. braço do êmbolo e 8. Fio de SMA (atuador).

Um trabalho mais recente publicado por Fumihiro Sassa *et al.* (2012) [113], os autores retratam o desenvolvimento de um sistema de bombeamento, usando duas fitas de SMA, as quais, comprimem, periodicamente, um tubo elástico de PDMS (dimetilpolisiloxano). A estrutura do atuador de SMA (TiNi) apresenta o dimensional de 5,6 mm x 7,8 mm montadas em quatro placas retangulares de acrílico de 0,4 mm x 5,2 mm e, portanto, pequeno. O atuador de SMA fica em contato direto com o tubo, fazendo com que haja troca de calor com o fluido, contido no seu interior. A temperatura do atuador alcança aproximadamente, 80°C . Apesar do PDMS suportar até 250°C , a temperatura do fluido irá sofrer um aquecimento, tornando-se uma fonte de ruído térmico. Nesse trabalho, os autores não mencionam se a referida bomba apresenta autoescorvação.

5.4 Proposta da minibomba peristáltica linear

O projeto da bomba peristáltica linear foi reavaliado usando-se agora atuadores de liga de memória de forma. A principal vantagem deste projeto é a redução drástica das dimensões físicas e, conseqüentemente, do peso, como também a redução do ruído produzido pelo acionador e a redução no consumo de potência. A concepção inicial da minibomba segue o mesmo padrão da bomba peristáltica linear com acionamento magnético, Figura 5.4, consistindo em uma estrutura com três esmagadores acionados por fios de SMA (NiTi). A

mangueira de silicone é pressionada contra a parede da própria estrutura em determinada sequência provocando desequilíbrio das forças viscosas e induzindo as ondas viajantes no fluido. Portanto, ao esmagar sequencialmente uma seção da mangueira, o fluido é impulsionado para a direção imposta pela sequência de acionamento de modo que, ao inverter o sentido da sequência de acionamento, o fluido se move em sentido oposto.

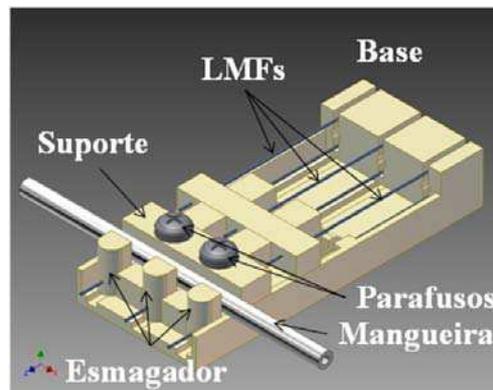


Figura 5.4: Ilustração da minibomba peristáltica linear de SMA.

5.4.1 Projeto da minibomba peristáltica linear

Em relação às especificações de projeto, a única diferença está relacionada à mangueira, ou seja, ao material, neste caso silicone, apresentando diâmetro interno e externo de 2 mm e 3 mm, respectivamente. O fluido de trabalho considerado é a água em temperatura de 25°C . Em relação ao projeto mecânico os testes experimentais executados no DMA, referente ao tubo de silicone, revelaram que a força necessária para esmagar 100% do diâmetro interno do tubo é de 4,8 N. Portanto, considerando um pistão retangular de 4 mm de largura, a distância de posicionamento entre os pistões adjacentes é calculada via elementos finitos. Em relação ao posicionamento dos pistões, o resultado da simulação revelou que é possível posicionar os pistões a pelos menos 14 mm à jusante e à montante do seu vizinho (Figura 5.5)(a)-(b)). Na Figura 5.5-(c) é ilustrado o comprimento total da câmara de bombeamento, 18 mm, considerando-se um pistão de 4 mm de largura, em que não há interferências entre as câmaras adjacentes.

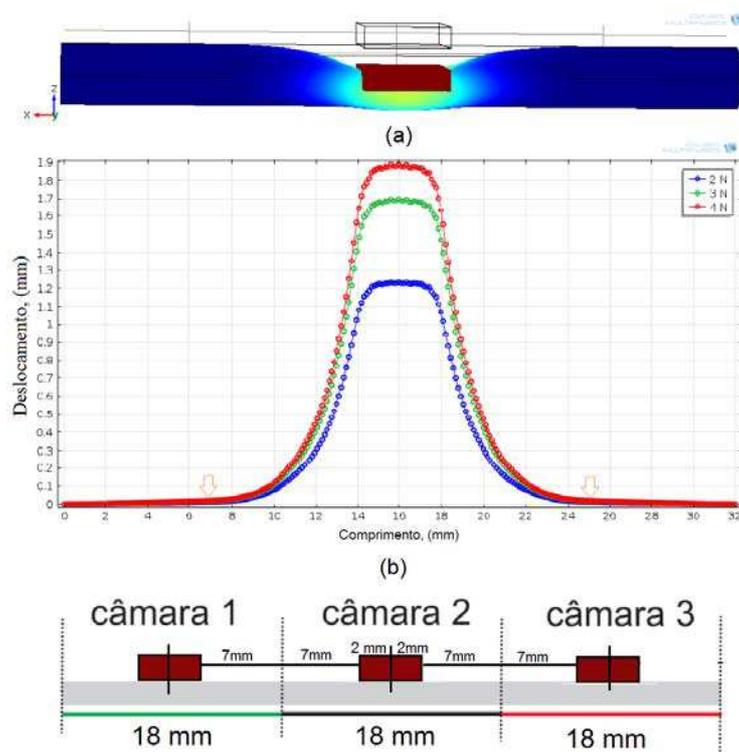


Figura 5.5: Vista lateral do conjunto tubo-pistão considerando-se um tubo de silicone com diâmetros interno e externo, 2,0 mm e 3,0 mm, respectivamente: (a) pistão de base retangular com largura de 4 mm; (b) Deslocamento longitudinal da parede do tubo em função da força aplicada de 2,0 N, 3,0 N e 4,0 N; (c) Distância mínima para individualizar as cavidades.

Entretanto, se por algum motivo, houvesse a necessidade de reduzir a largura total da bomba, aproximando os pistões a menos de 14 mm à jusante e à montante do pistão central (Figura 5.5), implicaria na formação de uma zona de interferência entres os pistões, conforme ilustrado na Figura 5.5. Essa zona de interferência diminuiria o volume deslocado pela cavidade e, portanto, diminuiria, também, o volume transportado pela bomba. Assim, será efetuado um estudo numérico para avaliar essa zona de interferência, verificando a possibilidade de usar este artifício numa situação crítica, na qual seja necessário reduzir a largura da bomba.

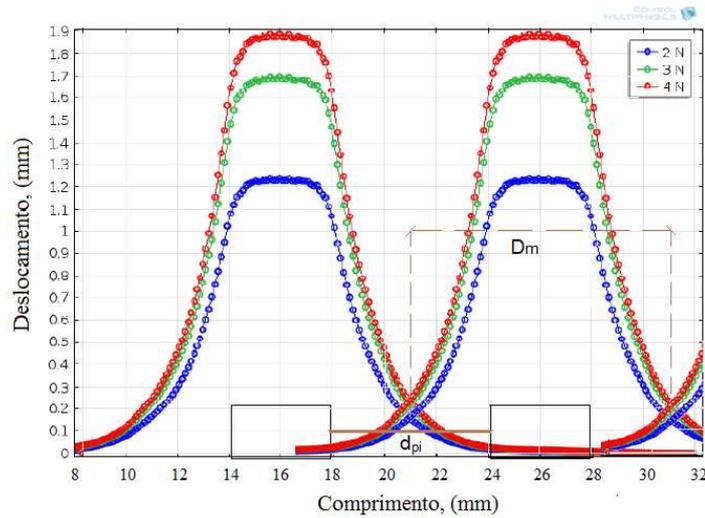


Figura 5.6: Zona de interferência de uma câmara sobre a central.

Definindo-se, na Figura 5.6, d_{pi} como a distância entre os pistões e D_m como o comprimento da câmara de bombeamento. No caso, em que não há interferência, $D_m=18$ mm e $d_{pi}=14$ mm. Portanto, se fará uma análise da zona de interferência usando simulação fluidodinâmica da bomba em 2D, cujo procedimento de solução é análogo ao realizado para bomba de solenoides. Os pares analisados serão: $D_m=18$ mm e $d_{pi}=14$ mm; $D_m=16$ mm e $d_{pi}=12$ mm; $D_m=10$ mm e $d_{pi}=6$ mm (ver Figura 5.6), na qual cada um dos pares definem uma zona de interferência. O modelo de simulação é análogo ao apresentado para a bomba de solenoides, isto é, apresenta o domínio mecânico e fluidodinâmico acoplados. Entretanto, o comprimento da câmara central é inferior em relação às outras duas (Figura 5.7), em virtude da zona de interferência.

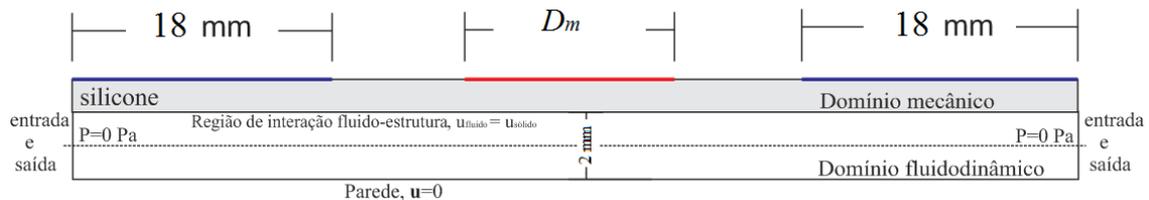


Figura 5.7: Ilustração da geometria usada na simulação para avaliar a zona de interferência.

Na Figura 5.8 é apresentado os valores normalizados do volume transportado em função da distância entres os pistões, d_{pi} , obtidos via simulação numérica. Nota-se que, mesmo para uma redução pequena da distância entre os pistões ($d_{pi}=12$ mm), há uma variação de

aproximadamente 3,48%, em relação as câmaras individualizadas, isto é, $d_{pi}=14$ mm. Isso acontece porque o mecanismo de bombeamento é função conjunta da ação dos três pistões, caso aconteça uma interferência entres eles, haverá uma modificação em relação ao fluxo transportado e, provavelmente, aumentando-se o refluxo. Ainda em relação a Figura 5.8, a interpolação revela uma característica não-linear do volume transportado em função da distância do pistão, implicando que, ao aproximar os pistões, a tendência é diminuir, ainda mais, o volume transportado.

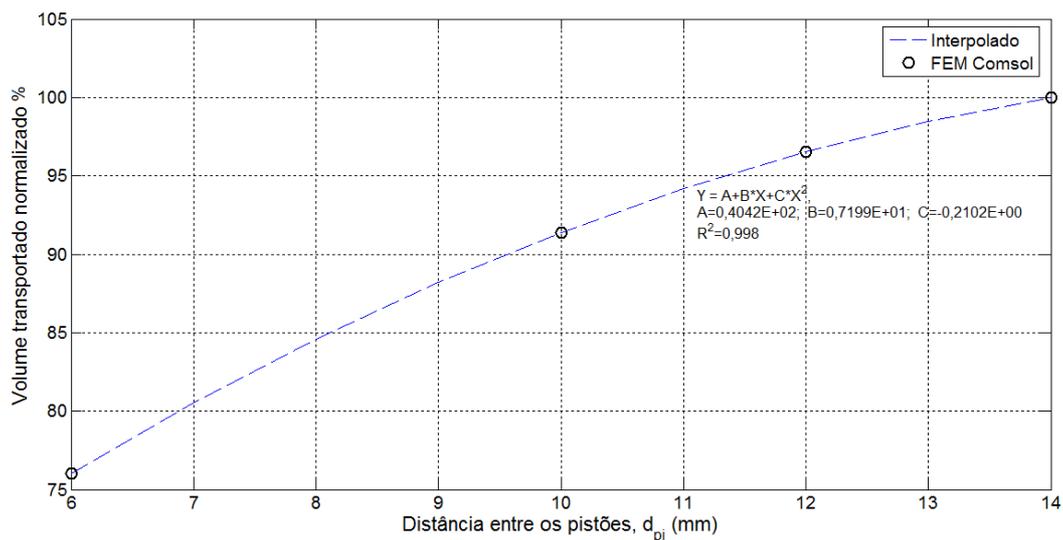


Figura 5.8: Percentual de interferência sobre o volume transportado.

Ao posicionar os pistões a uma distância de 6 mm, à jusante e à montante do pistão central, a cavidade central sofrerá influência das duas adjacentes (Figura 5.6), contribuindo para redução do volume transportado em aproximadamente 24 %. Entretanto, com o objetivo de avaliar a sucção da minibomba em um caso crítico, $d_{pi}=6$ mm, será executada a manufatura com estas características de projeto, ou seja, o posicionamento dos pistões será de 6 mm.

5.4.2 Caracterização do fio de SMA

A determinação do diâmetro dos fios de NiTi utilizados como atuadores foi realizada com base em uma tensão mecânica, usual empregada para estes fios, 200 MPa, e a força necessária para oclusão do tubo, determinada pelo ensaio de compressão (da ordem de 5 N). Assim, o

diâmetro mínimo calculado para o fio seria de $D_{sma} = 0,178 \text{ mm}$. No entanto, este diâmetro representa um valor não comercial e, portanto, aproximando-se para o diâmetro para um valor comercial imediatamente superior, $D_{sma} = 0,203 \text{ mm}$.

1. Tratamento e Treinamento dos Fios de SMA:

Os fios da SMA foram comprados na empresa Memory-Metalle GmbH [114], em estado bruto de trabalho a frio, com diâmetro de 0,203 mm. Este material é denominado, pela empresa, liga H. Os fios foram submetidos a um tratamento térmico para homogeneização da estrutura a temperatura de 480°C , durante 10 minutos, usando um forno elétrico, em seguida, o fio é resfriado a temperatura ambiente. Este tratamento térmico elimina parte do encruamento do material, maximizando a intensidade do fenômeno de memória de forma, ou seja, maximizando a transformação martensítica. Após este tratamento, as temperaturas de transformação de fase desses fios foram determinadas utilizando-se um calorímetro DSC da marca TA Instruments, modelo Q20.

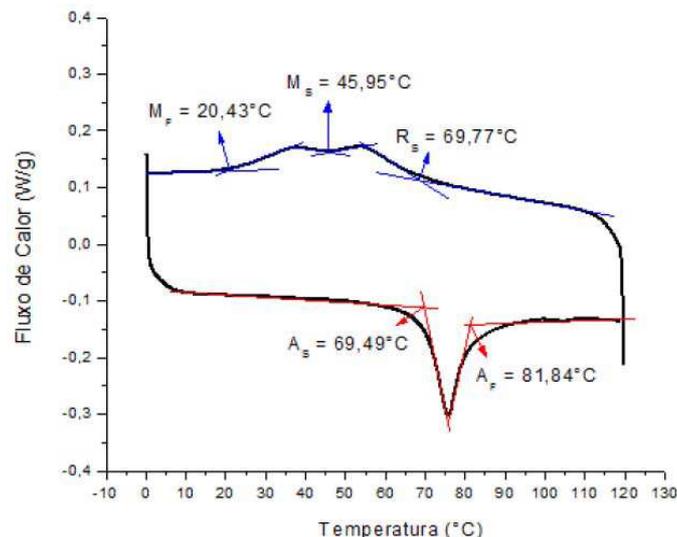


Figura 5.9: Determinação das temperaturas de fase, utilizando-se um calorímetro DSC

Verificou-se que a transformação de fase do fio durante o resfriamento ocorre em duas etapas (Figura 5.9). Na primeira etapa, que ocorre aproximadamente entre 69°C (R_s), forma-se a estrutura martensítica conhecida por fase R (Romboédrica) e, continuando o resfriamento entre 45°C e 20°C (M_f e M_s) essa estrutura se transforma na fase martensita monoclinica [115]. As temperaturas importantes que a Figura 5.9 apresenta para o projeto

do atuador, são: $A_f = 81,84^\circ C$, $A_s = 68,49^\circ C$, $M_f = 20,43^\circ C$ e $M_s = 45,95^\circ C$. A determinação dessas temperaturas se faz necessária para assegurar que o calor gerado pela passagem de corrente elétrica seja suficiente para atingir a temperatura final de ativação, no caso A_f , e que na temperatura ambiente ($25^\circ C$) o material se encontra totalmente em sua fase martensítica. Assim se utilizou para este projeto, um fio atuador com a temperatura M_f acima da temperatura ambiente garantindo que o material volte ao seu estado inicial sem a necessidade de refrigeração. A corrente elétrica necessária para o aquecimento do fio até a temperatura de transformação austenítica ($A_f \sim 82^\circ C$), determinada no ensaio do calorimétrico, foi realizada utilizando-se uma fonte de corrente contínua, tendo a temperatura monitorada por microtermopar com contato superficial sobre o fio, durante o período de aquecimento. O resultado deste ensaio foi uma corrente de acionamento de aproximadamente 620 mA.

Para a estabilização mecânica do fio de SMA efetuou-se um procedimento de ciclagem sob carga (conhecido como treinamento) usando uma corrente elétrica de formato de degrau. O treinamento consiste em submeter o comprimento total do fio a diversos ciclos térmicos sobre carregamento mecânico constante (peso) para que ocorra a introdução de defeitos microestruturais que induzem concentrações de tensões e o conseqüente surgimento do efeito memória (contração durante aquecimento e expansão durante resfriamento). A cada final de ciclo observou-se que a deformação é recuperada apenas parcialmente permanecendo um percentual da deformação após o aquecimento. À medida que o número de ciclos aumenta este acúmulo de deformação diminui, até ser atingido a saturação, isto é, toda a deformação é recuperada pelo processo de aquecimento. Portanto, para estabilizar a deformação do fio foram utilizados 1000 ciclos de aquecimento seguido de resfriamento em temperatura ambiente sob carga constante (200 MPa). Após a finalização do processo de treinamento, o fio foi capaz de recuperar 2,5% de sua deformação através do aquecimento.

5.4.3 Construção do protótipo

Com base nos parâmetros de projeto abordados anteriormente foi possível definir as principais dimensões do protótipo, tais como comprimento, largura, altura, espaçamento e dimensões dos esmagadores. Assim, um dos parâmetros mais importantes como etapa inicial

de projeto é a contração necessária que deve acontecer no fio de SMA, de modo a provocar oclusão da mangueira (tubo). Este parâmetro é definido como sendo o diâmetro interno do tubo, ou seja, neste caso, de 2 mm. Portanto, para uma maior eficiência é oportuna a oclusão total no esmagamento, deslocando uma quantidade maior de volume. A partir deste valor e sabendo que o fio de SMA treinado é capaz de recuperar até 2,5% de deformação por contração, necessita-se, de no mínimo, 80 mm de fio para cada um dos três atuadores. Para acomodar estes fios foi desenvolvido um mecanismo em que uma das extremidades de cada atuador é fixada no esmagador, passa em torno de uma polia deslizante fixada na extremidade oposta da minibomba e retorna a um ponto de apoio, local onde a extremidade oposta é engastada, conforme indicado na ilustração esquemática da Figura 5.10.

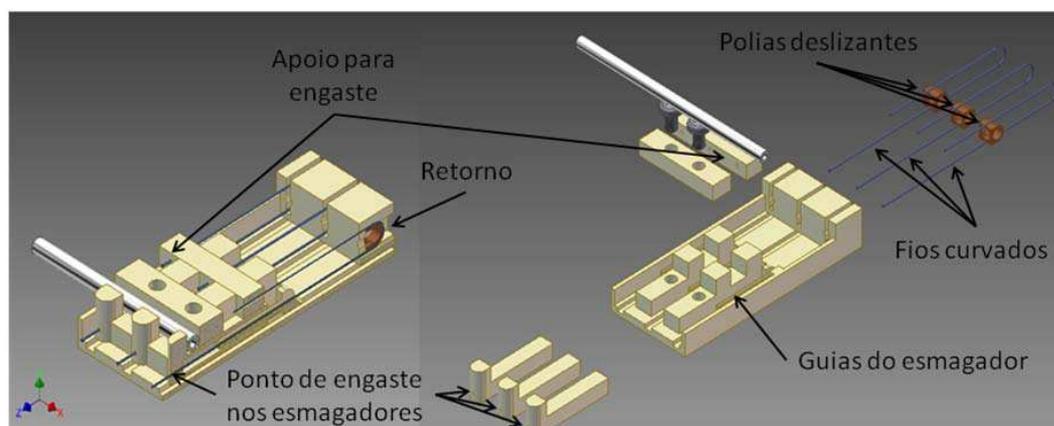


Figura 5.10: Ilustração do esquema de montagem da minibomba de SMA

No arranjo apresentado na Figura 5.11 permitiu uma otimização do espaço físico, ficando o comprimento final do dispositivo com aproximadamente 60 mm. Esse comprimento foi obtido em função da estrutura proposta como mecanismo de acionamento e esmagamento do tubo, uma vez que o comprimento total do fio de SMA é de 80 mm. Assim, usando uma estrutura com polias deslizantes, o fio de SMA é acomodado de forma curvada sobre a estrutura da mini bomba, Figura 5.10, reduzindo o comprimento total da estrutura. Em relação à largura total da minibomba, o parâmetro de projeto usado é a distância mínima de posicionamento entre os pistões. Dessa forma, para um pistão de 4 mm, é possível posicioná-los em uma distância variável, de 6 mm - 12 mm, conforme apresentado na Figura 5.5-(b). Como critério de projeto, neste trabalho, a distância mínima adotada foi de 6 mm

entre os pistões, totalizando uma largura de 26 mm.

Na Figura 5.11 é apresentada a fotografia do protótipo real, fabricado pelo processo de prototipagem rápida em plástico ABS. A minibomba está completamente montada com os fios de alimentação, pistões, polias, suportes de fixação e mangueira de silicone, instalada entre o corpo e os pistões. O protótipo apresenta altura total de 9 mm. Portanto, o dimensional total da bomba é de 26 mm x 60 mm x 9 mm, totalizando um peso de 18 g.

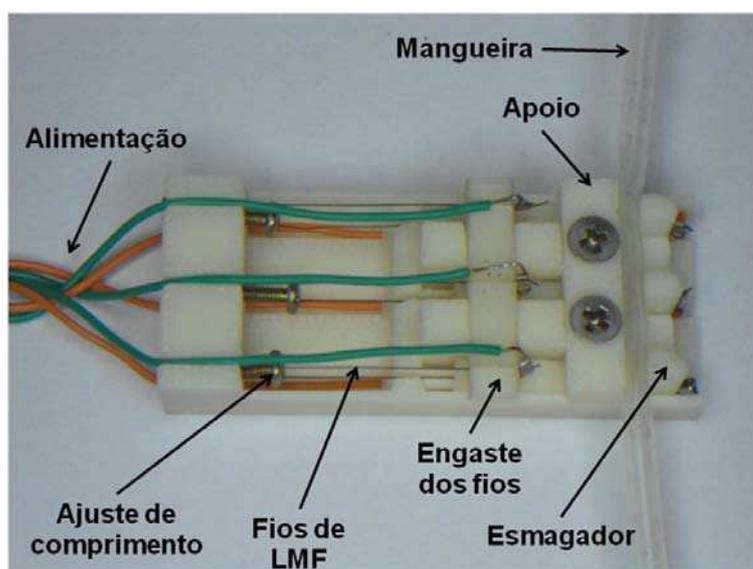


Figura 5.11: Protótipo da minibomba de SMA.

5.4.4 Plataforma de teste e sequência de acionamento

Sequência de acionamento

Para o estudo e desenvolvimento da sequência de acionamento é necessário levar em consideração os parâmetros relativos ao atuador de SMA, mais precisamente, a corrente elétrica e o tempo de ativação e relaxamento. O protótipo apresentado na Figura 5.10 não possui qualquer mecanismo, como molas, para ajudar no retorno do atuador (relaxamento). Isso significa que o retorno do atuador se dá principalmente pela troca de calor com o ambiente, convecção natural, e pelo retorno da mangueira, forçando o atuador em sentido inverso. O tempo mínimo de acionamento ativo com corrente de 620 mA, necessário para a oclusão da mangueira, é de 1 s. Por outro lado, o tempo máximo em que o atuador pode ficar ativo é de até 2 s. A sequência de acionamento adotada será a de quatro etapas pois, como já

foi mencionado no capítulo anterior, trata-se de uma sequência mais curta e estável, em comparação com a sequência de seis estágios.

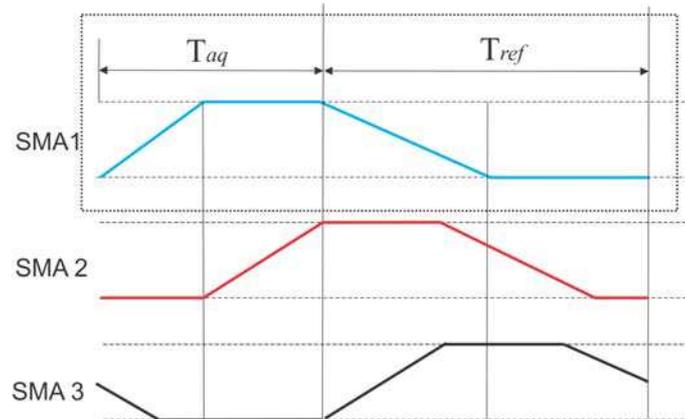


Figura 5.12: Ilustração da sequência de acionamento utilizada para a minibomba de SMA.

Plataforma de testes

Em se conhecendo a corrente necessária para o acionamento do fio (620 mA), isto é, a corrente que irá provocar seu aquecimento e, conseqüentemente, produzirá a força necessária à oclusão do tubo, pode-se montar o sistema de alimentação e controle do atuador.

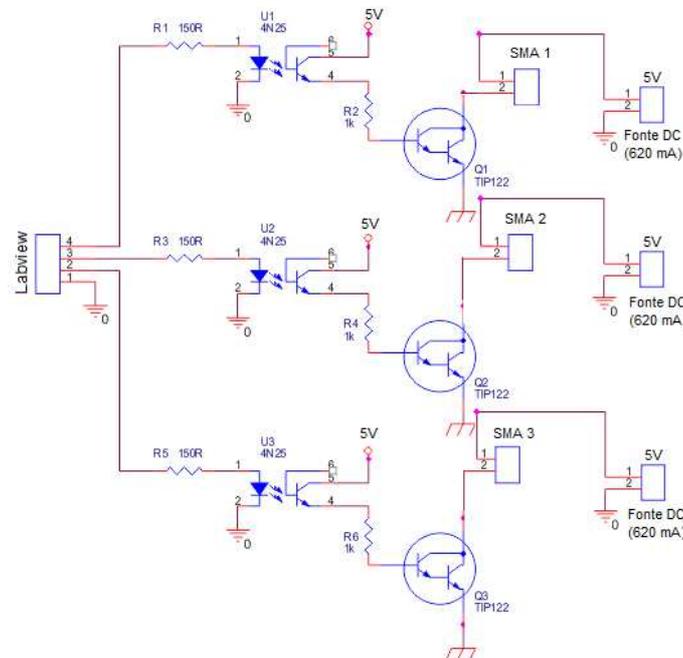


Figura 5.13: Circuito de acionamento dos fios de SMA.

Optou-se, nessa tese, em usar duas fonte de alimentação DC regulada em 0-30V/0-3A (Hikari HK-3003D), sendo o acionamento do fio executado pelo programa Labview que envia um pulso de tensão para a base de transistor, que neste caso funciona como uma chave. Cada fio de SMA foi posto em série com uma fonte de tensão (5V DC) limitada em 620 mA, sendo conectado ao coletor do transistor que funcionará como uma chave *on-off*, conforme ilustrado na Figura 5.13.

Para caracterização do protótipo da minibomba de SMA, Figura 5.11, foi montada uma plataforma experimental composta por: circuito de acionamento dos fios de SMA, fonte de corrente contínua, módulo de aquisição de dados da National Instruments, bancada de testes (para dar suporte à minibomba e aos reservatórios de sucção e recalque), balança de precisão e reservatórios graduados. Na Figura 5.14 é ilustrada uma fotografia do arranjo experimental acima mencionado, usado para caracterização dinâmica da minibomba.

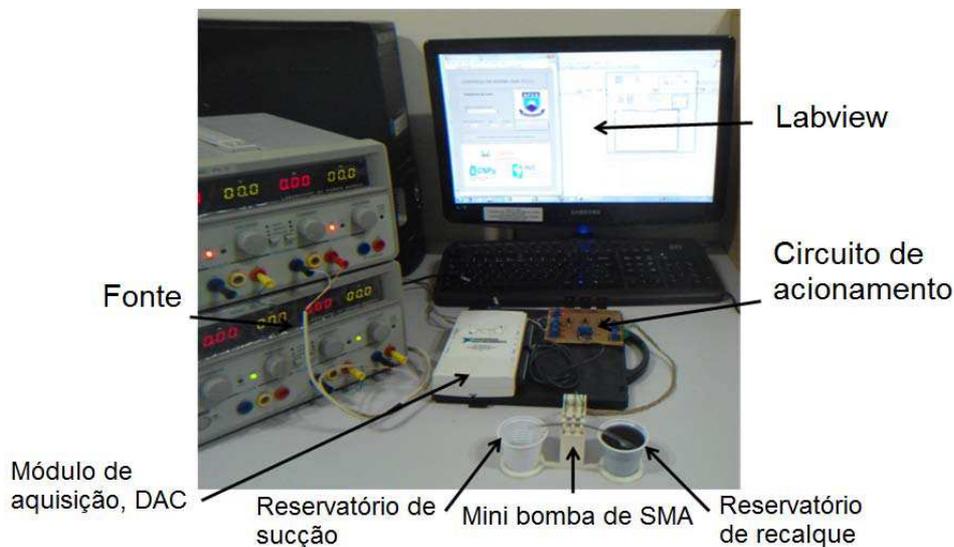


Figura 5.14: Fotografia da plataforma de teste montada para a minibomba de SMA.

Os outros parâmetros importantes foram mantidos fixos com os seguintes valores:

- Altura de sucção de -5 mm (desnível medido entre a superfície livre do fluido no reservatório e o eixo de simetria da mangueira);
- Altura de recalque de 0 mm (desnível medido entre o eixo de simetria da mangueira e o ponto de descarga livre);

- Corrente aplicada em cada atuador de SMA: 620 mA;
- Fluido em circulação: água com densidade de 998 kg/m³.

Para determinar o valor da vazão foram feitas aferições da massa do reservatório vazio, antes de ser utilizado como reservatório de recalque, e posterior aferição da massa fluídica bombeada após um tempo fixo nas condições acima citadas. Assim, foi possível monitorar a variação da massa, a qual é diretamente proporcional ao volume. Aplicando esta variação de volume no tempo, obteve-se a vazão para cada situação. Na Tabela 5.2 é apresentado o comportamento da vazão com a variação do tempo de ativação dos atuadores para a sequência de acionamento ilustrada na Figura 5.12.

Como se observa na Tabela 5.2, a vazão é função do tempo de trabalho ($T = T_{aq} + T_{ref}$) do fio atuador, em que T_{aq} e T_{ref} são os tempos de aquecimento e resfriamento, respectivamente. Assim, por exemplo, seja $T_{aq}=1,0$ s e $T_{ref}= 1$ s, o ciclo de trabalho será de $T= 4$ s, considerando-se uma sequência em quatro etapas, conforme apresentado na Figura 5.12 mas, como já mencionado, existe um limite inferior em relação a esse tempo, determinado em função do tempo necessário para esmagar o tubo que, em geral, é lento, principalmente, durante o retorno; para o fio utilizado o tempo mínimo foi de $\Delta t_{min} = 1$ s. O mesmo tipo de análise é verificada para o limite superior, que pode ser avaliado pela estagnação do fluxo ou pela elevação da temperatura do fio atuador, visto que, uma vez que é fornecida corrente contínua para o aquecimento por efeito Joule, essa continuidade de energia por um período maior que $\Delta t_{min} > 2$ s pode provocar superaquecimento no fio, fazendo-o perder o fenômeno de memória de forma.

Na Figura 5.15 é ilustrada uma sequência fotográfica montada a partir de um vídeo do funcionamento deste primeiro protótipo de minibomba peristáltica acionada por fios atuadores de SMA, demonstrando claramente sua viabilidade técnica.

Tabela 5.1: Propriedades dos materiais usados na simulação

Água	densidade, ρ_{H_2O}	998	kg/m^3
	viscosidade, η_{H_2O}	$1,0021 \times 10^{-3}$	Pa.s
Silicone	modelo de elasticidade, E	3,9	MPa
	coeficiente de Poisson, ν	0,45	
	densidade, $\rho_{silicone}$	1120	kg/m^3

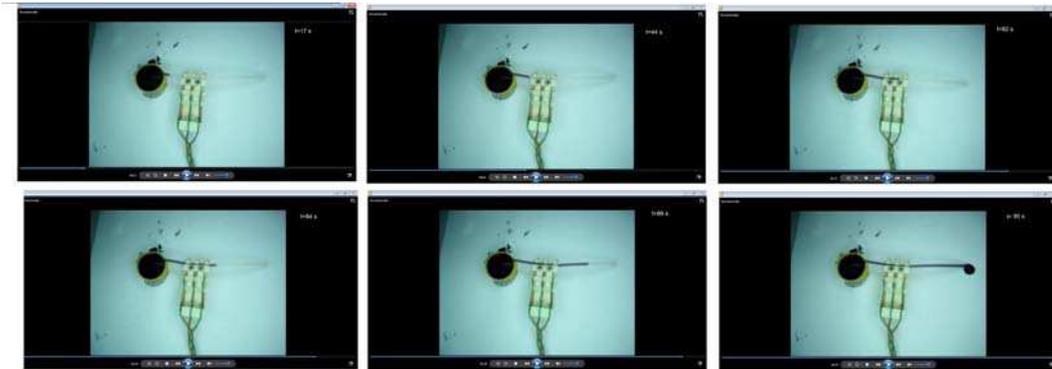


Figura 5.15: Sequência fotográfica de funcionamento da minibomba peristáltica de SMA

5.4.5 Resultados experimentais e de simulações

As simulações foram desenvolvidas usando-se a mesma metodologia apresentada no capítulo 4, através da formulação FSI em uma geometria 2D. Os materiais usados na simulação foram: água para o fluido e silicone para o tubo, cujas propriedades estão listadas na Tabela 5.1. Os sinais de atuação (Figura 5.12) foram postos de forma a atender o comportamento do fio de SMA no processo de esmagamento do tubo, durante a fase de aquecimento e resfriamento, com tempos de aquecimento (t_{aq}) e resfriamento (t_{ref}) definidos na Tabela 5.2.

Análise dos resultados provenientes da simulação

As simulações foram realizadas objetivando-se, além de compará-las com os dados experimentais, mostrar a influência na dinâmica da bomba proveniente dos tempos de aquecimento e relaxamento do atuador. A dificuldade de montar a sequência de acionamento está nas

limitações do atuador, no que diz respeito ao tempo máximo de acionamento e do tempo de resfriamento (relaxamento).

Tabela 5.2: Vazão média em função do tempo de ativação: Simulação e Experimental

Vazão	Situação1	Situação2	Situação3
Experimental	79 $\mu\text{l}/\text{min}$	43 $\mu\text{l}/\text{min}$	28 $\mu\text{l}/\text{min}$
Simulado	86,77 $\mu\text{l}/\text{min}$	47,9 $\mu\text{l}/\text{min}$	32,1 $\mu\text{l}/\text{min}$
Erro (%)	9,83	11,4	14,6
Tempos	$t_{aq}=1,0$ s; $t_{ref}=1,2$ s	$t_{aq}=1,0$ s; $t_{ref}=1,5$ s	$t_{aq}=1,0$ s; $t_{ref}=2,0$ s
Ciclo de trabalho, T	T=4,4 s	T=5,0 s	T=6,0 s

Os resultados da simulação apresentados na Figura 5.16, evidenciam que, à medida em que se aumenta o tempo de resfriamento os resultados da simulação se tornam mais distantes do valor experimental. Entretanto, a simulação consegue caracterizar a dinâmica da bomba. O que pode está acontecendo, em relação a parte experimental, é o fato de que à medida que se aumenta o tempo (t_{ref}) poderá ocasionar uma perda de pressão no interior da câmara de bombeamento, de tal modo a diminuir o volume bombeado. Por outro lado, a perda de pressão, também, poderá estar associada a zona de interferência das câmaras, de modo a contribuir para uma maior queda de pressão no interior do tubo.

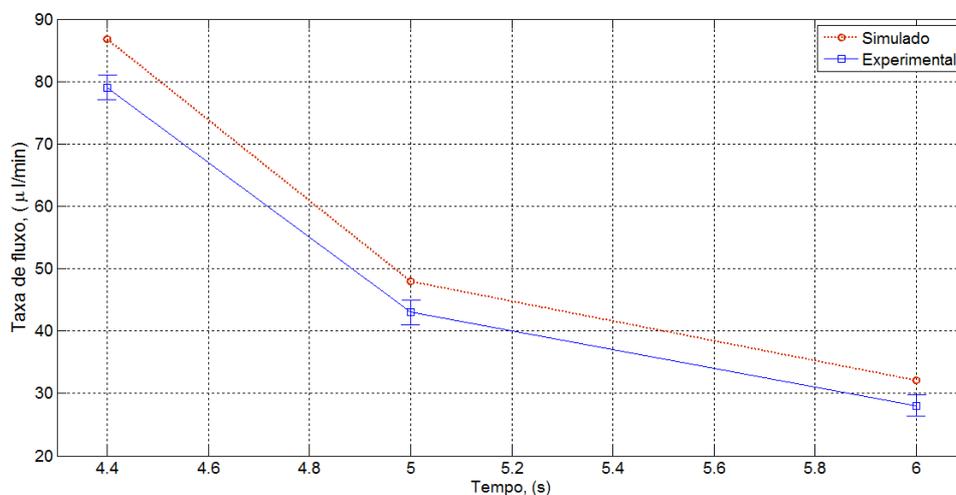


Figura 5.16: Resultados experimentais e de simulação para os tempos de aquecimento t_{aq} e resfriamento (t_{ref}) apresentados na Tabela 5.2

Em relação ao protótipo, a minibomba peristáltica linear apresenta uma geometria simples, mecanicamente resistente e livre de ruídos. Neste projeto, não há troca de calor entre o fio de SMA e o fluido, contido no interior do tubo. Por fim, a minibomba é do tipo autoescorvante, bidirecional, sem válvulas de controle de fluxo e apresentando consumo de potência de aproximadamente 1,2 W. Em relação aos resultados da literatura reportado neste capítulo e aos obtidos experimentalmente, pode-se afirmar que o protótipo desenvolvido é uma microbomba peristáltica linear.

5.5 Considerações finais

Neste capítulo apresentou-se o desenvolvimento de uma minibomba peristáltica linear acionada por SMA. Mesmo, a minibomba de SMA, tendo apresentado sucção, o fato de violar os postulados em relação a distância mínima para individualizar as cavidades é bastante prejudicial à sua dinâmica. A partir dos resultados obtidos neste trabalho observou-se a viabilidade técnica para construção e funcionamento do protótipo de minibomba peristáltica com acionamento baseado na contração e relaxamento dos atuadores de SMA. Os resultados mostraram que os atuadores devem se contrair de no mínimo 2% de seu comprimento produzindo uma força mínima de 5 N, originando uma vazão situada na faixa de 30 a 79 $\mu\text{l}/\text{min}$ para um primeiro protótipo. A minibomba de SMA é autoescorvante e durante seu ciclo de operação não foram identificados a formação de bolhas de ar no interior do tubo. Por outro lado, um ponto fraco apresentado foi a reduzida faixa dinâmica de operação, ocasionado pelo excesso de tempo para resfriar o fio, via convecção natural. Entretanto, esse modelo pode ser otimizado com a continuidade dessa linha de pesquisa, principalmente em se buscando uma estrutura eficiente para resfriar individualmente cada atuador, isto é, desenvolver um sistema de convecção forçada para o fio de SMA.

Capítulo 6

Bomba de vácuo

6.1 Introdução

Neste capítulo se apresenta uma discussão sobre a utilização de uma bomba de vácuo, como dispositivo propulsor de fluido, livre de pulsações, para ser usada num biossensor SPR, como alternativa à utilização de uma bomba peristáltica convencional de roletes ou peristáltica linear. Esses dois tipos de bombas são as mais utilizadas em se tratando da propulsão de fluidos biológicos, dosagem de reagentes ou transporte de drogas. Contudo, existem alguns problemas associados ao mecanismo de transporte para estas bombas, entretanto, a maior restrição, para a maioria das aplicações, refere-se ao custo. Portanto, para avaliar a viabilidade técnica desta bomba, será formulado um problema de fluxo multifásico (ar/água) para representar a dinâmica da bomba e, conseqüentemente, avaliar o nível de oscilação do fluido como, também, o perfil da taxa de fluxo. Para apoiar os resultados da simulação, uma plataforma de testes foi desenvolvidas e os resultados comparados.

6.2 Bombas para dispositivos analíticos

As bombas peristálticas se constituem no equipamento mais utilizado para movimentar soluções em sistemas de análise. Tratam-se de equipamentos versáteis, em geral com múltiplos canais que possibilitam impulsionar ou aspirar soluções, emulsões ou mesmo suspensões, com ampla faixa de viscosidade. Isto se dá sem contato direto do fluido com as partes

mecânicas da bomba, com exceção do tubo flexível sobre o qual são aplicados os movimentos peristálticos, por meio do rotor da bomba. A vazão pode ser ajustada num amplo intervalo, de forma contínua ou em pequenos incrementos, controlando-se a rotação da bomba ou o diâmetro interno dos tubos. Entre as limitações de uso deste sistema propulsor, se destacam o custo relativamente elevado do próprio equipamento (\$1,500 para uma bomba típica de 4 canais [116]), bem como dos tubos flexíveis (Tygon[®], Neuprene[®]) que as bombas mais sofisticadas requerem (principalmente em aplicações biomédicas). Esses tubos flexíveis sofrem pressões intermitentes dos roletes da bomba. Por outro lado, quando submetidos a longos períodos de operação apresentam queda gradual da vazão devido à fadiga e deformação, além de aumento da permeabilidade a gases. Outra limitação diz respeito ao ajuste da relação entre as vazões dos diferentes canais da mesma bomba, ditadas pela limitada disponibilidade de tubos com diâmetros internos diferentes.

Sistemas de procedimentos analíticos a fluxos pulsantes (variação de pressão), introduzem incorreções nos volumes dos reagentes fornecidos aos dispositivos microfluídicos que realizam procedimentos analíticos, gerando incerteza nos resultados obtidos [117]. Certos transdutores usados na detecção do sistema de análise por injeção em fluxo (FIA, do inglês *Flow Injection Analysis*) são sensíveis à vazão como, por exemplo, os detectores voltamétricos e amperométricos [118]. O mesmo se verifica com sistemas bioanalíticos baseados no sensor SPR, em cujo caso a pulsação na vazão, introduzida no fluido pela alternância entre os roletes propulsores, torna-se indesejável. Para solucionar o problema da instabilidade de fluxo, gerada pelo movimento peristáltico, pode-se utilizar um outro dispositivo microfluídico capaz de diminuir ou compensar essas pulsações [117]. Esses dispositivos para estabilização de fluxo são usados em aplicações nas quais a pulsação seja indesejável, como é o caso da infusão de drogas controladas, microrreatores e dispositivos sensíveis a este fenômeno. Em suma, usar dispositivos para compensar a pulsação incorre, antes de tudo, em aumento de custos. Além disso, a sua manufatura costuma ser complexa, por se tratar de tecnologia MEMS.

Para um instrumento analítico baseado no sensor Spreeta, um fluxo uniforme e livre de pulsações é essencial para reduzir o ruído da linha de base e o *drift* (deriva) de temperatura no sensor. Como se sabe, fluxo e ruído estão normalmente acoplados, já que o elemento sensor e o fluido a ser analisado (analito) se encontram em temperaturas distintas. Como

resultado, o regime estacionário da temperatura na célula de fluxo depende da diferença de temperatura e da taxa de fluxo. Mesmo pequenas mudanças na temperatura de regime estacionário do líquido ou na célula de fluxo, poderão resultar em mudanças no índice de refração da camada sensível ou acrescentar ruído na linha de base [119]. Uma maneira de evitar todos esses impasses seria utilizar uma bomba de vácuo (Figura 6.1), proporcionando um regime de fluxo livre de pulsações. Não obstante, a bomba mais usada na configuração da Figura 6.1 é a peristáltica de roletes ou a de seringa e não a de vácuo.

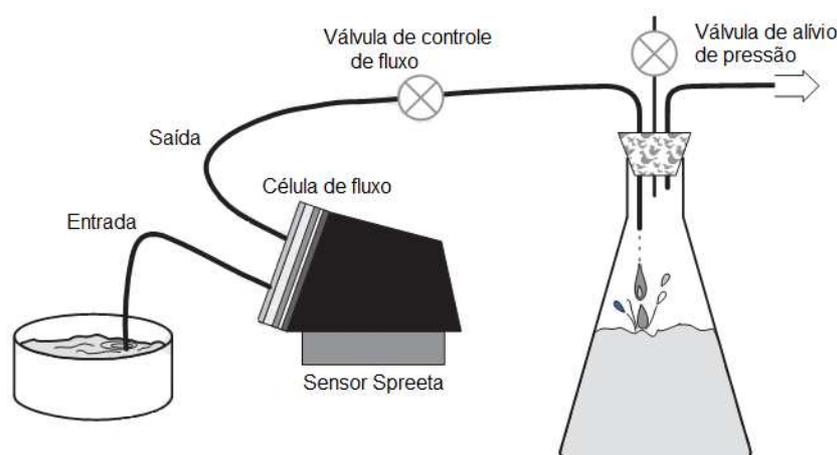


Figura 6.1: Sistema de propulsão de fluido para o sensor Spreeta.

Certamente, o fator limitante para a maioria das aplicações da bomba peristáltica, está relacionado ao custo do produto e não à ocorrência do regime de fluxo pulsado. Dessa forma, para contornar as limitações impostas pelo uso de bombas peristálticas ou reduzir custos, pode-se lançar mão de outros sistemas de propulsão de fluido, dentre os quais se destacam aqueles que fazem uso da força da gravidade, as bombas de pistão ou de seringa e os sistemas pneumáticos acionados por bombas de diafragma ou gás comprimido, entre outros. Entretanto, dentre essas alternativas, as bombas de seringa (Figura 6.2) apresentam a melhor solução, tanto para infusão de drogas, como para o transporte de analitos em sistemas de análise. Essas bombas apresentam um regime de fluxo livre de pulsações, são capazes de transportar pequenos volumes de líquido e manter um fluxo estável e preciso. Elas são normalmente utilizadas na infusão de medicamentos muito tóxicos, que exigem exatidão na dosagem, ou em sistemas de análise por injeção de fluxo, que necessitam de um regime estável de transporte.

O processo de mistura entre duas substâncias binárias se dá, principalmente, pela difusão molecular, o que requer um regime laminar e estável de fluxo. Nesse caso, o mais aconselhável é usar bombas do tipo seringa (Figura 6.3). No entanto, nesse caso, como há necessidade de duas bombas, o sistema apresenta custos elevados. No trabalho publicado por Loureiro *et al.* (2009) [120], foi desenvolvido um método experimental para medição do coeficiente de difusão mútua, em soluções aquosas, usando-se um instrumento analítico tipo SPR. Como sistema propulsor de fluxo foi usada uma bomba peristáltica Ismatec, cujo comprimento do tubo, entre a bomba e o sensor, media cerca de 3 m. Este comprimento, embora exagerado, mostrou-se suficiente para extinguir o regime pulsátil e garantir uma estimativa correta do coeficiente de difusão. Para os dispositivos analíticos tipo SPR é bastante comum, na literatura, a utilização de bombas dos tipos seringa ou peristáltica rotativa. Todavia, seus preços são relativamente elevados, além das dificuldades de lhes reduzir o tamanho ou miniaturizá-las [121].

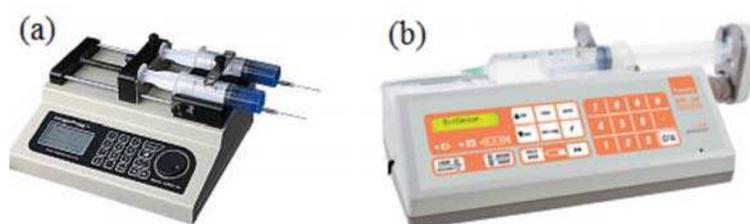


Figura 6.2: (a) bomba de seringa, modelo LSP01-1C, fabricada pela "Baoding Longer Precision Pump Co., Ltd.", com taxa de infusão variando de $0,831 \text{ nl/min}$ – $10,84 \text{ ml/min}$ pesando 3,5kg; (b) modelo nacional, Lignea BSS 100, fabricado por BIOSENSOR.

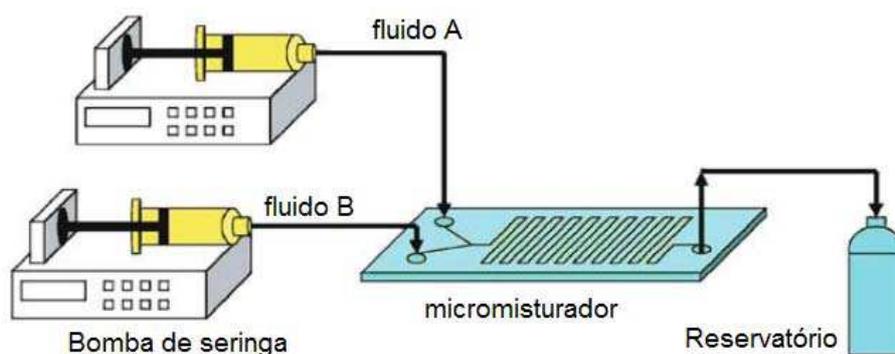


Figura 6.3: Micromisturador usando-se duas bombas tipo seringa.

No trabalho publicado por Grudpan *et al.* (1993) [16] mostrou-se viável utilizar minicompressores de ar (bomba de aquário) na configuração de bomba de vácuo (Figura 6.4:(a)-(b)), para ser usados em aplicações de análise por injeção de fluxo (FIA). O minicompressor de ar resultou numa alternativa de baixo custo para essas aplicações.

Ante o exposto, este capítulo analisará a configuração apresentada na Figura 6.4-(a), por meio de um modelo computacional de elementos finitos. O modelo visa estimar o comportamento do regime de fluxo (laminar ou turbulento; contínuo ou pulsado) para este novo propulsor de fluxo de baixo custo e sua viabilidade de uso com biossensores tipo SPR. O fluxo de ar no sistema será considerado constante, em virtude das bombas de aquário normalmente possuírem válvulas de controle de fluxo.

6.3 Arcabouço da bomba de vácuo

Para ambos os casos (Figura 6.4:(a)-(b)) é extremamente importante observar que o tubo de injeção ou de aspiração de ar para o interior do recipiente, deve permanecer sempre acima do nível do líquido. Caso o tubo de entrada de ar esteja no mesmo nível do tubo de saída, ele provocará o surgimento desordenado de bolhas de ar, em direção à superfície livre. Referido movimento, além de agitar o líquido pode também provocar a entrada de ar no tubo de saída. Para instrumentos analíticos que medem o índice de refração, a presença de bolhas provoca descontinuidades na sua leitura e, conseqüentemente, induz a erros.

Para configuração de montagem da Figura 6.4-(a), o ar é injetado no recipiente completamente fechado, formando uma camada com uma mistura heterogênea bifásica, ou seja, na parte superior do recipiente fica o ar (menos denso) e, na parte inferior, o fluido líquido (mais denso). À medida que mais ar é injetado, a massa de ar no tubo aumenta. Em contrapartida, a pressão sobre a superfície do fluido também aumentará, funcionando como uma espécie de êmbolo. Dessa forma, a massa do fluido correspondente rumará para fora do recipiente, através do tubo de saída, até se verificar um equilíbrio da pressão hidrostática.

Por outro lado, a configuração apresentada na Figura 6.4-(b) reduz a possibilidade de formação de bolhas de ar no meio fluídico, além de ser dotada de compressor, funcionando no modo de sucção. Dessa forma, o ar é retirado do recipiente, provocando uma diferença de pressão, que, por sua vez, faz com que o líquido seja transportado até o recipiente.

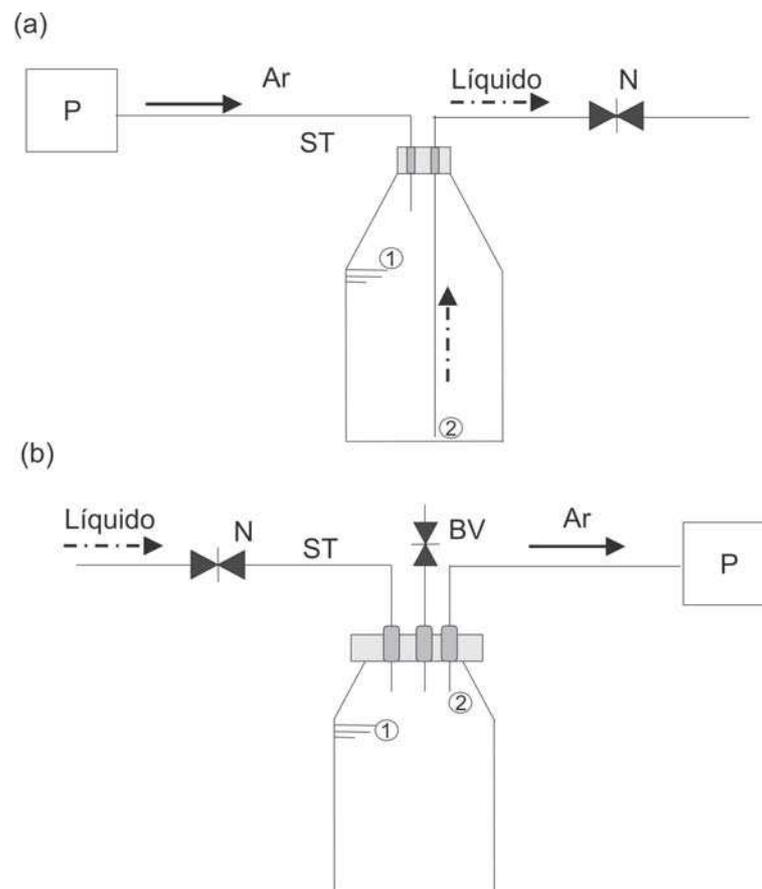


Figura 6.4: Sistema de propulsão usando-se ar; P: compressor de ar, N: válvula de fluxo, BV: válvula de alívio de pressão, ST: tubo [16].

Nessa montagem, há uma válvula para alívio de pressão (ajuste grosseiro da vazão) e outra, especificamente, para controle da vazão. Além disso, os tubos são dispostos, paralelamente, na parte superior do recipiente. Para ambas as montagens da Figura 6.4 (a)-(b), o sentido do fluxo é unidirecional, ao contrário das bombas peristálticas (rotativa ou linear), que são bidirecionais. Entretanto, um aspecto importante no uso de bombas de ar (Figura 6.4 (a)-(b)), é a ausência de bolhas, mesmo que o fluido seja propelido pela ação do ar. Por outro lado, a bomba peristáltica poderá, ocasionalmente, provocar o aparecimento de microbolhas na região de contato dos roletes, devido, possivelmente, à forte variação de pressão e à turbulência pontual no fluido.

6.4 Simulações

Em se tratando de fluxo bifásico, conforme já relatado no Capítulo de Fundamentos, são necessárias a equação de Navier-Stokes, para estudo da dinâmica do fluido e a equação de continuidade, adicionando-se a equação para a interface entre os dois fluidos. Um dos métodos para o tratamento da fronteira móvel (interface), mais citados na literatura, é o chamado de *Level set*. O método *level set* é a técnica que representa o movimento da interface ou fronteiras, usando-se uma malha fixa. Essa técnica, que foi desenvolvida por Osher e Sethian [122] para fluxo bifásico, modelando a interface entre os fluidos presentes no sistema. Em seu trabalho, Osher e Sethian [122] (1988) desenvolveram um algoritmo baseado numa discretização de segunda ordem, para aproximações da interface num escoamento incompressível bifásico. Ultimamente, o método *level set* se tornou mais popular e tem sido utilizado numa grande variedade de aplicações, tais como para fluxo multifásico compressível e incompressível, processamento de imagens e propagação de chamas, apenas para mencionar algumas. Descrições mais gerais para o método *level set* podem ser encontradas em Osher e Sethian [122, 123] enquanto que aplicações para fluxo bifásicos, em Sussman e Peter [124].

6.4.1 Resultados de simulações

As simulações foram desenvolvidas utilizando-se o módulo *Laminar Two Phase Flow*, que implementa o método *Level set*, para a configuração representada na Figura 6.4. As simulações foram realizadas no domínio do tempo, para uma geometria bidimensional (2D) e supondo-se um regime de fluxo laminar. Os dois fluidos considerados foram água e ar, com temperatura ambiente $T = 25^{\circ}C$ e com as propriedades físicas listadas na Tabela 6.1.

Inicialmente, o reservatório estava preenchido com uma fração de água maior do que a de ar, estando o sistema com velocidade inicial zero (Figura 6.5) e apenas sob efeito da força da gravidade ($\mathbf{F}_g = \rho\mathbf{g}$). Para a simulação, a porta de entrada (inlet) é configurada com velocidade normal de entrada (U_0), enquanto que na porta de saída (outlet) é definida uma pressão $P_{out} = 0$. Há dois tipos de condições de contorno a serem adotadas sobre as paredes: *no-slip*, onde houver o contato de apenas um fluido com a parede e *wetted wall*, em locais nos quais há movimento entre uma interface e a parede correspondente. Por outro lado, em

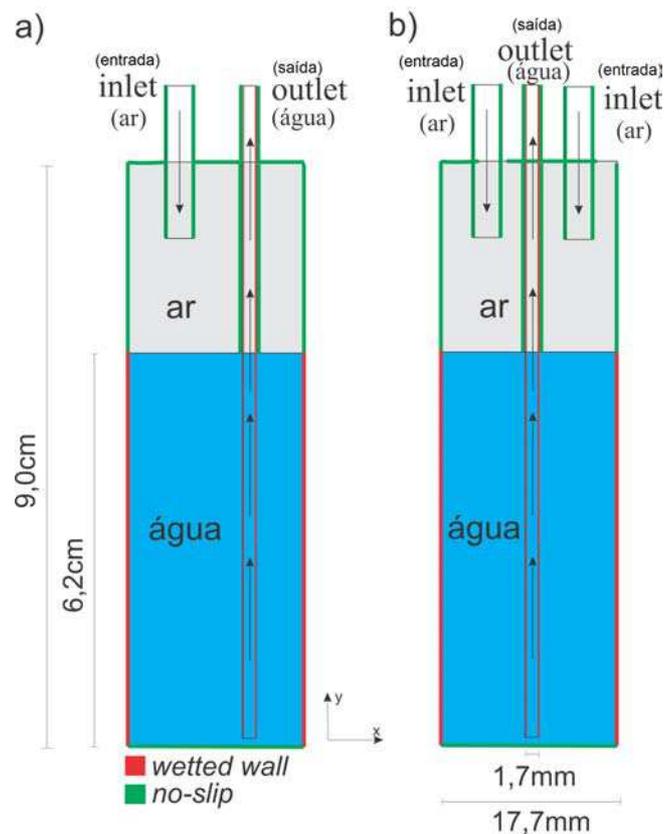


Figura 6.5: Seção transversal do recipiente contendo água e ar.

locais como a parte interna do tubo de saída (ver Figura 6.5), a condição de contorno deve ser do tipo *wetted wall*. Analogamente, na sua parte externa superior, deve-se especificar a condição tipo *no-slip*. Para lidar com esses casos, utilizou-se uma ferramenta chamada de *Identity Pairs*, cuja função é impor restrições sobre as equações, de tal forma que a solução se torna contínua através da fronteira entre as partes. Um par de identidade (*identity pair*) consiste de dois conjuntos de domínios, que podem ser de fronteiras, de arestas, ou de pontos. Tais pares são chamados pares de identidade de fronteiras, de arestas e de pontos, respectivamente. Os dois conjuntos, gerados pela aplicação da função *Identity Pairs*, são chamados domínios de origem e destino. Essa operação é importante, pois evita calcular um ângulo de contato entre o fluido e a parede, o que poderia provocar retardos de cálculo ou, até mesmo, erros na solução.

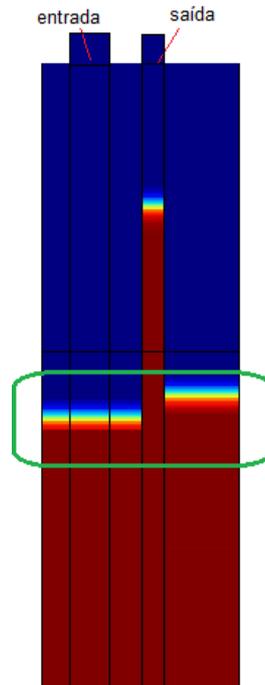


Figura 6.6: Anomalia no deslocamento da interface.

Tabela 6.1: Densidade e viscosidade: ar e água na temperatura 25°C

	Fluido 1	Fluido 2
Material	Ar	Água
densidade (kg/m^3)	1,184	997,0479
viscosidade ($Pa\cdot s$)	$17,4 \times 10^{-6}$	$1,0030 \times 10^{-3}$
temperatura ($^{\circ}C$)	25	25
entrada	2mm/s	—————
saída	—————	0atm

Os resultados obtidos com a configuração da Figura 6.5-(a) revelaram uma anomalia, em relação ao deslocamento da interface, destacada na Figura 6.6. Essa anomalia teve sua origem devido ao posicionamento da fonte de ar, do lado esquerdo, em relação ao tubo de saída. Dessa forma, o lado direito, que não possui fonte de ar, não sofre pressão para ser impulsionado para a saída, resultando numa diferença de alturas na colunas de fluido adjacentes à interface. Não obstante isso, o interesse é simular o comportamento do fluido 2 (fluido a ser propelido), o qual deve ser comprimido por um mecanismo de êmbolo, tal

como o que ocorre nas bombas de seringa (distribuição uniforme de pressão sobre o fluido), enquanto que, neste trabalho, o êmbolo físico é substituído pela coluna de ar de entrada. Dessa forma, para contornar essa anomalia, propõe-se introduzir duas colunas de entrada de ar, de mesma altura, como ilustrado na Figura 6.5-(b). Os resultados apresentados por essa última simulação, como mostra a Figura 6.7, apresentam a interface se deslocando de forma suave. Por conseguinte, o fluxo prossegue, como esperado, pelo porta de saída (outlet).

A evolução temporal da interface ocorre, de maneira contínua e constante. Em outras palavras, considerando-se a distância da interface até a base do tubo, em $t = 0$ s, como h , tem-se que $dh/dt = constante$. À medida que a interface se desloca, o fluido 2 (água) sobe pelo tubo central, como mostra a Figura (6.7). Assim, o fluido 1 (ar) atua como uma espécie de êmbolo, pressionando o fluido 2 o qual, por ser incompressível, se desloca através do tubo de saída.

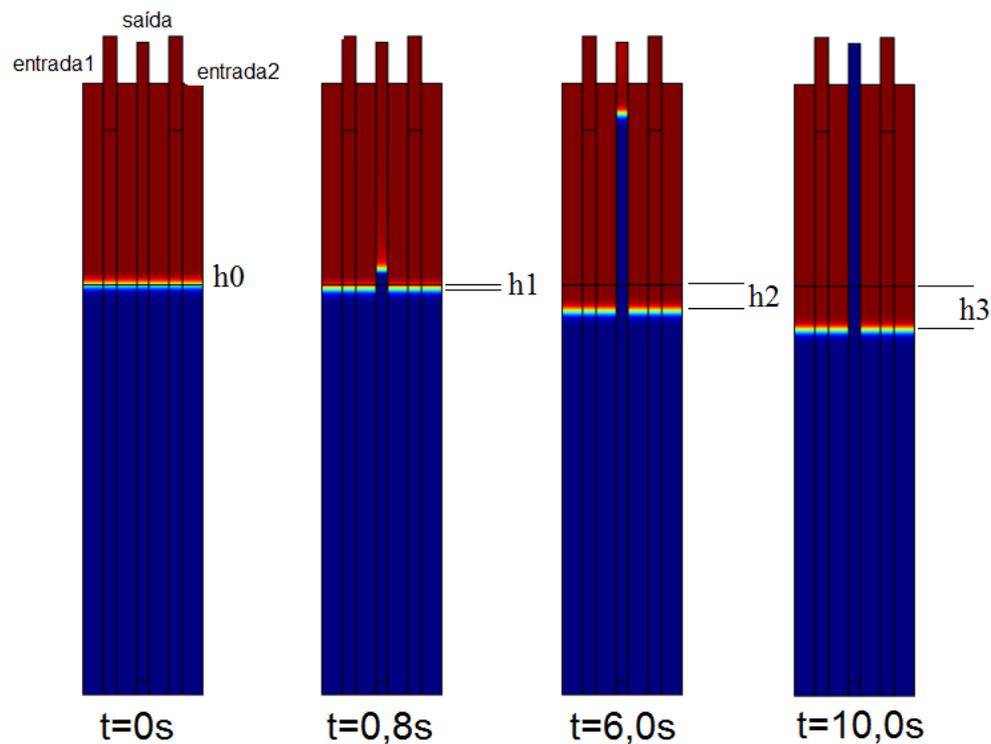


Figura 6.7: Simulação: Deslocamento do fluido1 (ar) e do fluido2 (água), em diferentes instantes de tempo, para uma velocidade, na porta de entrada, 2 mm/s.

O cálculo da vazão é dado pela expressão,

$$Q_{out} = u_{med} \cdot A = A \left(\int_0^l u \, dl' \right) / \left(\int_0^l 1 \, dl' \right) \quad [m^3/s] \quad (6.1)$$

em que a velocidade é função do diâmetro, l , do tubo, isto é, $u = u(l)$, sendo a velocidade média u_{med} e A , a área da seção circular do tubo. Assim, a vazão é obtida usando-se a equação (6.1) na fronteira de saída do tubo, para um tempo de simulação de 0,8 s, sendo apresentada na (Figura 6.8). Essa vazão apresenta comportamento constante a partir de 0,25 s de simulação, em virtude das condições iniciais que podem provocar mais ou menos oscilações.

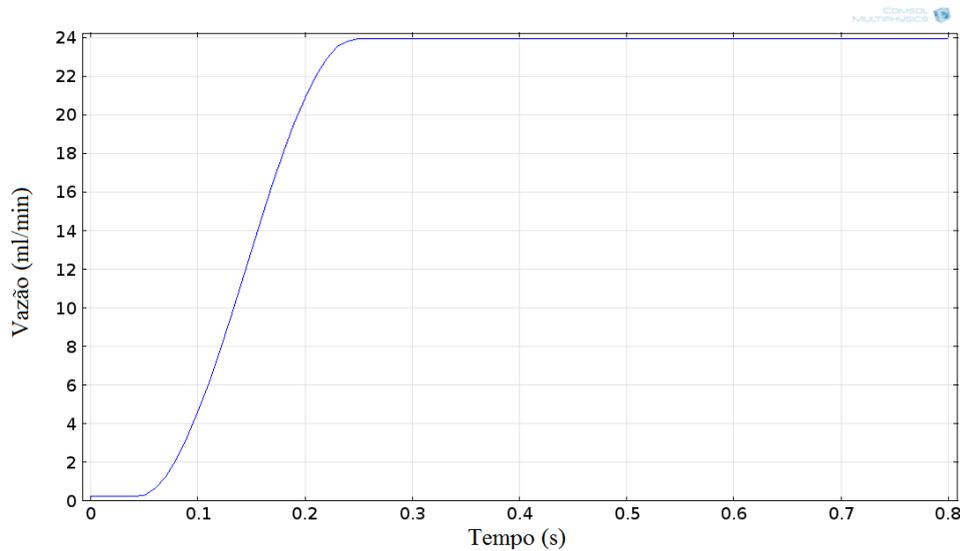


Figura 6.8: Curva de vazão para um tempo de simulação de 0,8 s considerando-se uma velocidade de entrada com 1 mm/s de ar.

O perfil de velocidade ao longo do tubo, apresenta 5 configurações bem diferenciadas, conforme se evidencia na Figura 6.9. Na situação "1", há uma expansão do fluxo de ar na tubulação. Nas situações "2" e "4", o perfil de velocidade é uniforme, apresentando um comportamento do tipo pistonado. Por outro lado, o perfil apresentado na situação "3" é do tipo vortex, ou seja, existe uma recirculação do ar nas proximidades da interface, devido à diferença de velocidades, entre a entrada de ar e a saída do fluido (água) do recipiente. Entretanto, este comportamento de recirculação não ocorre na camada fluídica, restringindo-se à massa de ar. Já na situação "5", verifica-se convergência das linhas de fluxo, em direção à saída do recipiente. Levando-se em conta que o diâmetro do tubo é

inferior ao diâmetro do recipiente, observa-se uma perda de carga, que se traduz na redução da velocidade da interface em relação à velocidade de entrada do ar. Apesar disso, o fluxo que prossegue pelo tubo de saída apresenta um perfil uniforme de velocidade.

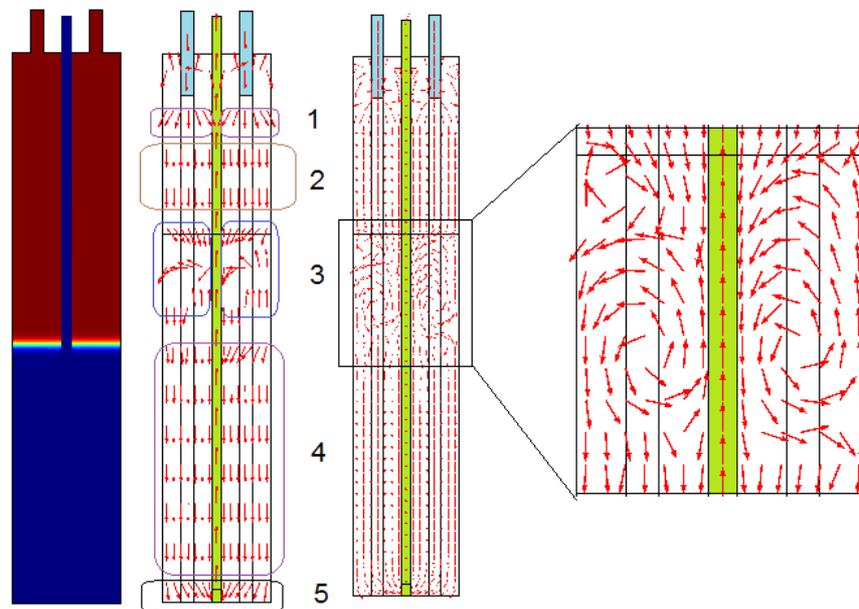


Figura 6.9: Simulação, para um tempo de 0 a 20 s, supondo uma velocidade na porta de entrada de 2 mm/s.

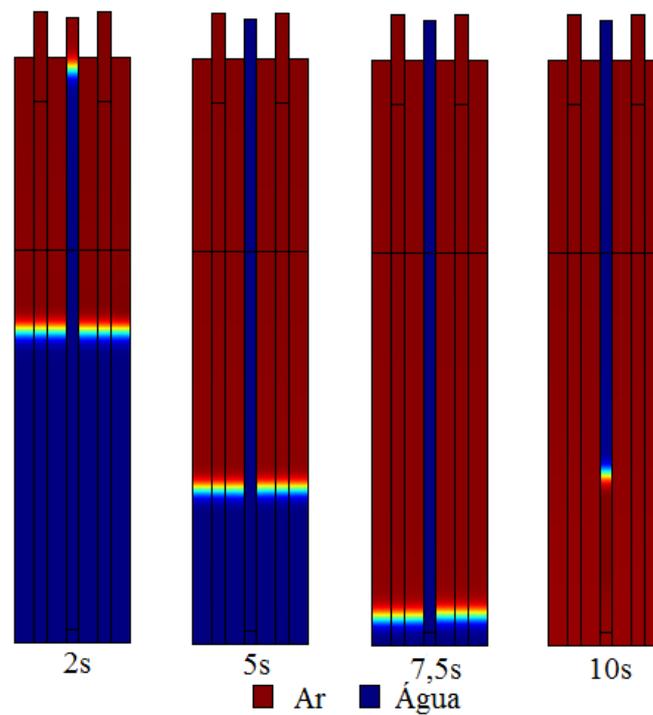


Figura 6.10: Simulação, para t de 0 a 10 s, supondo uma velocidade na porta de entrada de 10 mm/s.

Calculando a taxa de fluxo do sistema, integral da velocidade do fluido na saída do tubo ($Q = A(\int \mathbf{u} dl)l$), a curva apresenta comportamento linear bem definido até aproximadamente uma velocidade de entrada de 4 mm/s; afastando-se deste valor, o sistema começa a apresentar um pequeno desvio em relação à linha de interpolação da taxa de fluxo, em razão do aumento na recirculação da camada de ar, conforme já apresentado na Figura 6.9.

Conforme a Figura 6.11, o comportamento dinâmico da configuração estudada é diferente de outras do tipo peristáltica linear [109] ou sem-válvula *valveless* [10, 125, 126]. Esses tipos apresentam comportamento não monotônico da taxa de fluxo, enquanto que o sistema que usa o ar como elemento para comprimir o fluido, além de fornecer um fluxo livre de pulsação, apresenta um perfil parabólico de velocidade, completamente desenvolvido (Figura 6.12) Assim, a Tabela 6.2 apresentados valores da taxa de fluxo, em ml/min, usando a equação (6.1).

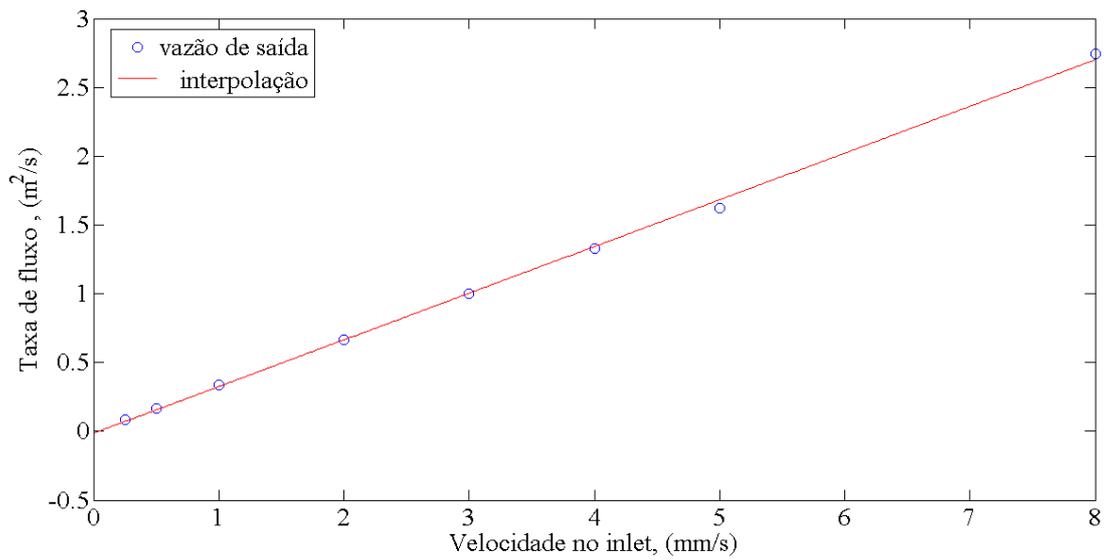


Figura 6.11: Taxa de fluxo, em função da velocidade de entrada, apresentando um comportamento monotônico.

Tabela 6.2: Taxa de fluxo, em ml/min

Velocidade de entrada (mm/s)	Taxa de fluxo (ml/min)
10	173,55
5	100,05
2	40,03
0,5	9,84
0,1	1,95
0,01	0,195

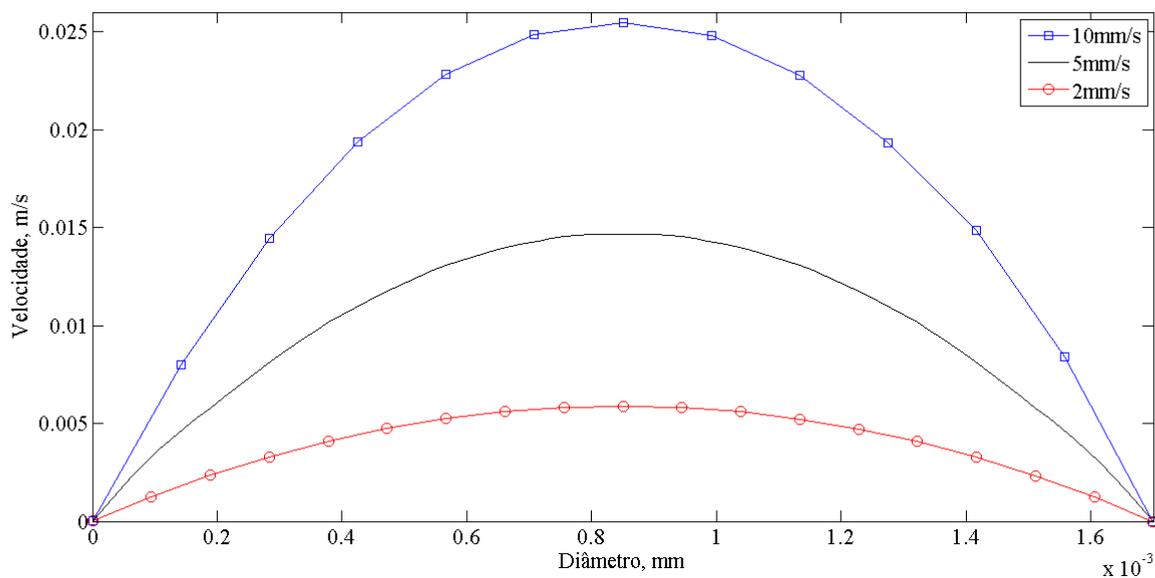


Figura 6.12: Perfil parabólico de velocidade na saída do tubo, para velocidades na porta de entrada de 10 mm/s, 5 mm/s e 2 mm/s.

Bombas peristálticas, de roletes ou lineares, apresentam um fluxo pulsado. No entanto, para diminuir este efeito, é necessário usar um comprimento longo de tubo de admissão para estabilizar o fluxo [127], ou usar um dispositivo microfluídico de estabilização [117]. Este tipo de problema não ocorre para a configuração em bomba de ar pois, independentemente da altura do recipiente, a saída do fluxo sempre será livre de pulsações.

Para aplicações em biosensores tipo SPR, o volume das amostras biológicas (analitos) deve ser de, no máximo, 5 ml e a taxa de fluxo média usada é de 50 a 500 $\mu\text{l}/\text{min}$. Valores superiores a este limite provocam, além de erro na leitura, remoção da camada delgada de ouro, danificando o elemento sensor. Para aplicações médicas, a taxa de fluxo é ainda menor, 5 ml/h até 200 ml/h, dependendo do tratamento e da droga a ser injetada (quimioterápicos, insulina, anestésicos e hormônios, entre outros). A eficácia de administração de drogas pelo processo de infusão, depende da qualidade com que a droga é ministrada, ou seja, a taxa de infusão deve estar entre níveis admissíveis de absorção do organismo. Assim, um nível maior do que o máximo provoca intoxicação, enquanto que, abaixo do mínimo, resulta em ineficácia no tratamento. Embora utilizando-se do mesmo princípio físico (efeito de compressão no líquido) da bomba de infusão e apresentando taxa fluxo compatível, a bomba

aqui descrita não é adequada para qualquer procedimento médico de infusão, haja vista que o controle sobre a interface fluido-ar deveria ser muito mais rigorosa, sob pena de poder provocar a morte do paciente por embolia, ao final do procedimento de infusão. Por outro lado, a bomba de vácuo não gerará bolhas de ar na fase de transporte do fluido. No entanto, o mesmo não se pode afirmar para às bombas do tipo peristáltica que, dependendo da frequência de operação, produzirão bolhas ou microbolhas, internamente [128]. Desse modo, é perfeitamente possível implementar uma versão de baixo custo desse tipo de bomba, para uma ampla variedade de aplicações, inclusive em biossensores. Para tanto, primeiramente, seria feito o projeto do propulsor de ar que, nesse caso, deveria dispor de válvulas de controle de fluxo como requisito principal, tendo em vista que a coluna de ar deve manter o fluido sob pressão. À primeira vista, bastaria reprojeter a bomba peristáltica linear (vide Capítulo 4)), adicionando-lhe as válvulas de controle, ou desenvolver uma bomba, dotada de uma única cavidade, acionada por um atuador magnético ou piezoelétrico, ambas dotadas de válvulas de controle (tipo *ball* ou *flap*). Estudar um propulsor de fluxo a ser usado na configuração apresentada na Figura 6.4, equivale a buscar uma metodologia de projeto de um novo propulsor para fluidos (gás ou líquido), usando-se, entretanto, válvulas de controle, especificamente nesse caso. Deve-se salientar que diversas montagens empregando as configurações da Figura 6.4, estão presentes na literatura. Contudo, na maioria dos casos usa-se uma bomba peristáltica, ou de seringa, como propulsor de fluxo. Conforme já mencionado anteriormente, bombas peristálticas comerciais de boa qualidade apresentam um custo elevado, além do fato de que não são dispositivos portáteis ou de fácil miniaturização [117]. Conseqüentemente, desenvolver um sistema de propulsão de baixo custo, com taxa de fluxo estável e controlada, usando-se a configuração da Figura 6.4, é de grande relevância para uma gama de aplicações bioquímicas, nas quais o valor da bomba, propriamente dita, pode representar uma dificuldade de projeto.

6.5 Plataforma experimental

A montagem experimental será desenvolvida usando uma bomba de aquário como propulsor de ar, apresentando vazão de 3,2 l/min, tendo a máxima pressão de saída de 0,012 MPa, potência de 2,3 W e tensão de alimentação de 220 V. A bomba apresenta válvulas de controle

de fluxo na porta de saída, sendo compostas por uma única cavidade, cuja a membrana é pressionada pelo atuador. O posicionamento dos tubos, entrada de ar e saída do líquido, são executados conforme a Figura 6.4-a. Na tampa do frasco foram feitos dois orifícios para permitir a introdução de dois tubos de polietileno, no qual um irá alcançar o fundo do recipiente e o outro fica restrito à parte superior. A vedação entre os tubos e a tampa foi conseguida preenchendo os orifícios com pedaços de tubos de silicone com diâmetro apropriado e, posteriormente, usando uma cola de silicone líquida. O ajuste preciso da vazão do líquido foi conseguido de duas maneiras: (a) instalando em série com o tubo de saída, uma válvula reguladora de ar, usada para regular a entrada de ar em aquários (de baixo custo, tal como o compressor); e (b) colocando em série com o circuito uma extensão apropriada de tubos com diâmetro interno menor, aumentando a perda de carga e, conseqüentemente, restringindo a vazão. Em resumo, a plataforma de testes é apresentada na Figura 6.13.



Figura 6.13: Montagem experimental para a bomba de vácuo

Para sistemas analíticos que requeiram dois (ou mais) canais, basta bifurcar a saída da bomba com um conector apropriado e, conectá-los nos tubos de entrada de dois ou mais frascos (Figura 6.14). Na saída de cada frasco é necessário colocar um regulador de vazão independente antes da eventual confluência dos fluidos. Existem, no mercado, bombas de dois canais independentes, que atendem ao mesmo propósito, sem necessidade de bifurcação. A bomba de vácuo também pode operar em configuração bidirecional, para tanto, basta usar dois conjuntos de compressores e válvulas (Figura 6.14). Neste caso, apenas um único compressor irá operar por vez, enquanto o outro conjunto de válvulas permanecem fechadas. O funcionamento das válvulas é bastante simples, em que seu movimento na direção de B-A'

(horário), a fecha completamente.

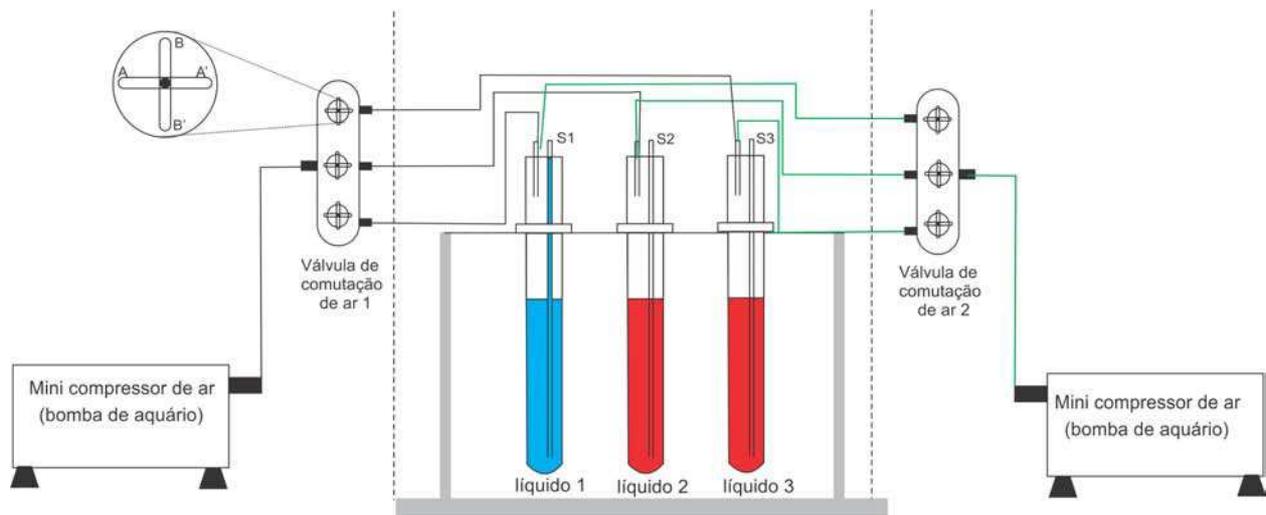


Figura 6.14: Ilustração da bomba de vácuo, em configuração bidirecional, apresentando uma bifurcação para três canais

A montagem experimental é ilustrado na Figura 6.15, dos quais as partes componentes são: reservatório, sistema propulsor de fluxo (bomba peristáltica ou bomba de vácuo), célula de fluxo, sensor de pressão, sistema de aquisição e balança de precisão. Para ambas as Figuras 6.15 (a)-(b), a única parte que irá mudar é com relação a estrutura do sistema propulsor de fluxo. A célula de fluxo introduzida representa a carga fluídica submetida pela pressão da bomba, sendo esse nível de pressão medido utilizando um sensor diferencial, cujos valores são adquiridos via plataforma Labview. No sistema de aquisição de dados desenvolvido neste trabalho o hardware "DAQ" utilizado pertence à série de equipamentos PCI-E da National Instruments, modelo PCIMIO-16E-1. Os equipamentos desta série possuem um conversor Analógico-Digital de 12 bits com 16 entradas analógicas e um conversor Digital-Analógico com 12 bits.

A célula de fluxo é o local de acomodação da biocamada sobre a superfície sensora e, portanto, se houver oscilação de fluxo isso deve interferir na resposta do sensor SPR. Assim, a montagem ilustrada na Figura 6.15 tem como objetivo avaliar o nível de oscilação do fluido sobre a célula de fluxo, usando uma bomba peristáltica de roletes e o sistema com minicompressor de ar (Figura 6.14).

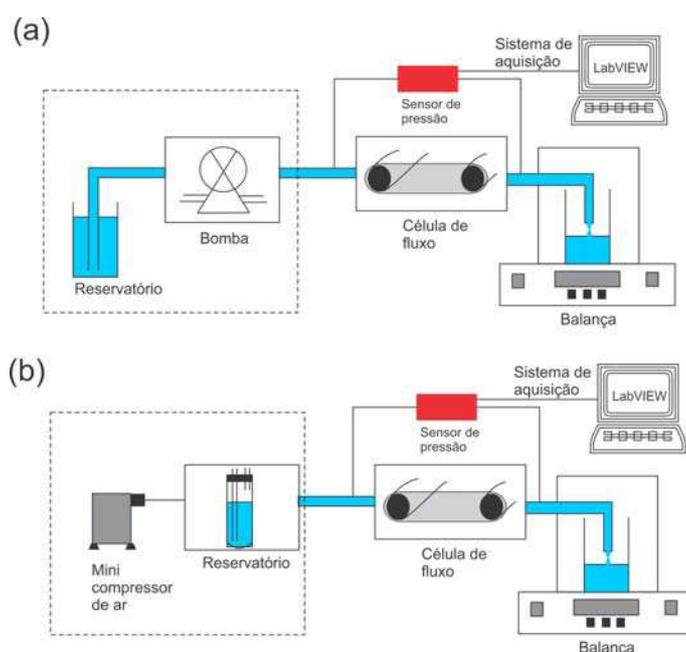


Figura 6.15: Ilustração da montagem experimental: (a) configuração com a bomba peristáltica de roletes; (b) configuração com o minicompressor de ar

A instrumentação eletrônica foi desenvolvida objetivando visualizar as oscilações de fluxo provocadas por uma bomba peristáltica de roletes, e pela bomba de vácuo, nesse caso, um minicompressor de ar (Figura 6.15). Serão investigados duas situações: a primeira, usando o ar como fluido e, a segunda, usando água. O sensor 26PCAFA6D fabricado pela Honeywell, é um dispositivo capaz de medir pressões na faixa de 0-1 psi (6,89 kPa), tanto para líquidos como para gases. Portanto, ele foi usado para verificar o nível de oscilações do fluxo de água transportado pela bomba peristáltica e pela bomba de vácuo. A saída do sensor foi acoplado a um amplificador de instrumentação AD623. É ilustrado na Figura 6.16-(b) o circuito eletrônico da etapa de amplificação do sensor 26PCAFA6D utilizando o amplificador AD623. O amplificador AD623, apresenta consumo (1,5 mW em 3 V), baixo ruído (0,28 μV de 0,1 Hz - 10 Hz), tensão de *offset* máxima de 100 μV , largura de banda 10 khz até 100 khz, rejeição de modo comum (CMRR) típico de 90 dB para um ganho de 10, sendo o ganho ajustável através de um resistor externo (R_G), $G_0 = (1 + 100k\Omega/R_G)$.

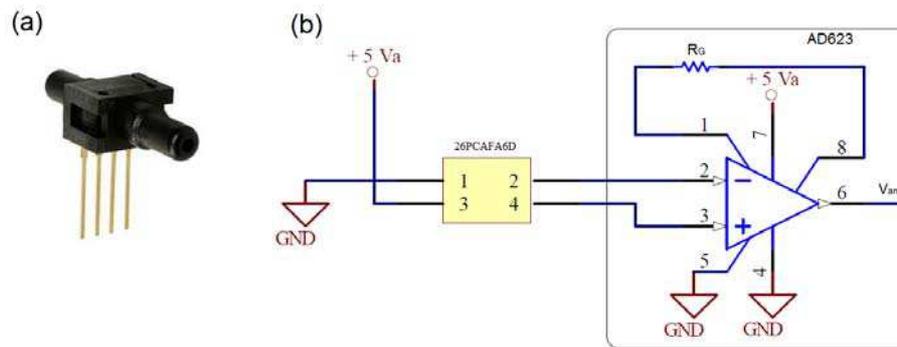


Figura 6.16: (a) Sensor de pressão 26PCAFA6D; (b) Diagrama esquemático da etapa de amplificação do sensor de pressão 26PCAFA6D.

O software implementado foi desenvolvido utilizando-se a linguagem de programação gráfica LabVIEW versão 8.1 sendo configurado com uma taxa de amostragem de 10.000 amostras/s. Para a realização dos ensaios, o sistema apenas armazenava os dados após um intervalo de tempo de 2 minutos, na qual se supõe que todo o ar contido no interior dos tubos foram extraídos, isto é, a tubulação contém apenas água. Após a aquisição, os dados são filtrados usando-se média móvel recursiva para eliminar o ruído [28, p.29].

Na Figura 6.17 são apresentadas as curvas de pressão para o transporte de água, obtidas usando o sensor 26PCAFA6D. O fluxo que foi transportado pela bomba peristáltica de roletes (Ismatec), apresenta um comportamento oscilatório nitidamente bem definido (Figura 6.17-a). A máxima variação de pressão encontrada foi de $\Delta p_{max} = 32 Pa$, o que de fato comprova o caráter oscilatório provocado pelo movimento peristáltica. No entanto, essa variação não é tão acentuada devido à qualidade da bomba produzida pela Ismatec, mas dependendo do número de roletes a variação de pressão pode aumentar significativamente. Na Figura 6.17-b, a curva de pressão também apresenta uma pequena oscilação, $\Delta p_{max} \approx 6 Pa$, em virtude das válvulas do minicompressor de ar. Comparando ambos os resultados fica evidente que a montagem da Figura 6.15-b apresentada um nível de oscilação inferior ao da bomba peristáltica de roletes (Figura 6.15-a); entretanto, o nível de oscilação de pressão pode ser reduzido melhorando-se a qualidade das válvulas do minicompressor de ar.

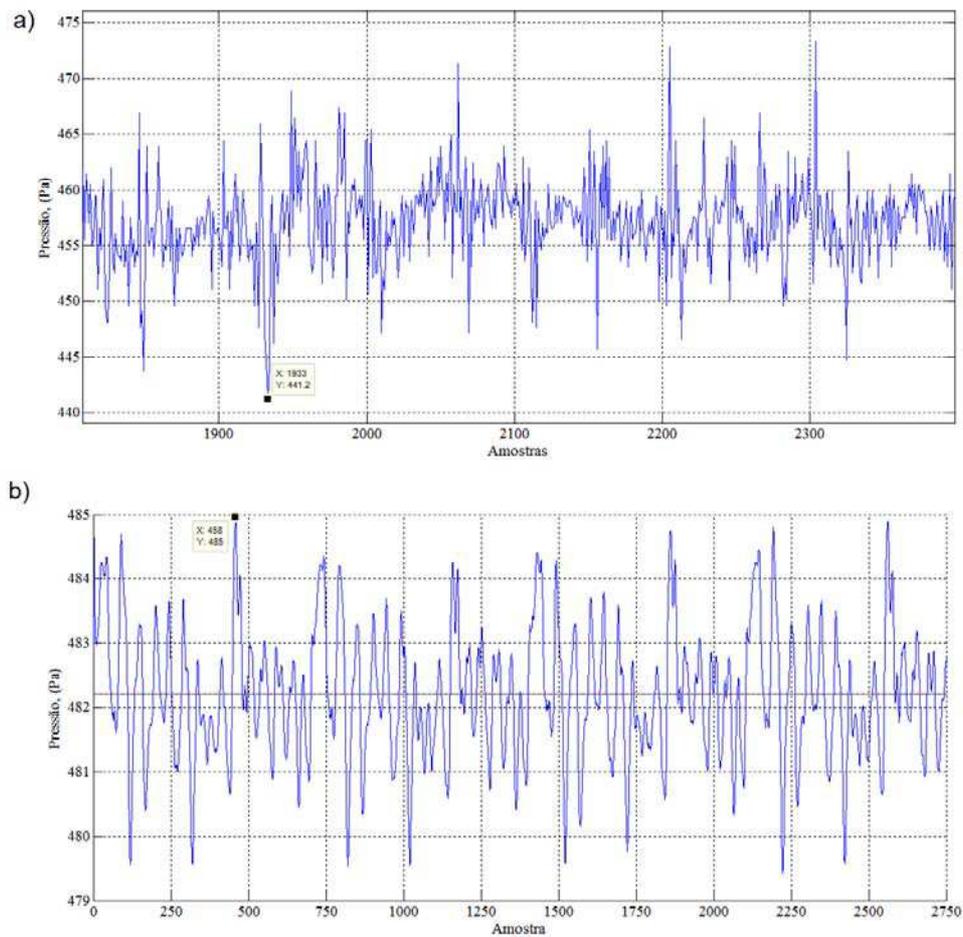


Figura 6.17: Curvas de pressão para água: (a) usando a bomba peristáltica de roletes (Ismatec); (b) usando a configuração de bomba de ar.

6.6 Resultados experimentais e de simulações

Para fazer a validação do modelo, usando uma geometria 2D é necessário, primeiramente, efetuar a medição dos parâmetros de entrada, ou seja, pressão e velocidade. Qualquer um desses parâmetros pode ser usado como condição de contorno, conforme explicitado na seção 6.4. No entanto, neste trabalho foi decidido usar como condição de entrada a pressão, em virtude da facilidade em se fazer esta medida; sendo usado, neste caso, um manômetro diferencial em forma de U. A geometria 2D usada é a mesma da Figura 6.5-b, apenas se alterando as dimensões do recipiente e os diâmetros dos tubos. O diâmetro interno do recipiente usado foi de 18 mm, sendo os tubos para fluido e ar iguais, com diâmetro interno

de 2 mm, cujo comprimento do maior é de 17 cm. Na montagem experimental, para se conseguir a variação na vazão de ar foi usado uma válvula de estrangulamento, em seguida mede-se a vazão de ar com o manômetro e posteriormente inicia-se o processo de transporte do fluido. Para fins de se obter uma média estatística, o processo é repetido cinco vezes. Em relação à simulação, o cálculo da taxa de fluxo é implementado utilizando-se a equação (6.1) no modelo computacional.

Na Figura 6.18 são apresentados os gráficos referentes à simulação e a parte experimental. Dos resultados experimentais, é possível observar que ao diminuir a pressão de entrada do tubo o sistema começa a apresentar uma discrepância em relação ao comportamento linear da taxa de fluxo. Isto acontece porque ao diminuir a pressão de entrada, a pressão da coluna de líquido começa a influenciar na pressão de saída, provocando a distorção do perfil linear esperado. Em relação às simulações, o comportamento é linear e monotônico. Para pressões acima de $75 \text{ mmH}_2\text{O}$ o máximo erro foi inferior de 3%, entretanto para pressões inferiores foi observado uma discrepância de até 15%, indicando que a coluna de líquido começa a influenciar. Apesar de haver uma discrepância maior para pressões a baixo de $75 \text{ mmH}_2\text{O}$, o modelo computacional consegue caracterizar a dinâmica da bomba e, conseqüentemente, considera-se como validado o modelo computacional.

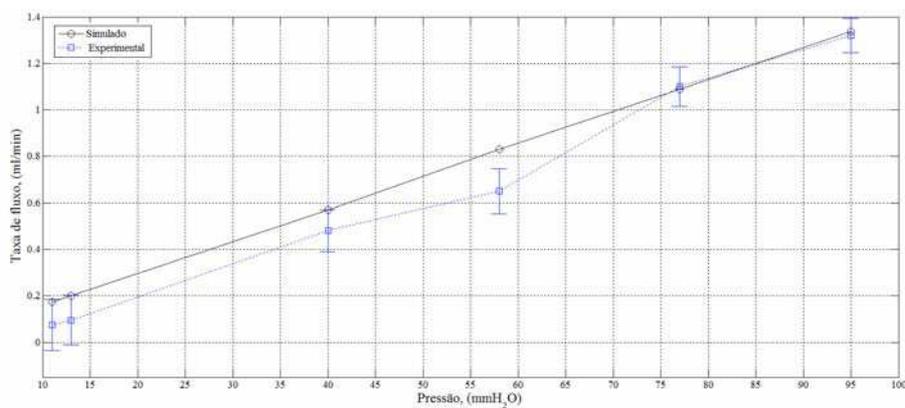


Figura 6.18: Resultados experimental e simulado para a bomba de vácuo

6.7 Considerações finais

A configuração usando um minicompressor de ar, apresenta uma versatilidade muito alta na qual é possível obter uma faixa de vazão de alguns microlitros por minutos, até valores na faixa de mililitros por minutos, conforme mostrado na Figura 6.18. O comportamento da taxa de fluxo segue um padrão linear e monotônico em função da pressão aplicada na entrada do recipiente. Neste trabalho não foi explorada a faixa superior na qual esse tipo de configuração pode fornecer, por entender que em nossas aplicações a faixa de operação se encontra de $200 \mu l/min$ - $1 ml/min$. Portanto, neste capítulo foi demonstrado a viabilidade técnica do uso desse tipo de configuração tendo como características uma ampla taxa de fluxo, baixo custo financeiro, baixo nível de oscilação e podendo ser configurada como bidirecional. A bomba não apresenta a formação de bolhas de ar, entretanto, não é indicada para aplicações médicas como, por exemplo, infusão intravenosa.

Capítulo 7

Minibomba piezoelétrica

7.1 Introdução

Na perspectiva de miniaturização para um dispositivo propulsor de fluxo, as bombas de diafragma são ótimas candidatas para esse objetivo. Entretanto, o desenvolvimento de tal dispositivo implica no estudo e no desenvolvimento das outras partes que compõem o conjunto, a saber: câmara de bombeamento, tubos e conexões, difusores e o atuador. Esses últimos, difusor e atuador, representam a maior parcela de esforço para o desenvolvimento desse tipo de bomba. Nesse trabalho o atuador piezoelétrico será um buzzer. O buzzer é um atuador comercial de baixo custo e, portanto, sua seleção depende de parâmetros geométricos (comprimento e espessura da membrana e da pastilha piezoelétrica) sendo então necessário, um estudo para selecioná-lo. A escolha antecipada deste tipo de atuador piezoelétrico (buzzer) se deve primeiramente ao fato de apresentar baixo custo, fácil aquisição, como também, pelo fato do mesmo já se encontrar pronto para uso, formando o conjunto atuador-membrana. Na literatura é comum encontrar o buzzer como atuador para microbombas e, portanto, seu uso como atuador de baixo custo vem sendo popularizado [129–134]. O difusor, por sua vez, é o elemento mais mencionado e estudado na literatura em se tratando de bombas do tipo "valveless"; apesar disto, não há um padrão definido com 100% de confiabilidade para o desenvolvimento do projeto, com a melhor eficiência. Neste sentido, torna-se necessário um estudo para o difusor, considerando as características de manufatura e de operação do atuador. Portanto, este capítulo serão tratados o projeto e

a manufatura de uma bomba de diafragma piezoelétrica, usando um buzzer como atuador. Deste modo, será oportuno desenvolver uma metodologia de projeto visando à confecção da bomba levando-se em consideração o atuador e o difusor.

7.2 Bomba de diafragma

A maioria das bombas e das microbombas alternativas usa uma superfície deformável, dita diafragma ou membrana, utilizada para comprimir ou expandir o volume de uma câmara (Figura 7.1) [10]. Além do diafragma possui, ainda, outros componentes, como: câmara de bombeamento, mecanismos de atuação e válvulas. Seu ciclo de funcionamento tem apenas dois estágios: o estágio de sucção ou expansão (*supply phase*), no qual o fluido entra na bomba devido a uma diferença de pressão ($\Delta P_D < \Delta P_B$) com a entrada (*inlet*) funcionando como difusor (Figura 7.1-(a)), e o estágio de bombeamento (durante a compressão), em que o fluido é transportado devido a uma diferença de pressão ($\Delta P_D < \Delta P_B$) na qual a saída (*outlet*) agora irá funcionar como difusor (Figura 7.1-(b)). A queda de pressão na direção

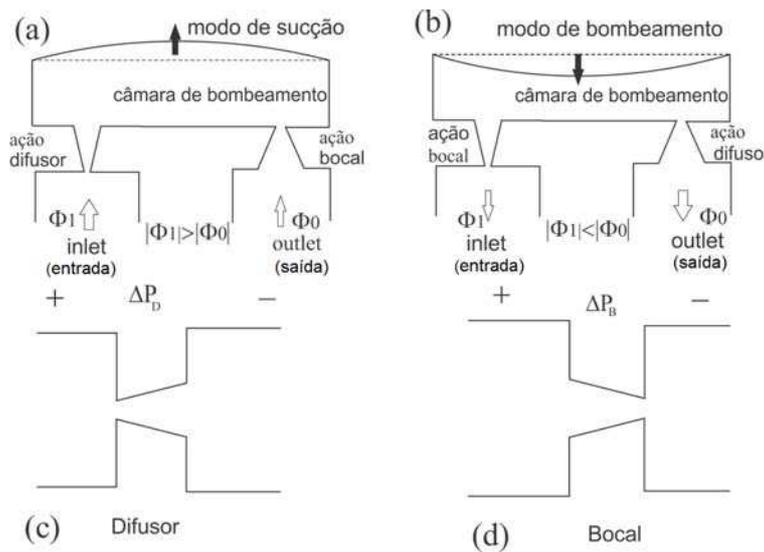


Figura 7.1: Diagrama de operação da bomba com o bocal/difusor: (a) modo de sucção, (b)-modo de bombeamento; Diferença de pressão: (c) sentido difusor, (d) sentido bocal

do difusor é menor que na direção do bico (ou bocal); assim, o volume de fluxo transportado pelo difusor será maior que o transportado pelo bocal ($|\Phi_1| > |\Phi_2|$ -modo de sucção). Para o modo de bombeamento, o *outlet* (saída) funcionará como difusor, ou seja, o volume de fluxo

transportado no *outlet* será maior que o do *inlet* (entrada), $|\Phi_1| < |\Phi_2|$. Assim para um ciclo completo de funcionamento o fluxo líquido transportado pela bomba será a diferença entre os dois modos de operação.

Há bombas de deslocamento alternativo nas quais os elementos bocal/difusor são substituídos por um elemento mais simples, uma válvula tipo "flap" (Figura 7.2), que irá abrir para o *inlet* e fechar no *outlet* no modo de sucção; caso contrário, para o modo de bombeamento. Entretanto, há alguns problemas como a alta queda de pressão através das válvulas provocando o desgaste e, conseqüentemente, fadiga das partes móveis e, em casos raros, até o risco em que o movimento das partes móveis possa vir a prejudicar fluidos mais sensíveis [10, 11]. O custo de fabricação para tal tipo de bomba é bem inferior às que usam o bocal/difusor como válvula, em virtude da complexidade da manufatura devido a precisão necessária para a geometria do dispositivo. Por outro lado, as bombas com partes móveis são inapropriadas para miniaturização devidos a pressão exercida sobre estas partes e o risco de travamento do mecanismo móvel. Logo, o uso de mecanismos sem partes móveis, como o caso do bocal/difusor, ganha enorme vantagem neste processo. Para ambos os casos (bocal/difusor ou válvulas móveis) o mecanismo de transporte de fluxo é unidirecional.

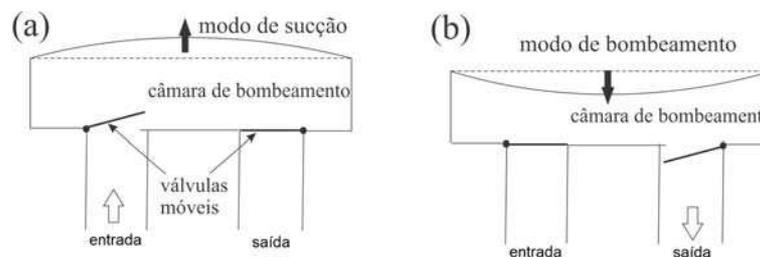


Figura 7.2: Operação da bomba com o válvula móvel: (a)-modo de sucção e (b)-modo de bombeamento

7.2.1 Teoria sobre bocal/difusor

O difusor é um duto cuja área da seção transversal se expande gradualmente ao longo do comprimento, representando o elemento chave na eficiência das bombas a diafragma sem válvulas móveis. Este elemento, quando usado na direção oposta com área da seção transversal afunilando é chamado bocal [70]. Em geral, difusores podem ter área da secção

transversal circular ou retangular, conforme ilustrados na Figura 7.3, sendo chamados difusores plano (*flat-walled*) e cônicos, respectivamente. A finalidade de um difusor é trans-

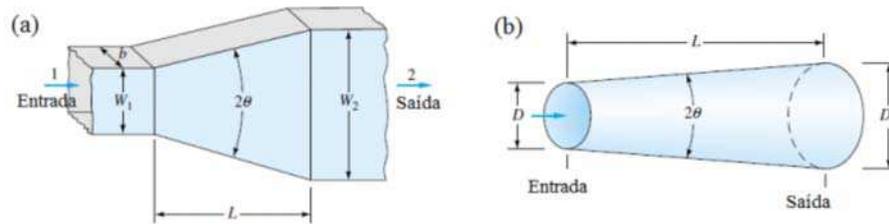


Figura 7.3: Geometria do difusor: (a)-plano; (b)-cônico

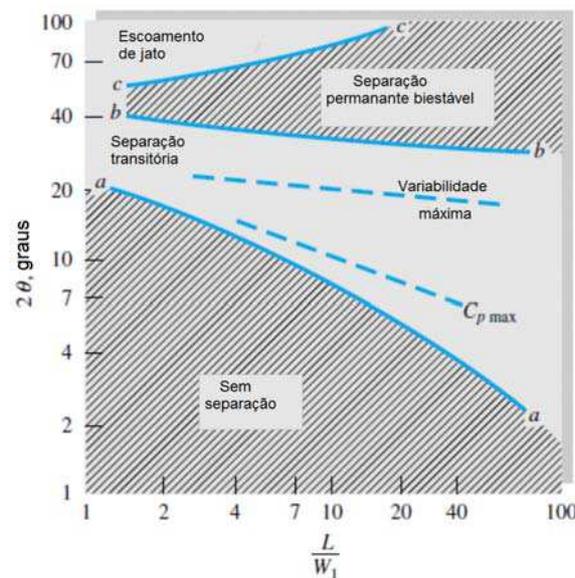


Figura 7.4: Mapa de estabilidade para o difusor plano [17, p.410]

formar a energia cinética (velocidade) em energia potencial (pressão) porém a eficiência desta transformação depende de parâmetros geométricos (L : comprimento do difusor, D : diâmetro de entrada do difusor, D_e : diâmetro de saída do difusor e 2θ : ângulo de abertura) definidos pelo mapa de estabilidade (Figura 7.4); desta forma, o mapa de estabilidade funciona como guia para projetos de difusores (geometria) com o objetivo de minimizar o coeficiente de perda de pressão. O mapa de estabilidade mostrado na Figura 7.4, está subdividido em quatro tipos de regiões [17, p.410]. Abaixo da linha *aa* (*no stall*) ocorre escoamento viscoso permanente, o fluxo é contínuo sem separação nas paredes do difusor apresentando relativamente bom desempenho. Entre as linhas *aa* and *bb* o difusor opera

na região *transitory stall* com padrão de escoamento fortemente instável; também é nesta região que ocorre o melhor desempenho, isto é, os maiores C_p . A terceira região, entre as linhas *bb* e *cc* *steady bistable stall*, é a separação permanente biestável em apenas uma parede; o padrão de separação pode saltar de uma parede a outra e o desempenho é fraco. A quarta região, acima da linha *cc*, é definida como *jet flow*, na qual a separação do fluxo em relação à parede é tão massiva e penetrante que a corrente principal de fluxo ignora as paredes e simplesmente descarrega com área quase constante. O desempenho nesta região é extremamente fraco.

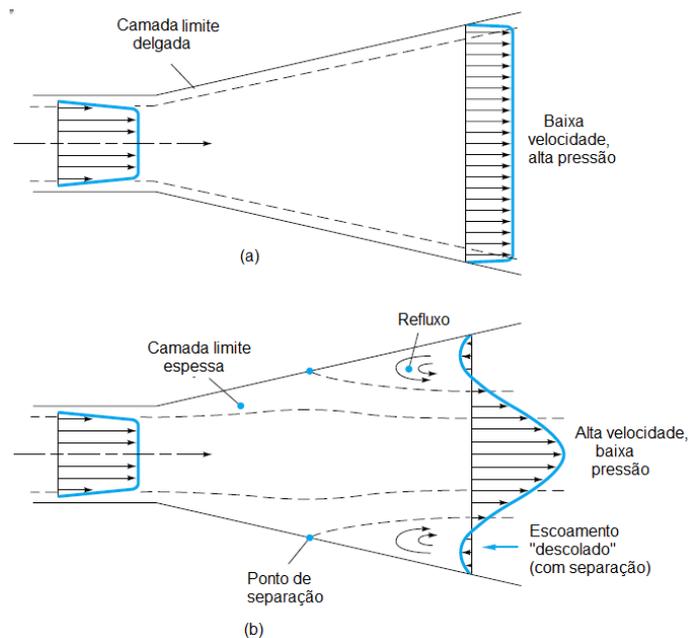


Figura 7.5: Desempenho de difusores: (a) padrão ideal com bom desempenho; (b) padrão real com separação de camada limite e fraco desempenho (adaptado de [17])

A razão básica para essa discrepância é a separação do escoamento, como mostrado na Figura 7.5. O aumento da pressão no difusor cria um gradiente desfavorável que faz com que as camadas limites viscosas se separem das paredes (Figura 7.5-(b)) provocando refluxo e queda de pressão na saída, fato este que reduz significativamente o desempenho em relação ao difusor que não apresenta separação da camada limite (Figura 7.5-(a)).

Coeficiente de perdas para o bocal e difusor

Fisicamente, em qualquer sistema de tubulação, além das perdas por atrito (ao longo do escoamento) existem perdas adicionais chamadas perdas localizadas, decorrentes de:

1. Entrada e saída dos tubos
2. Expansão ou contrações bruscas
3. Curvas, cotovelos e outros acessórios
4. Válvulas, abertas ou parcialmente fechadas
5. Expansões e contrações graduais

O padrão de escoamento em válvulas e acessórios é muito complexo, sendo a teoria bastante superficial. Em geral, as perdas são medidas experimentalmente e correlacionadas a parâmetros de escoamento. A perda de pressão (K) num sistema de transporte de fluxo é normalmente dada como razão entre a perda $h_{pl} = \Delta p/(\rho g)$ através do dispositivo e altura de velocidade $\bar{u}^2/(2g)$ do sistema de transporte associado:

$$K = h_{pl}/(\bar{u}^2/(2g)) = \Delta p/(\rho \bar{u}^2/2) \quad (7.1)$$

em que ρ é a densidade, g é a aceleração da gravidade e \bar{u} é a velocidade média do fluxo. Um fato relevante é que, para um sistema fluídico, a perda total de pressão é dada pela soma algébrica das perdas localizadas.

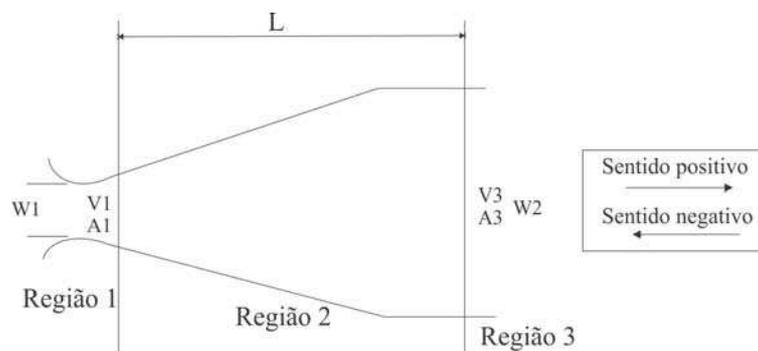


Figura 7.6: Região de perdas de pressão ao longo do difusor.

Usando este fato, Anders Olsson *et al.* (1996) dividiram a válvula (bocal/difusor) em três regiões (Figura 7.6), sendo o sentido positivo definido como difusor e o negativo como bocal [135]. Assim, segue que a perda total de pressão, ξ , é dada pela soma algébrica das perdas no difusor (ξ_d) e no bocal (ξ_n), onde:

$$\xi_d = K_{d,1} + K_{d,2} + K_{d,3}(A1/A3)^2, \quad (7.2)$$

e no sentido negativo (bocal)

$$\xi_n = K_{n,1} + (K_{n,2} + K_{n,3})(A1/A3)^2, \quad (7.3)$$

em que A1, A2 e A3 as áreas das secções transversais referentes às três regiões da Figura 7.6.

O cálculo da eficiência do difusor é dado pela relação entre bocal/difusor (equação 7.8), na qual, para o melhor desempenho do difusor, deve-se apresentar uma faixa de eficiência variando entre $1 < \zeta < 5$ [10].

$$\zeta = \xi_n/\xi_d \quad (7.4)$$

Segundo Frank (2010) [17] as perdas de entrada são altamente dependentes da geometria mas perdas na saída independem. Quinas vivas ou saliências na entrada causam grandes zonas de separação do escoamento e grandes perdas. Entretanto, um leve arredondamento já traz bastante melhoria e uma entrada bem arredondada ($r=0,2d$) produz uma perda quase desprezível, $K = 0,05$. Por outro lado, numa saída submersa o escoamento simplesmente descarrega do tubo para dentro do reservatório perdendo toda a sua altura de velocidade pela ação da dissipação viscosa. Logo, $K = 1$ para todas as saídas submersas, não importando o arredondamento.

Considerando o sentido positivo do difusor, o coeficiente de perdas na entrada (região 1) é respectivamente de $K_{in} = 0,05$ e $K_{in} = 0,5$ para entrada com cantos arredondados e cantos quadrados; a saída (região 3) apresenta $K_{out} = 1$ [17, 135]. No sentido negativo é desejada uma maior perda de pressão; assim, a região 1 deve ter cantos arredondados ($K_{out} = 1$) e a entrada (região 3) $K_{in} = 0,5$. É apresentado na Figura 7.7 um resumo sobre as perdas ocorridas no difusor para a região de entrada e saída [17].

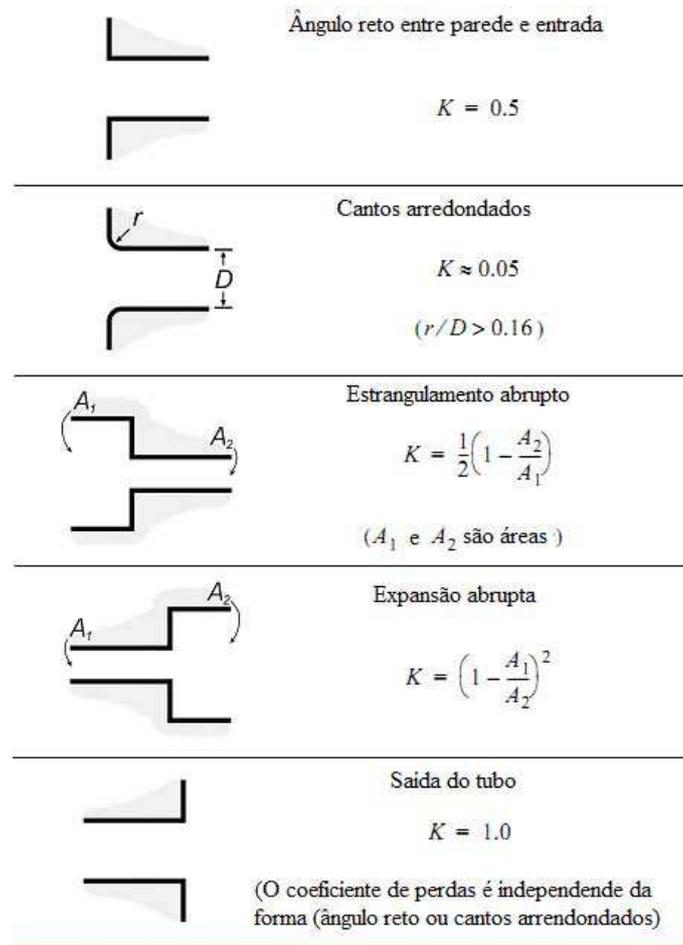


Figura 7.7: Coeficiente de perdas entrada/saída do difusor [17]

Para o cálculo do coeficiente de perdas referente à região 2 do difusor, usa-se um outro coeficiente para estimá-lo, definido como coeficiente de recuperação de perdas C_p . O maior valor de C_p implica numa melhor desempenho dos difusores. Em geral, os difusores cônicos e planos têm o mesmo valor de C_p ; entretanto, os cônicos têm comprimento de 10% até 80% maior que melhor difusor plano [70]. A escolha do tipo de difusor depende do processo de fabricação mas os difusores planos são os mais citados na literatura devido ao seu projeto mais compacto.

Segundo Frank [17, p.385], o desempenho do difusor plano ou cônica está associado a um conjunto de parametros geometricos, listados abaixo dos seguintes parâmetros listados abaixo:

1. Parâmetros geométricos:

- razão de áreas: $AR = A_2/A_1$ ou $(D_e/D)^2$;
 - ângulo de divergência 2θ ;
 - relação de esbeltez (comprimento/altura): L/w_1 (difusor plano) ou L/D (difusor cônico)
2. Número de Reynolds na entrada (*inlet*), $Re = \bar{u}w_1/\nu$ ou $Re = \bar{u}D/\nu$, (ν é a viscosidade cinemática)
 3. Número de Mach no inlet, $Ma = \bar{u}/a$, a é a velocidade do som
 4. Fator de bloqueio da camada limite no inlet $B_t = A_{BL}/A_1$, onde A_{BL} é a área da parede bloqueada (tipicamente varia de 0,03 até 0,12)
 5. Relação de aspecto $AS = b/w_1$, sendo b a largura do difusor

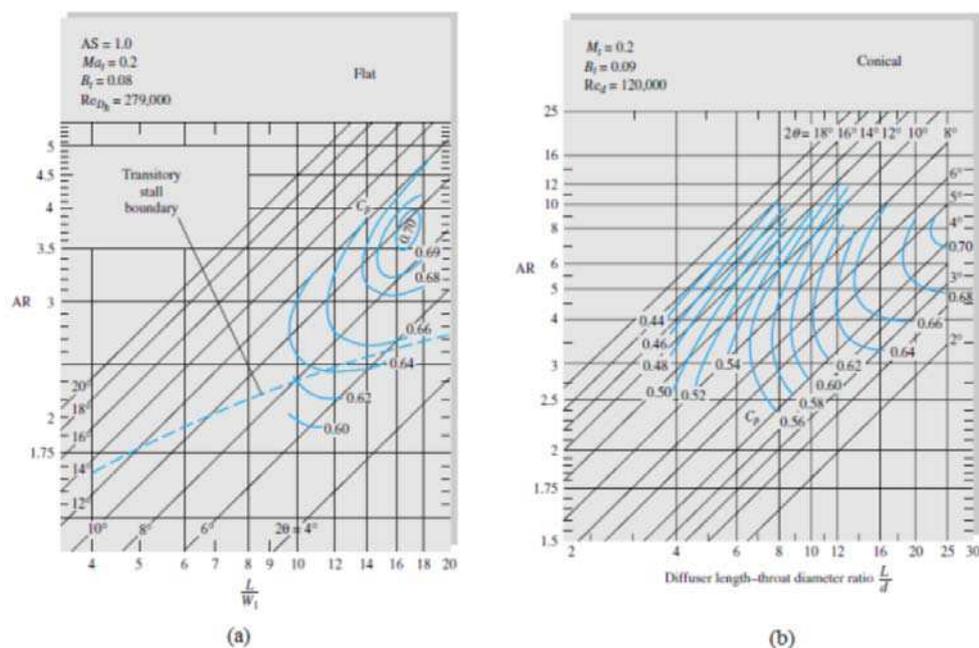


Figura 7.8: Mapa de desempenho para os difusores: (a) plano (b) cônico

Há outros cinco efeitos igualmente importantes em aplicações práticas: turbulência, giro do escoamento e vorticidade do perfil de entrada, pulsações superpostas e obstrução à jusante; todas ocorrem em aplicações práticas. Os três parâmetros mais significativos são RA , 2θ e B_t . Mapas de desempenho típicos para difusores (Figura 7.8), com de 8% a 9% de

bloqueio, tanto para o difusor de paredes planas como o cônico, fornecem quase o mesmo desempenho máximo, $C_p = 0,70$ mas para ângulos de divergência diferentes (9 para o de paredes planas contra 4,5 para o cônico).

Apesar disto, o mapa de difusores apresentado foi confeccionado para um regime de fluxo turbulento, ou seja, um alto valor do número de Reynolds ($Re > 2300$) e para projeto de dispositivos em macroescala. Para dispositivos microfluídicos normalmente o número de Reynolds não ultrapassa 500, o regime laminar é predominante com uma vazão baixa de saída (inferior 10 *ml/min*). Por outro lado, há uma influência do fator de bloqueio da entrada (B_e) em relação ao coeficiente de recuperação de perdas C_p [17]. Comparando, por exemplo, o fator de bloqueio para difusor de paredes planas ($L/w_1 = 18$), observa-se uma variação de 0,66 até 0,86 no coeficiente de recuperação de perda máxima (Tabela 7.1). O mapa de desempenho do difusor (Figura 7.8) apresenta fator de bloqueio de 0,08; portanto, haverá discrepância no desempenho do projeto caso, este fato não seja observado. Outro fato igualmente importante é que, para se obter o máximo valor de C_p , o projeto do difusor deverá ser efetuado na região de separação transitória (Figura 7.6), embora, nesta região o fluxo é instável.

Tabela 7.1: Dados do desempenho máximo de difusores [3]

Bloqueio na entrada	Paredes planas	Paredes cônicas
B_e	$C_{p,max} L/w_1$	$C_{p,max} L/d$
0,02	0,86 18	0,83 20
0,04	0,80 18	0,78 22
0,08	0,70 20	0,71 26
0,10	0,66 18	0,68 28

Essas características reportam à necessidade de um estudo mais avançado que incorpore as características geométricas, e também dinâmicas do regime de fluxo laminar no difusor. Assim, uma ferramenta de CDF é extremamente importante por ser capaz de representar, de forma bastante satisfatória, os fenômenos físicos associados ao escoamento e geometria, possibilitando uma análise melhor de desempenho do dispositivo.

7.2.2 Análise de retificação do difusor usando-se fluxo volumétrico

O sentido do fluxo positivo (fluxo através do difusor) e negativo já foi definido no texto e se referem à Figura 7.6. Em geral, a eficácia do elemento difusor para aplicações em microbombas do tipo sem válvulas é aferida através da eficiência de retificação do fluxo. A eficiência de retificação é a medida da capacidade da bomba em direcionar o fluxo numa direção preferencial sendo definida como a razão da taxa de fluxo líquida da microbomba (Q_{net}), pela taxa do volume deslocado (\dot{V}), dada por:

$$\varphi = Q_{net}/\dot{V} \quad (7.5)$$

A perda de pressão para o elemento difusor, para ambas as direções, pode ser representada em termos do coeficiente de perda de pressão, K

$$\Delta P_d = \frac{1}{2} K_d \rho \left(\frac{Q_d}{A_1} \right)^2 \quad (7.6)$$

$$\Delta P_n = \frac{1}{2} K_n \rho \left(\frac{Q_n}{A_3} \right)^2 \quad (7.7)$$

em que ρ é a densidade do fluido, $Q_{n,d}$ é a taxa volumétrica de fluxo na qual os subscritos "n" representam a direção do bocal e "d" a direção difusor. Com base nas relações geométricas e na equação da continuidade, a taxa de fluxo volumétrica pode ser escrita da forma

$$\dot{V} = Q_n + Q_d \quad (7.8)$$

combinando as equações (7.5), (7.6), (7.7) e (7.8) simultaneamente; desta forma, a retificação pode ser expressa como a relação entre a taxa de fluxo líquida e o volume deslocado, dado por:

$$\varphi = \frac{Q_{net}}{\dot{V}} \quad (7.9)$$

$$= \frac{Q_d - Q_n}{Q_d + Q_n} \quad (7.10)$$

$$= \frac{\sqrt{\xi_n} - \sqrt{\xi_d}}{\sqrt{\xi_n} + \sqrt{\xi_d}} \quad (7.11)$$

A expressão do rendimento em função da retificação é obtida usando-se a equação (7.4) e (7.11); logo:

$$\varphi = \frac{\sqrt{\zeta} - 1}{\sqrt{\zeta} + 1} \quad (7.12)$$

Chandrasekaran e Packirisamy (2011) [136] mostraram que em condições de regime estacionário de fluxo, a eficiência do difusor é função de parâmetros geométricos e do número de Reynolds, $\zeta = f(2\theta, AR, Re)$. Desta forma, é possível usar uma ferramenta computacional para avaliar o desempenho do difusor em função do número de Reynolds e dos parâmetros geométricos. Por outro lado e como já mencionado no início do capítulo, os elementos críticos referentes ao projeto da minibomba piezoelétrica são o atuador (buzzer) e o difusor. Logo, é possível desenvolver uma metodologia de projeto usando uma ferramenta computacional que busque melhor desempenho para o conjunto difusor e atuador, dentro das limitações de manufatura.

Por outro lado, na literatura, há trabalhos que usam estruturas (difusores) que já apresentaram um bom rendimento [77, 132, 137] entre outros, mudando, na maioria das vezes, apenas os aspectos de manufatura e quando muito, o mecanismo de atuação. Nos trabalhos desenvolvidos por Yamahata *et al.* (2005) [77] e Costa (2006) [138], os autores usaram o difusor projetado por Khoo *et al.* (2000) [139]. Entretanto, esse tipo de prática pode provocar um efeito inverso, uma vez que é necessário correlacionar o volume deslocado pelo atuador com o índice de desempenho do difusor, ou seja, $\zeta = f(2\theta, AR, Re)$. Vale ressaltar, que há autores que preferem usar o mapa de desempenho (Figuras 7.3 e 7.4) para projetar o seu respectivo difusor. Yhi-Lin *et al.* (2007) [130] manufaturaram uma microbomba usando a técnica de prototipagem rápida, sendo os difusores projetados a partir do mapa de desempenho (Figura 7.4). A referida microbomba possuía quatro difusores planos, dos quais três estavam posicionadas nas laterais e o outro na parte inferior da câmara de compressão. Apesar das dimensões reduzidas do dispositivo (diâmetro do buzzer 9 mm, $w_1 = 80 \mu m$, $L = 1280 \mu m$, $w_2 = 300 \mu m$), este não apresentou sucção e, desta forma, funciona como bomba afogada. Um outro trabalho com características similar ao de Yhi-Lin, usando prototipagem rápida e o mapa de desempenho para o projeto dos difusores, foi apresentado em [125]. Segundo os autores, a referida minibomba foi projetada para um $C_p = 0,64$ ($d_1 = 1 mm$, $L=12 mm$, $d_2 = 2 mm$), entretanto, não apresentou sucção. Portanto, o mapa

de desempenho foi desenvolvido para um grande valor do número de Reynolds ($Re > 2000$), isto é, para macroescala e, portanto, não é adequado para este tipo microestrutura.

Analisando o difusor apresentado no trabalho de Yamahata *et al.* (2005) ($w_1=0,1$ mm, $w_2=0,5$ mm, $L=2,3$ mm e $2\theta = 9,5$) usando-se o mapa de desempenho da Figura 7.4, nota-se em função dos parâmetros de projeto ($L/w_1=23$, $AR=5$ e $2\theta = 9,5$) que a eficiência afasta-se da região de máximo C_p , sugerindo existir uma relação geométrica mais eficiente para o projeto. Contudo, uma investigação numérica usando uma ferramenta de CFD para o mesmo difusor foi conduzida por Barreto *et al.* (2012) [140]. Neste trabalho os autores avaliam o rendimento do difusor através da equação (7.12), fixando $w_1 = 0,1$ mm e variando-se parametricamente o comprimento do difusor e, conseqüentemente, o ângulo de abertura e w_2 . Os resultados obtidos demonstraram que as relações geométricas adotadas, $w_1=0,1$ mm, $w_2=0,5$ mm, $L=2,3$ mm e $2\theta \approx 10^\circ$, estão coerentes e, portanto, oferecem o melhor rendimento. Desta forma, usar uma ferramenta de CFD é mais adequada se comparada com o uso do mapa de projeto (Figura 7.4).

7.3 Projeto para a minibomba piezoelétrica

Se tratando de projeto sobre microbombas os únicos elementos reportados como índice de desempenho são o bocal e o difusor. Entretanto, vale ressaltar que no interior da bomba há sempre partículas de gás (ar) emersas com o líquido, sendo essas partículas de ar, a depender do volume, responsáveis pela perda de rendimento durante o bombeamento. Richter *et al.* [141] determinaram a relação de compressibilidade ($\varepsilon = \Delta V/V_0$) para bomba de deslocamento positivo, considerando ΔV o volume deslocado e V_0 o volume total do interior da câmara. Uma alta relação de compressão, ou seja, $\varepsilon > 0,075$ tornará a bomba com característica autoescorvante e com isto tolerante a bolhas de ar. Portanto, a deformação do atuador é um parâmetro crítico para o desempenho da bomba, tornando a seleção do buzzer uma tarefa importante no projeto. Dessa forma é necessário uma metodologia de projeto que acople o efeito do atuador e do difusor para a concepção da bomba.

No capítulo referente à bomba peristáltica linear foi apresentado um diagrama de blocos relativa a uma metodologia de projeto e execução para a bomba peristáltica linear. Nesse sentido, o mesmo diagrama pode ser usado efetuando-se algumas modificações para só então

ser ajustada à bomba piezoelétrica, mesmo que duas considerações já tenham sido impostas ao projeto, a saber: a utilização do buzzer como atuador e o uso de difusores planos (em virtude do processo de manufatura).

Pelo diagrama da Figura 7.9, o início do projeto é o chamado projeto conceitual, em cuja etapa são feitas idealizações de como será o dispositivo fisicamente e seu funcionamento. Por outro lado, ainda nesta etapa é discutida a questão do material a ser utilizado e do processo de manufatura disponível para só então seguir o restante do diagrama.

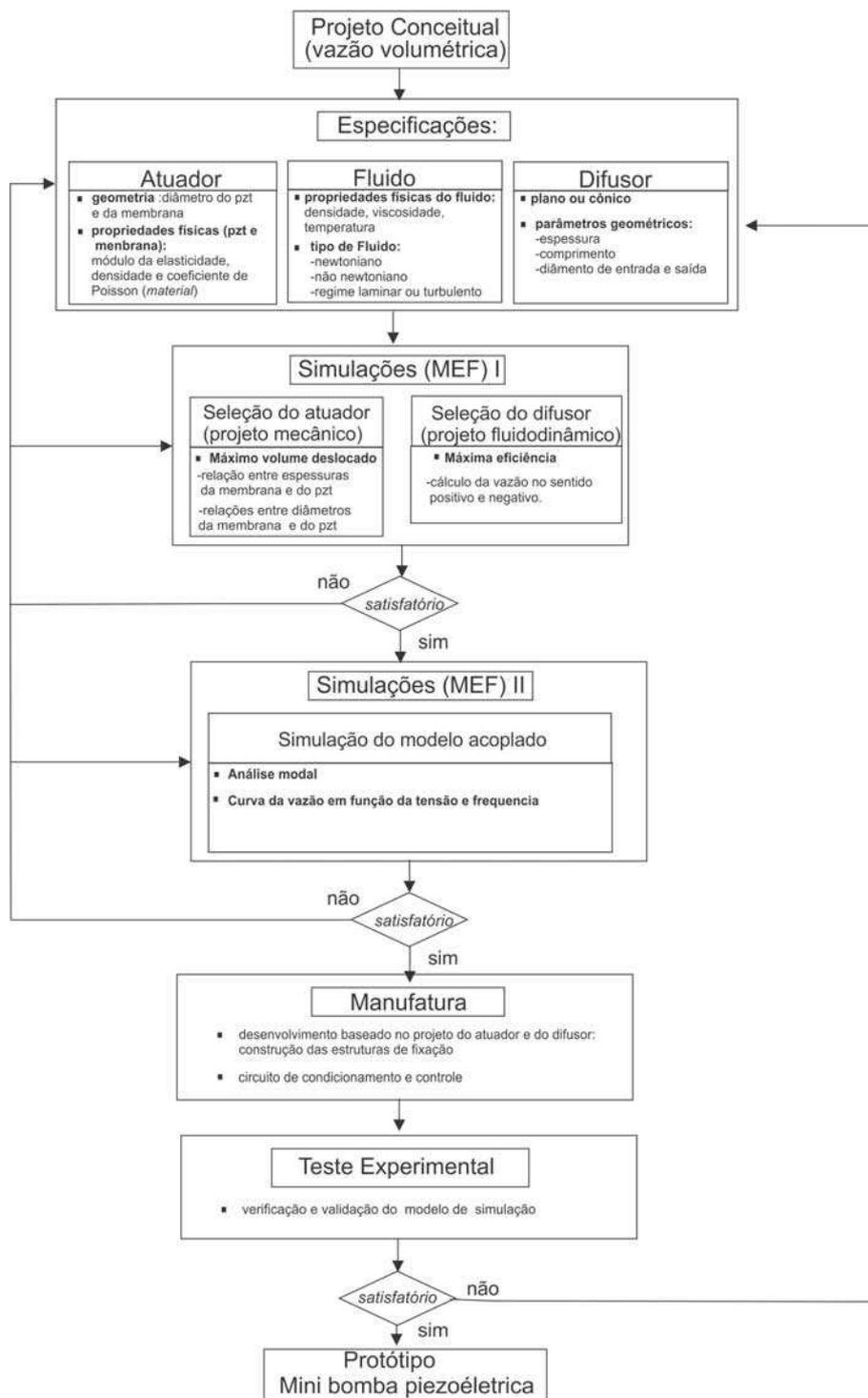


Figura 7.9: Diagrama de blocos para o desenvolvimento e execução da minibomba piezoelétrica

Etapas I e II da metodologia:

- Especificações: São três as estruturas principais que necessitam de especificações. (i)

atuador, (ii) difusor e (iii) o fluido. Em relação ao difusor sua forma é definida em função do processo de manufatura disponível sendo os parâmetros geométricos (w_1 , w_2 , L , θ) a parte fundamental da elaboração do seu projeto. Já para o fluido são definidas as propriedades físicas: densidade, viscosidade e o tipo de escoamento. Por outro lado, as especificações para o atuador são definidas em relação às propriedades geométricas (diâmetro e espessura) e físicas, da membrana e da cerâmica PZT. As propriedades físicas se resumem ao módulo de elasticidade, densidade e coeficiente de Poisson para a membrana, enquanto que, para a cerâmica piezoelétrica as propriedades são os coeficientes piezoelétricos e a densidade.

- Simulações I: otimização para o buzzer e para o difusor. É sem dúvida a parte mais crítica de todo o projeto da minibomba piezoelétrica, haja vista que são definidas as relações geométricas que produzem a máxima deformação para o atuador e o máximo rendimento para o difusor; assim, o projeto da minibomba está basicamente definido. Portanto, neste trabalho o processo de otimização será dividido nas partes correspondente ao atuador e posteriormente ao difusor.

Buzzer piezoelétrico

O atuador piezoelétrico usado neste trabalho, é um vibrador (buzzer), constituído por uma membrana passiva de latão, uma pastilha cerâmica piezoelétrica e uma camada de cola condutora, do tipo epóxi, conforme ilustrado na Figura 7.10-a. A membrana passiva do vibrador é um compósito constituído de cobre e zinco, em proporções que variam de fabricante a fabricante, com valores típicos médios de 50% para cada elemento; este compósito também é conhecida como latão.

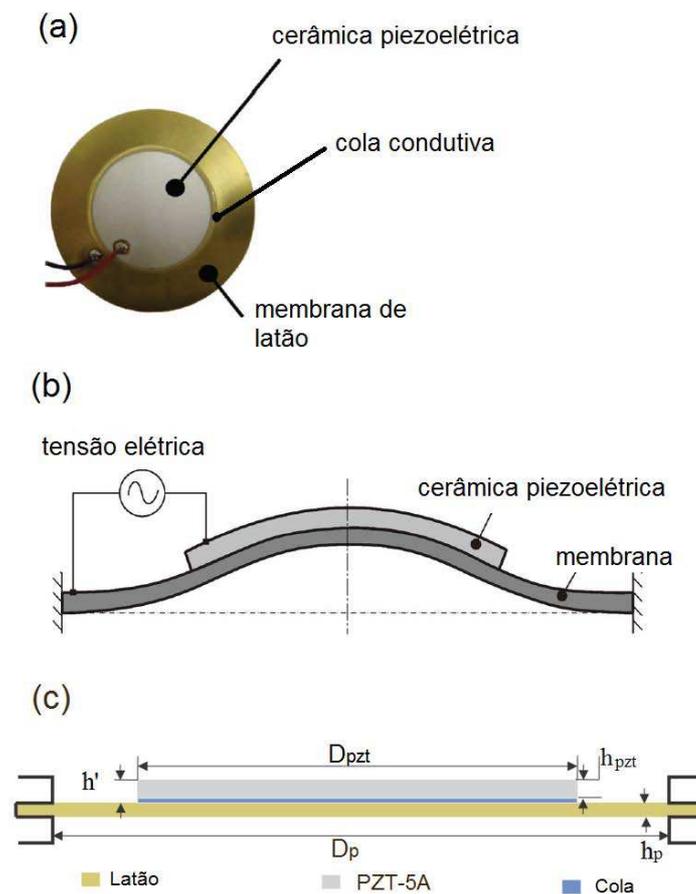


Figura 7.10: (a) buzzer piezoelétrico, (b) deformação do buzzer, (c) parâmetros geométricos do atuador

O deslocamento, $w(r)$, para elementos piezoelétricos é inferior a 1 mm, mas a tensão de alimentação é, em geral, elevada (maior que 100 V), motivo pelo qual foi desenvolvido um circuito de acionamento e controle para o buzzer. O circuito proposto mantém a característica de portabilidade sempre requerida neste trabalho, em que a tensão de entrada do circuito é 9 VDC, disponibilizando uma tensão de saída na faixa de 10-150 Vp com frequência de operação de 5 Hz-500 kHz. Além de gerar uma alta tensão, o circuito apresentado na Figura 7.11 também aciona uma carga através de uma ponte H. Os transistores usados no chaveamento são do tipo BJT que são mais rápidos em relação ao MOSFET e ao IGBT; o mesmo ocorre com o diodo usado, UF 4007, O s enfim, o saída do circuito é uma onda quadrada $-V_p$ até $+V_p$, com *duty cycle* de aproximadamente 50% (Figura 7.12).

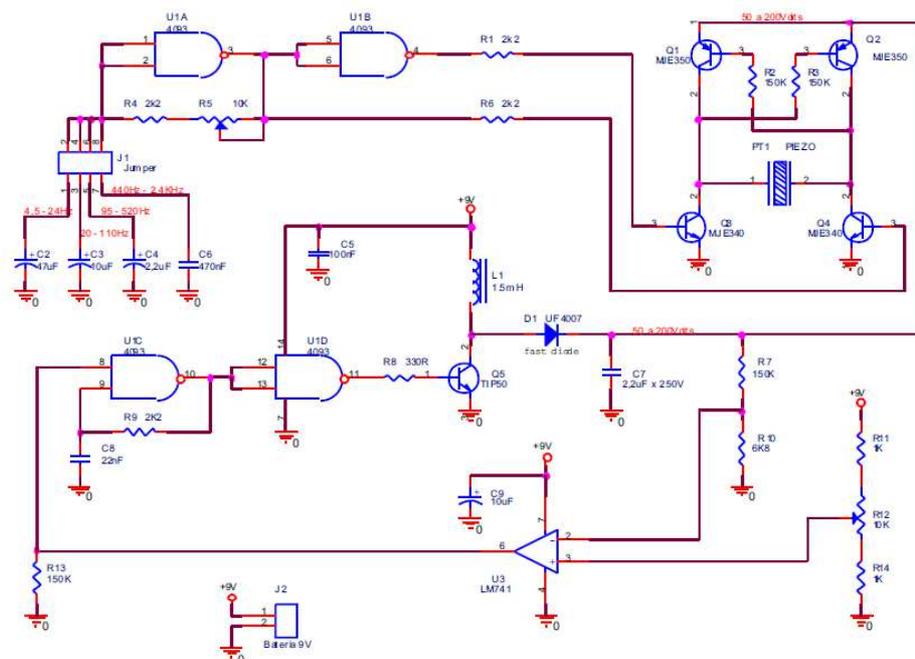


Figura 7.11: Esquema elétrico para acionamento e controle do buzzer

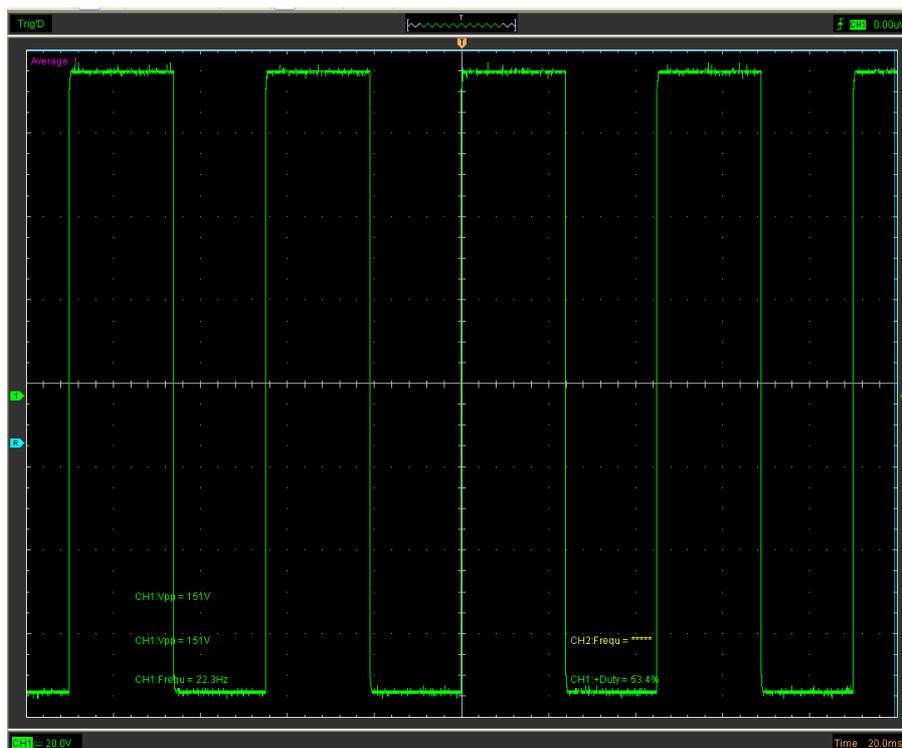


Figura 7.12: Sinal de saída do circuito elétrico de acionamento do buzzer

O buzzer é um dispositivo comercial de baixo custo, disponível numa ampla faixa de tamanho e espessura. Portanto, neste trabalho será analisada a relação entre os diâmetros da membrana (h_p) e do PZT (h_{pzt}) juntamente com suas respectivas espessuras para avaliar o volume deslocado pelo atuador, quando o mesmo é acionado. Baseado nas restrições geométricas do projeto da minibomba (diâmetro e altura da câmara), o melhor atuador será aquele que apresentar o maior volume deslocado com a menor área de contato [18]. Assim, o método dos elementos finitos é usado para avaliar, numericamente, o deslocamento do buzzer em função da variação dos parâmetros geométrico, h_{pzt} , h_p , D_{pzt} e D_p para uma mesma excitação de tensão elétrica. Para verificar a acurácia do modelo computacional no que diz respeito ao deslocamento, é necessário, primeiramente, caracterizar, o buzzer, em função da tensão aplicada versus deslocamento produzido. Para tanto foi montado um set-up experimental usando-se interferometria (Figura 7.13-(b)) para avaliar com precisão o microdeslocamento; o laser usado foi o de Hélio-Neônio (He-Ne) com comprimento de onda de 632,8 nm. O interferômetro de Michelson é adequado para detectar microvibrações em sólidos. Seu princípio de funcionamento é bastante simples, a luz de uma fonte monocromática (laser) é dividida por um divisor de feixes (*beam splitter*), parte atingindo o espelho de referência (fixo) e parte é direcionada para o espelho móvel, cujo deslocamento se deseja mensurar (Figura 7.13-(a)). Nesse trabalho as amplitudes de vibração foram medidas em regime estacionário, uma vez que a contagem das franjas são realizadas manualmente.

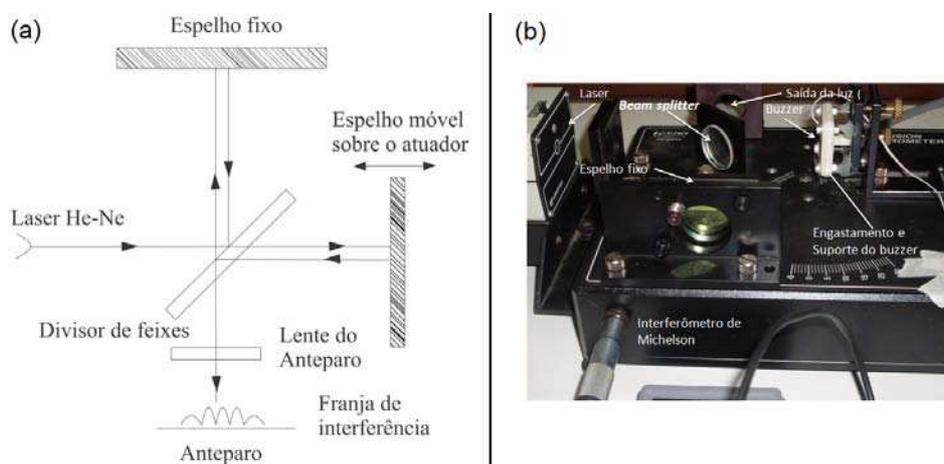


Figura 7.13: (a)- Esquemático do interferômetro de Michelson; (b) Set-up experimental

Assim, considerando o buzzer com suas extremidades fixadas (Figura 7.10-(c)), aplica-

se uma variação de tensão contínua de 10-150 V_p; esta variação de tensão faz com que o caminho da luz aumente ou diminua devido à deflexão do buzzer, permitindo calcular o ponto de maior deslocamento em função do número de franjas. As franjas de interferência são semelhantes a listras de uma zebra. Assim, ao variar o trajeto da luz em uma unidade de comprimento λ_l a figura de interferência sofrerá deslocamento de uma franja (isto equivale a cada listra negra da franja se deslocar para a posição de listra clara adjacente: Figura 7.14).



Figura 7.14: Franjas de interferência obtidas para o buzzer usando a montagem da Figura 7.13

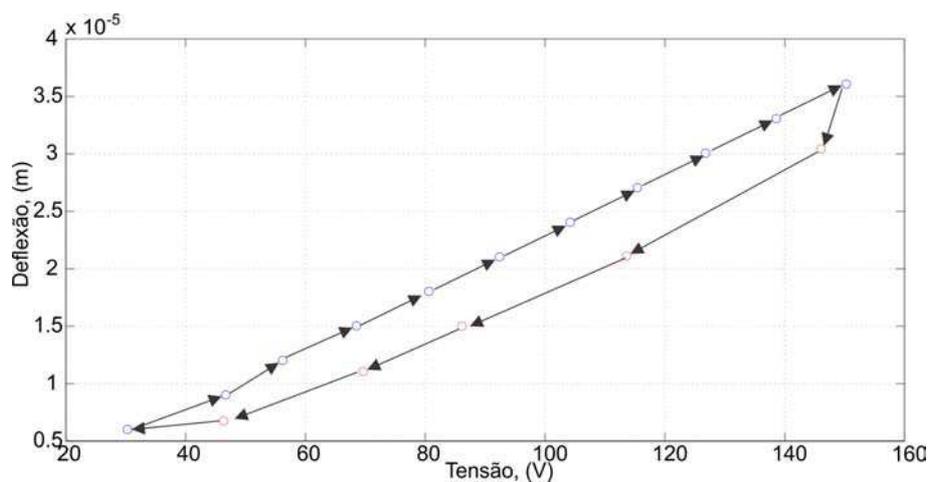


Figura 7.15: Curva experimental para o deslocamento do buzzer

No processo de medição experimental foi usado um buzzer comercial de 35 mm. Entretanto, 4 mm foram usados para fazer o engastamento, restando 31 mm livres, ou seja, $D_p = 31 \text{ mm}$. As dimensões geométricas para o buzzer são: $h_{pzt} = 0,25 \text{ mm}$, $h_p = 0,13 \text{ mm}$, $D_{pzt} = 25 \text{ mm}$ e $D_p = 31 \text{ mm}$.

O máximo deslocamento (medido na parte central do buzzer, aproximadamente $36\mu m$ para 150 Vp, Figura 7.15) apresenta comportamento aproximadamente linear implicando em que esta faixa de tensão não satura o campo elétrico interno, ou seja, não irá provocar o rompimento da rigidez dielétrica do material. Ainda em relação à Figura 7.15, pode-se observar que o retorno da membrana para a posição de repouso apresenta comportamento com histerese. O fenômeno da histerese pode ser atribuído à permuta de polarização nos domínios quando o campo elétrico é incrementado ou decrementado.

As simulações são realizadas com o objetivo de se fazer a comparação com os resultados experimentais para o deslocamento do buzzer (obtidos via interferometria) e, assim, validar o modelo computacional para o máximo deslocamento do atuador. Na Tabela 7.2 são apresentadas as propriedades físicas que serão usadas na simulação.

Tabela 7.2: Propriedades físicas: Latão, PZT-5A e Cola

	Coeficiente de Poisson	ν	0,34	
Latão	Módulo da elasticidade	E_{Lato}	100	<i>GPa</i>
	Densidade	ρ_{Lato}	8600	<i>kg/m³</i>
	Constantes dielétricas relativas	$\varepsilon_{11}^S/\epsilon_0$	916	
		$\varepsilon_{33}^S/\epsilon_0$	830	
PZT-5A	Constantes elásticas	<i>c</i>	12,10	$\times 10^{10} Nm^{-2}$
		c_{11}^E	7,54	$\times 10^{10} Nm^{-2}$
		c_{13}^E	7,52	$\times 10^{10} Nm^{-2}$
		c_{33}^E	11,10	$\times 10^{10} Nm^{-2}$
		c_{44}^E	2,11	$\times 10^{10} Nm^{-2}$
Constantes piezoelétricas	e_{31}	-5,35	<i>C/m²</i>	
	e_{33}	15,8	<i>C/m²</i>	
	e_{15}	12,3	<i>C/m²</i>	
	Densidade	ρ_{PZT}	7650	<i>kg/m³</i>
Epoxy	Coeficiente de Poisson	ν	0,28	
	Módulo da elasticidade	E_{epoxy}	62,75	<i>GPa</i>

As simulações foram realizadas por meio do módulo "Piezo Solid" em regime esta-

cionário, usando-se os dados da Tabela 7.2 para representar os domínios. A malha usada constou de 18639 elementos e se definiu uma tensão de entrada de 150 V para o elemento piezoelétrico, cujo resultado é apresentado na Figura 7.16. O resultado da simulação é representado numa escala de cores compatível com a escala numérica, na qual a parte mais acentuada (cor vermelha) é a que apresenta o maior valor, neste caso, de $35,29 \mu m$.

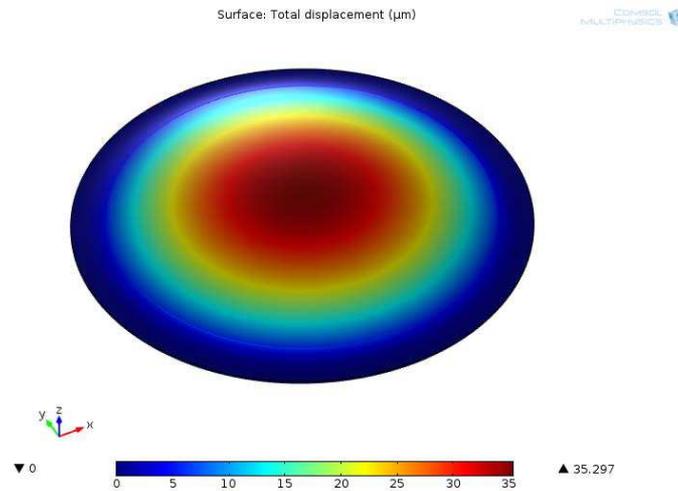


Figura 7.16: Deformação do vibrador piezoelétrico para uma tensão aplicada de 150 Vp. A máxima deformação calculada foi de $35,29 \mu m$ no centro do atuador

Seguindo procedimento semelhante ao da parte experimental é feita uma variação de tensão no modelo do vibrador, de modo a comparar os resultados do modelo numérico com os dados experimentais, conforme ilustrada na Figura 7.17. Verifica-se uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, erro máximo inferior a 4%, o que demonstra a viabilidade da implementação numérica como ferramenta para estudo e projeto de acoplamentos otimizados para atuador e substrato.

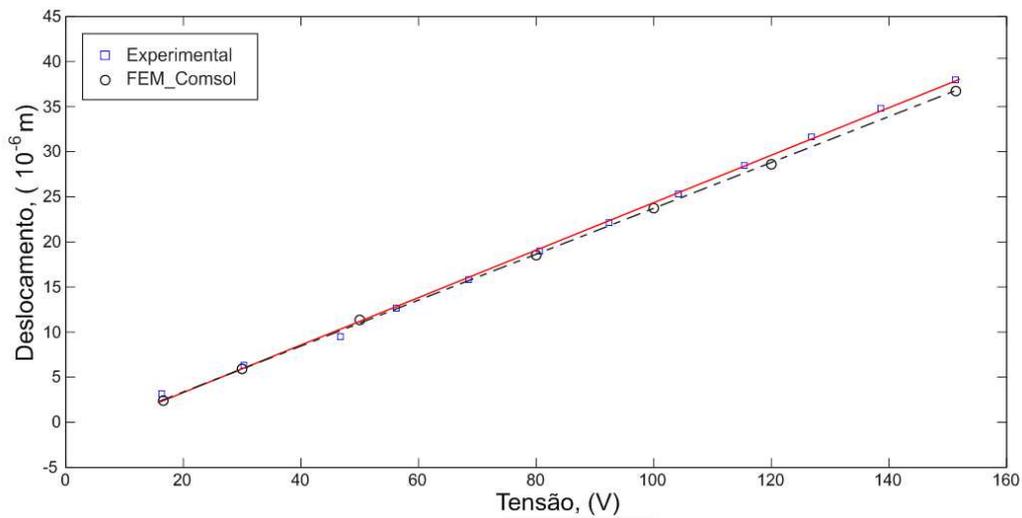


Figura 7.17: Máxima deflexão obtida na parte central do atuador, em função da tensão aplicada

- - Análise da camada de cola

No trabalho desenvolvido por Barreto *et al.* (2012) [18] os autores demonstraram que há uma forte dependência da amplitude de deformação com os parâmetros geométricos: h_{pzt} , h_p , D_{pzt} e D_p . Primeiramente, foi avaliado o grau de implicação da camada de cola sobre a deformação; para tanto foi considerado-se que uma variação aceitável para a camada de cola, fosse de 20 - 40 μm .

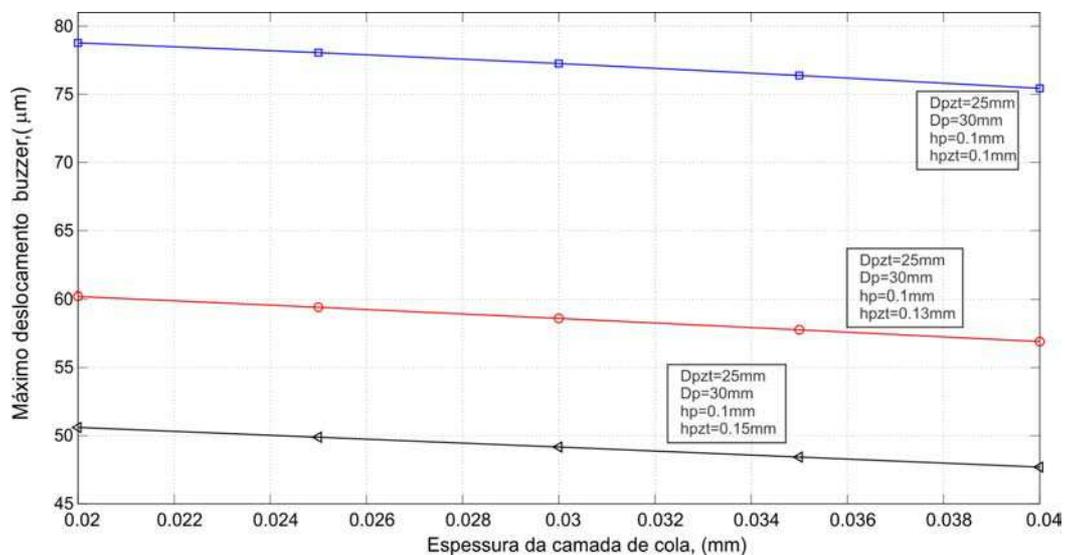


Figura 7.18: Deflexão do atuador em função da espessura da camada de cola

Analisando a Figura 7.18 fica evidente que a camada de cola interfere no deslocamento mas, considerando a camada de cola com $20 \mu m$, a máxima diferença com e sem camada de cola, fica inferior a 4% para todos os casos. Porém, considerando o pior caso, $40 \mu m$, este valor fica aproximadamente 10% para o buzzer com $h_{pzt} = 0,15 \text{ mm}$. Em geral, a camada de cola não é superior a $20 \mu m$ podendo ser bem menor. Assim, dependendo da complexidade do modelo e da espessura da camada de cola, a mesma poderá ou não ser levada em consideração. Neste trabalho, as análises que se sucedem com o buzzer não leva em consideração a camada de cola.

- - Análise da excentricidade da cerâmica PZT

O vibrador piezoelétrico é um componente comercial de baixo custo e, na maioria das vezes, carece de especificações técnicas precisas ou de informações do fabricante. Por outro lado, é muito comum verificar-se uma certa excentricidade entre a membrana de latão e a pastilha cerâmica piezoelétrica. Referida excentricidade é caracterizada, neste trabalho, pela variável d_e , como mostra a Figura 7.19

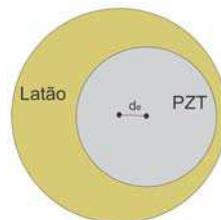


Figura 7.19: Excentricidade do atuador, d_e , definida como a distância entre os centros da membrana e da pastilha cerâmica piezoelétrica

Foram realizadas simulações para averiguar a influência da excentricidade na deflexão do atuador, mantendo-se constante a tensão aplicada, de 160 V e variando-se a excentricidade. Constata-se, da Figura 7.20, que a excentricidade é um fator crítico para esse tipo de atuador, tendo em vista que o deslocamento resultante é muito pequeno. Portanto, qualquer alteração desse nível poderá acarretar falhas no projeto da microbomba. Não obstante, pode-se verificar que a variação na deflexão do atuador é insignificante para pequenos valores de excentricidade e, daí, uma inspeção visual já é suficiente para eliminar este tipo de problema.

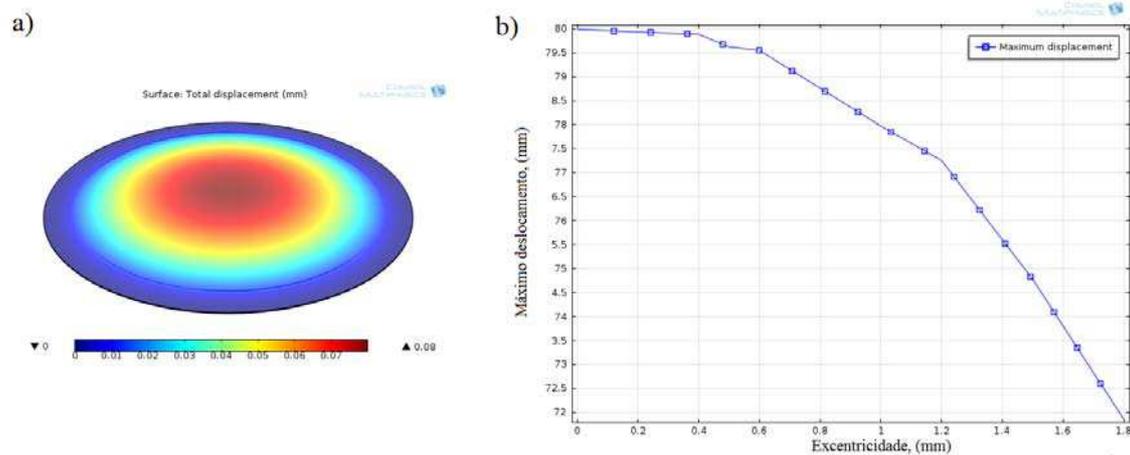


Figura 7.20: a)- Buzzer piezoelétrico com $D_p = 30 \text{ mm}$, $D_{pzt} = 25 \text{ mm}$, $h_{pzt} = 0,13 \text{ mm}$, $h_p = 0,10 \text{ mm}$ e 160 V ; b)- Variação da máxima amplitude como função da excentricidade, d_e

- - Análise da espessura do buzzer

Um parâmetro relevante de projeto para as microbombas, é a relação de compressão (ϵ), definida como a relação entre o volume deslocado e o volume morto: $\epsilon = \Delta V/V_0$. A capacidade de autoescorvação e tolerância a bolhas é dada para uma relação de $\epsilon > 0,0075$ [141]. Portanto, determinar o melhor conjunto de parâmetros geométricos para satisfazer esta relação é uma tarefa de grande valor para o funcionamento e desempenho de uma microbomba. Assim, fixando o valor da tensão de alimentação em 100 V , $D_p = 30 \text{ mm}$, $D_{pzt} = 25 \text{ mm}$ e $h_p = 0,10 \text{ mm}$, varia-se o valor de h_{pzt} ; o resultado é ilustrado na Figura 7.21

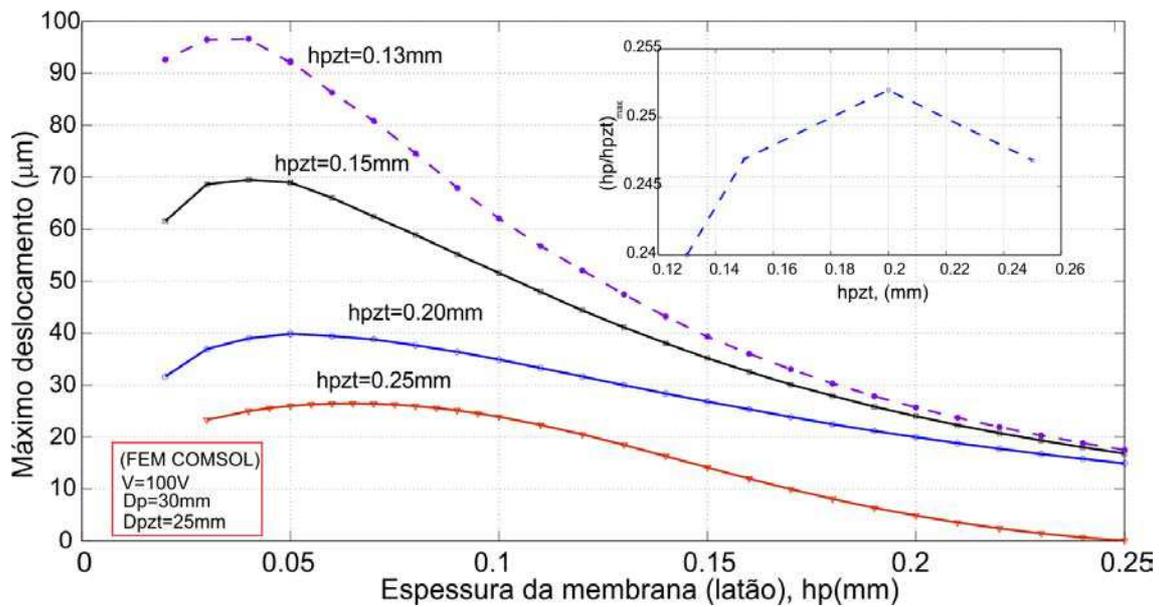


Figura 7.21: Variação da amplitude do PZT com a espessura da membrana (h_p). O inset representa a relação h_p/h_{pzt} que maximiza o deslocamento

Com base no gráfico da Figura 7.21, fica evidente que há uma relação entre as espessuras da membrana e da cerâmica piezoelétrica, na qual a amplitude da deformação é máxima. O valor máximo, $(h_p/h_{pzt})_{max}$, pode ser obtido através da derivada da curva de amplitude $(\partial h_p/\partial h_p) = 0$. Efetuando-se este cálculo, é obtido para relação (h_p/h_{pzt}) a variação de 0,24 até 0,252; o que leva a acreditar que $0,24 < (h_p/h_{pzt})_{max} < 0,252$, de modo a se adotar um valor como critério de projeto, ou seja, $(h_p/h_{pzt})_{max} = 0,25$. No trabalho publicado por Xiaoping et al [19] os autores demonstram, analiticamente, uma expressão para o deslocamento do buzzer e uma relação para as espessuras da membrana de latão e da cerâmica PZT, tal que, $(h_p/h_{pzt}) = 0,75$. Entretanto, conforme ilustrado na Figura 7.22, os resultados apontam, como o melhor critério de projeto, a relação desenvolvida neste trabalho, $(h_p/h_{pzt})_{max} = 0,25$.

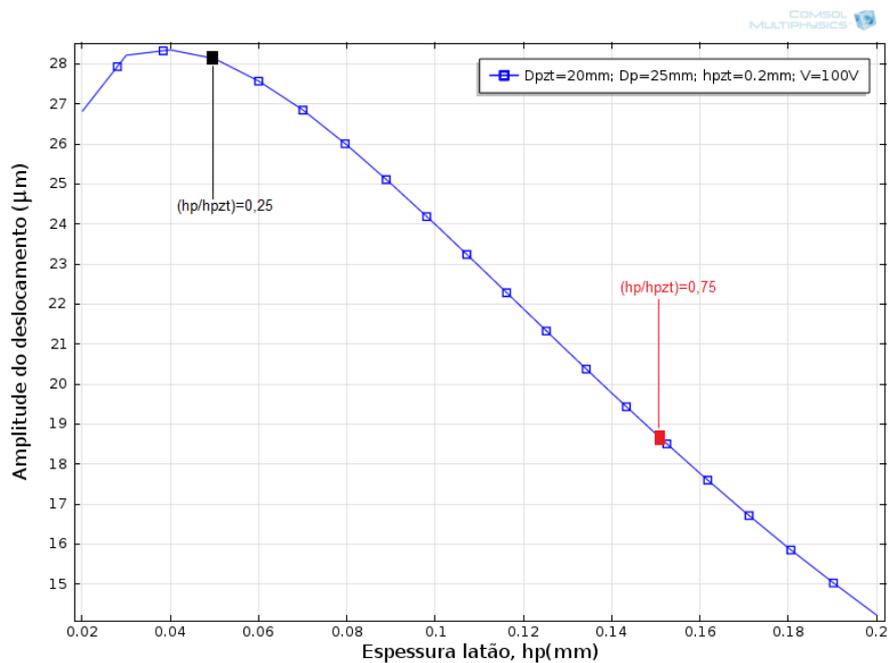


Figura 7.22: Comparação entre os resultados apontados por Barreto [18] e Xiaoping [19]

- - Análise do raio da cerâmica piezoelétrica

Na Figura 7.23 é apresentado o comportamento da amplitude máxima em função da variação do raio da cerâmica piezoelétrica, $R_{pzt} = D_{pzt}/2$, considerando o diâmetro da membrana $D_p = 15, 20, 27, 35, 50 \text{ mm}$. Efetuando o cálculo da mesma forma que no caso anterior, isto é, avaliando o máximo, obtém-se uma faixa de variação na qual há uma relação que maximiza o deslocamento do atuador piezoelétrico, ou seja, $0,83 < (D_{pzt}/D_p)_{max} < 0,88$. Assim, como critério de projeto, será adotada a relação $(D_{pzt}/D_p)_{max} = 0,85$. A faixa de variação de valores do intervalo $[0,83, 0,88]$ não causa grandes distorções no máximo deslocamento e, portanto, pode ser usado qualquer valor dentro do intervalo no qual o diâmetro da membrana de latão tenha uma faixa de variação de 15-50 mm.

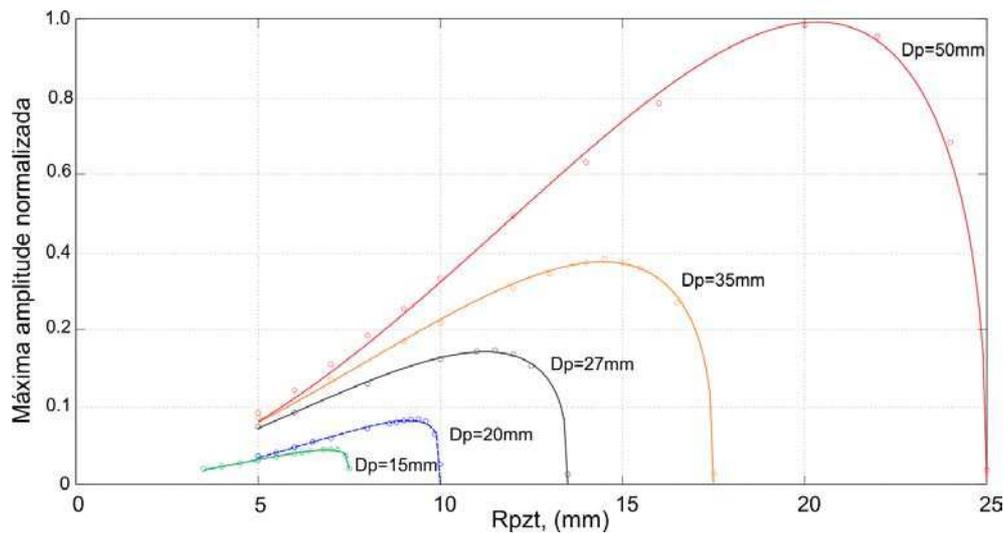


Figura 7.23: Curvas normalizadas da amplitude em função do raio do atuador, R_{pzt}

O buzzer piezoelétrico é um atuador de baixo custo, disponível comercialmente em vários diâmetros e espessuras, sendo uma alternativa atraente para as microbombas. No entanto, para uma escolha adequada é necessário proceder conforme apresentado acima, isto é:

1. fazer uma inspeção visual para avaliar a excentricidade de cerâmica e também, se há um excesso da camada de cola;
2. adotar a relação $(h_p/h_{pzt})_{max} = 0,25$;
3. adotar a relação $(D_{pzt}/D_p)_{max} = 0,85$.

Difusor plano

A análise de desempenho do difusor segue o exposta na seção 7.2.2, na qual será usada uma ferramenta computacional para calcular o rendimento em função dos parâmetros geométricos, 2θ , L , w_1 , AR, e da pressão de entrada. A geometria usada na simulação é do tipo 2D-axisimétrico (Figura 7.24), sendo parametrizada em função do ângulo de abertura permitindo uma variação automática de $2\theta = 5^\circ - 20^\circ$. A utilização deste tipo de geometria possibilita criar uma malha mais robusta ao mesmo tempo em que se reduz o custo computacional. Todas as simulações são realizadas utilizando água como fluido de trabalho, portanto, configura-se um problema de fluxo incompressível, cuja solução é implementada resolvendo-se numericamente a equação de Navier Stokes acoplada à equação

da continuidade, em regime permanente. Será realizado um conjunto de simulações considerando o sentido positivo e negativo do difusor (Figura 7.6) com a finalidade de calcular o seu desempenho. Como condição de contorno para a equação de Navier-Stokes, foi especificado na entrada um valor de pressão, P_{in} , e na saída o fluxo é normal a superfície com o valor de pressão posto livre, $P_{out}=0$ Pa, e em todas as outras fronteiras são postos a condição de não deslizamento na fronteira ($u=0$, *no-slip boundary*). Ao inverter o sentido do fluxo, inverte-se as condições de contorno para entrada e saída. Para realizar a variação paramétrica do ângulo de abertura do difusor de $2\theta = 5^\circ - 20^\circ$ num único sentido de fluxo, gastou-se, em média, 1,5 horas; como há necessidade de se calcular o fluxo em ambos os sentidos, implica que para cada curva das Figuras 7.25 e 7.26 seja gasto cerca de 3 horas, usando-se um microcomputador tipo PC Intel Core I5 em plataforma Win-7.

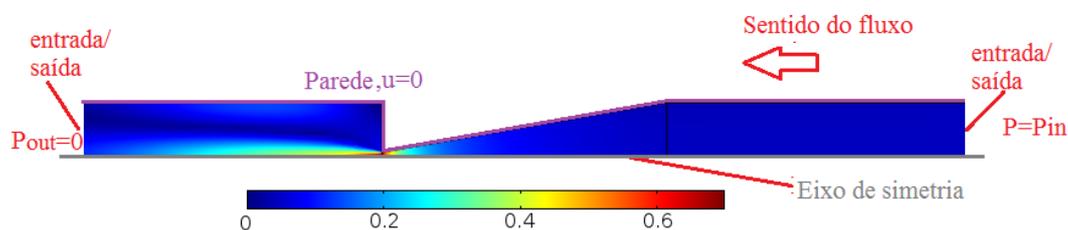
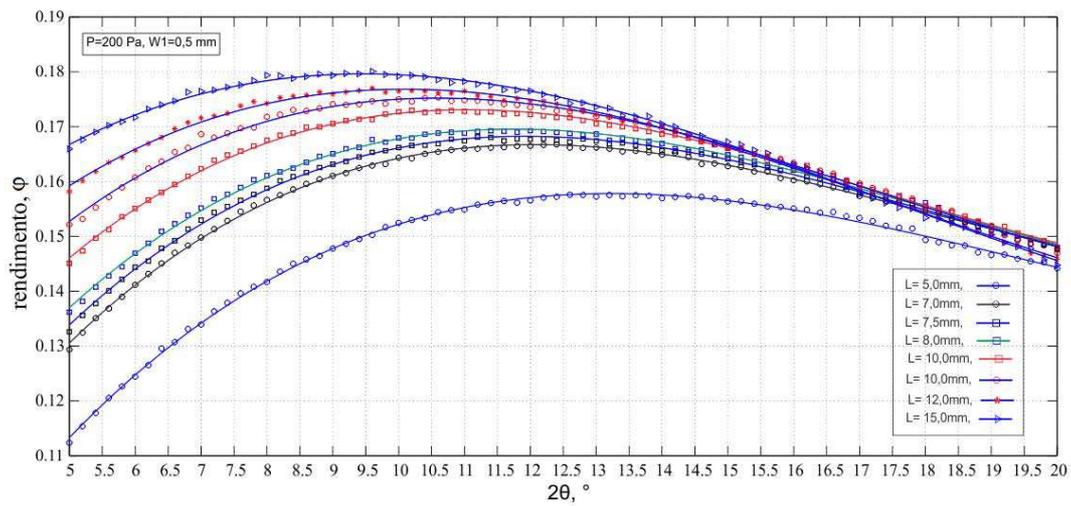
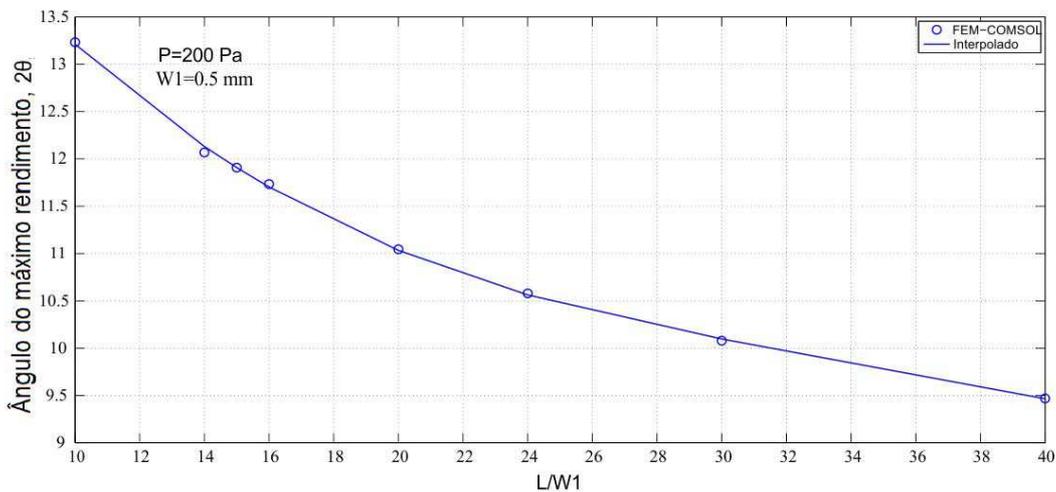


Figura 7.24: Comportamento da velocidade do fluido no difusor, considerando-se uma pressão de entrada de 200 Pa



(a)



(b)

Figura 7.25: (a)- Curvas de rendimento para os difusores; (b)- Comportamento do ângulo de abertura do difusor, considerando o máximo rendimento

Na Figura 7.25-(a) é apresentado o comportamento do difusor plano para uma pressão de 200 Pa. O rendimento é calculado usando-se a equação (7.12) em função do ângulo de abertura (2θ), e considerando a entrada do difusor fixada ($w_1 = 0,5$ mm) variando-se, ainda, o comprimento, L . Portanto, na Figura 7.25-(a) o rendimento do difusor é maximizado incrementado-se o comprimento e decrementando o ângulo (Figura 7.25-(b)). No entanto, um difusor muito longo ($L > 15$ mm) pode provocar instabilidade no fluxo de saída, além de comportar maior capacidade de volume do fluido.

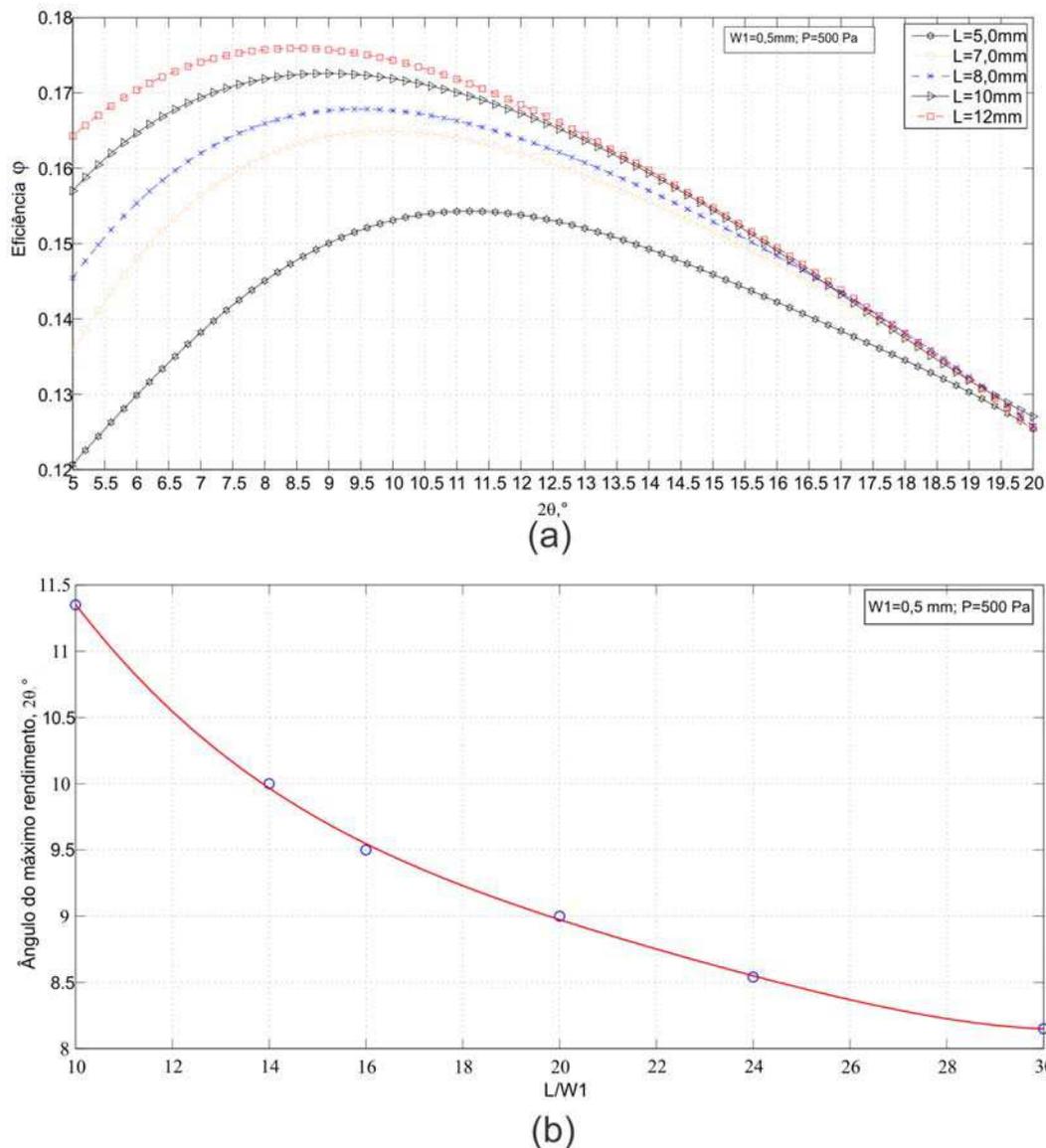


Figura 7.26: (a)- Curvas de rendimento para os difusores; (b)- Comportamento do ângulo de abertura do difusor, considerando o máximo rendimento

À medida em que a pressão é incrementada, o ângulo cuja eficiência é máxima, vai decrementando (Figura 7.26). Isso ocorre justamente para que o fluxo não descole da parede do difusor, fato que degrada sua eficiência. Portanto, para pressões mais elevadas acima de 5 kPa, o ângulo ideal para o difusor está na faixa de $5^\circ - 7^\circ$.

Para a seleção apropriada do difusor, deve-se tomar uma decisão baseada no volume deslocado pelo atuador (buzzer) e na máxima eficiência. O ideal para o projeto é que o volume deslocado seja maior que o volume ocupado pelo fluido, no interior do difusor.

Pois, sendo o volume deslocado pelo atuador piezoelétrico muito pequeno, da ordem de alguns microlitros, a redução do volume do difusor facilitará o preenchimento do seu volume interno com o líquido deslocado pelo atuador, evitando a formação de bolhas de ar e, conseqüentemente, contribuindo para uma eficiência melhor do conjunto atuador-difusor.

- - Câmara de bombeamento

Sabendo que o formato geométrico do buzzer é circular, então o volume total da câmara de bombeamento é dado pela expressão $V_0 = (\pi * D^2/4) * h$, isto é, volume de um cilindro cujo diâmetro é D e a altura é h . Supondo que o volume deslocado pelo atuador é v^* , então o volume morto é dado pela expressão $v_{morte} = V_0 - v^*$, isto é, o volume que permanecerá na câmara. O ideal seria reduzir ao mínimo possível o volume morto da câmara de tal modo a facilitar o trabalho do atuador para as fases de sucção e bombeamento. Uma maneira de fazer a redução do volume morto é reduzindo-se a altura da câmara porém, isso depende da técnica de manufatura empregada, tendo suas limitações. Neste projeto, a mínima altura, possível de implementar é de $400 \mu m$, devido às limitações da manufatura, aqui existente. Portanto, é necessário que o atuador desloque a maior quantidade de volume possível com a menor área de contato, isto é, que a relação entre o volume deslocado e a área de contato seja otimizada.

Foi adquirido um buzzer (MFT - 50T-1.7A1, APC International, Ltd.) com diâmetro da membrana de latão de $D_p = 50 \text{ mm}$ e espessura $h_p = 0,1 \text{ mm}$, ilustrado na Figura 7.27, com o objetivo de avaliar qual seria o diâmetro da membrana tal qual a relação entre o volume deslocado e área de contato, fosse otimizada. Determinando este diâmetro, o excedente da membrana seria retirada usando-se uma ferramenta de corte, Figura 7.27, sem comprometer a integridade estrutural da membrana e da cerâmica. Para determinar a melhor relação a ferramenta computacional será usada para calcular o volume formado pela concavidade do atuador, quando o mesmo é submetido a uma tensão elétrica (Figura 7.10-b). O resultado da simulação indica que a melhor relação entre o volume deslocado e a área de contato ocorre para um diâmetro da membrana de latão de 33 mm , conforme ilustrado na Figura 7.28.

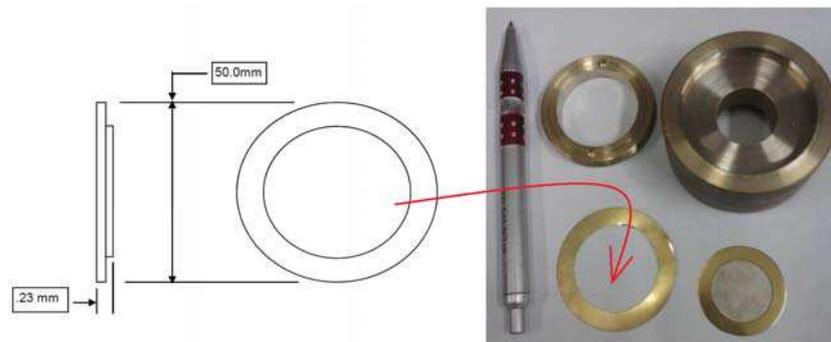


Figura 7.27: À esquerda, o dimensional do buzzer; à direita, a ferramenta de corte desenvolvida

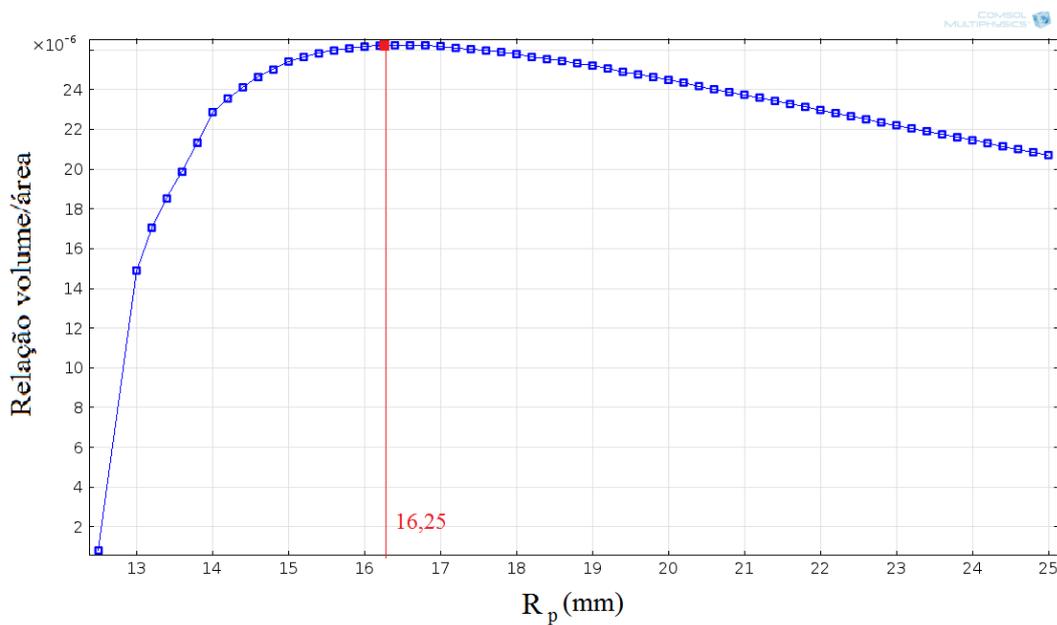


Figura 7.28: Relação entre o volume deslocado e área de contato

Usando as informações obtidas na Figura 7.28, calculou-se o volume deslocado pelo atuador, Figura 7.27, considerando-se o diâmetro de $D_p = 32 \text{ mm}$. Com o resultado apresentado na Figura 7.29, é calculada a relação de compressão, $\epsilon = (\text{volume deslocado}) / ((\pi * D_p^2 / 4) * h)$; sendo h a menor altura que se pode manufaturar nesse trabalho, a saber, $400 \mu\text{m}$; logo, $\epsilon = (30 \mu\text{l}) / (342,1194 \mu\text{l}) = 0,0933$ satisfazendo a condição de Richter [141]: $\epsilon > 0,075$. Todo este esforço mostra que o uso de atuadores piezoelétricos, de uma forma geral, para microbombas requer um estudo mais preciso, como este apresentado aqui. Apesar dos atuadores piezoelétricos apresentarem um baixo volume deslocado, seu uso para

miniaturização de dispositivos é notório; desta forma, o presente estudo tornará os projetos das microbombas mais robustos e eficientes.

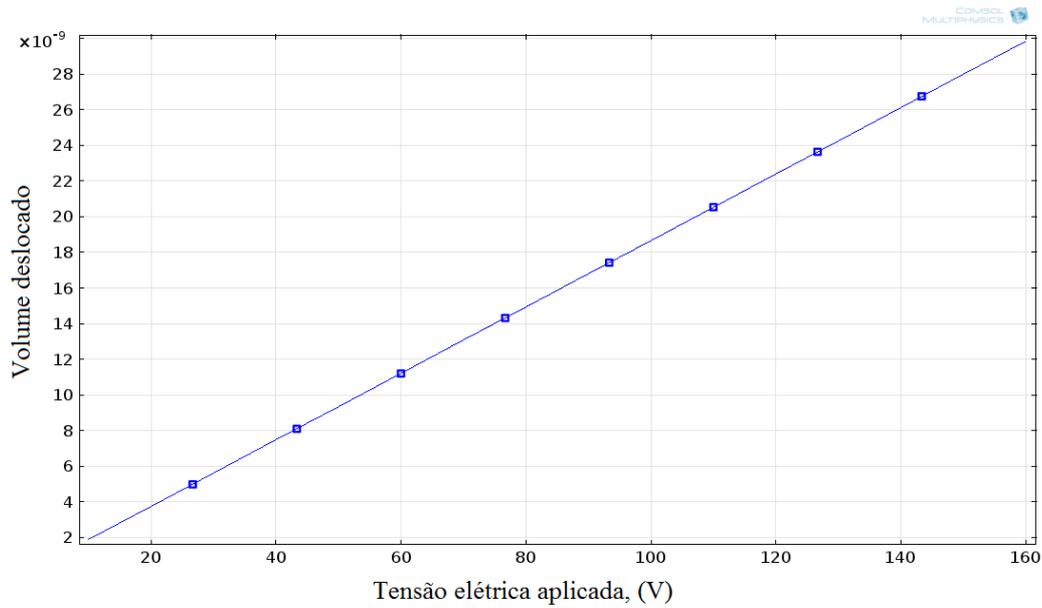


Figura 7.29: Volume deslocado pelo buzzer piezoelétrico: $D_p = 32 \text{ mm}$, $h_p = 0,1 \text{ mm}$

Conhecendo o volume deslocado pelo atuador, $30 \mu\text{l}$, adotou-se, neste trabalho, também como critério de seleção do difusor, o menor volume ocupado pelo mesmo considerando sempre o ângulo cuja eficiência é maximizada, Figuras 7.25-b e 7.26-b. Assim, o difusor selecionado apresenta dimensões geométricas de: $w_1 = 0,5 \text{ mm}$, $L = 5,0 \text{ mm}$ e $2\theta = 12,0^\circ$ (Figura 7.30).

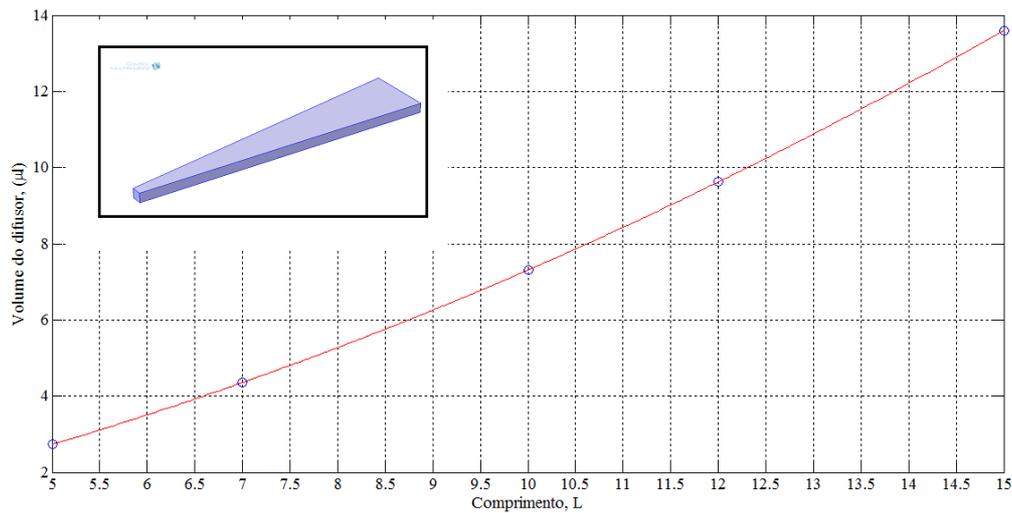


Figura 7.30: Volume ocupado pelo difusor, $w_1 = 0,5 \text{ mm}$, $h = 400 \text{ }\mu\text{m}$

Simulações II: simulação do modelo acoplado

Nessa fase do projeto já se conhecem as dimensões do atuador, difusor e da câmara de compressão. Assim, serão procedidos dois tipos de estudo: i) análise modal, ii) análise da taxa de fluxo. O objetivo da análise modal é posicionar o funcionamento da bomba em função da frequência de ressonância, isto é, qual a melhor faixa de frequência para operar a bomba em função do tipo de fluido, e de parâmetros geométricos. Por sua vez, o estudo da taxa de fluxo diz respeito ao volume transportado pela bomba.

- - Análise modal

Uma análise modal é usada para determinar a vibração característica (frequência natural e modos de vibração) de uma estrutura, ou partes dela, durante o desenvolvimento de um projeto. Assim, considerando que o vibrador piezoelétrico (buzzer) deverá vir a ser usado no projeto de uma microbomba, será importante conhecer suas frequências naturais e os correspondentes modos de vibração.

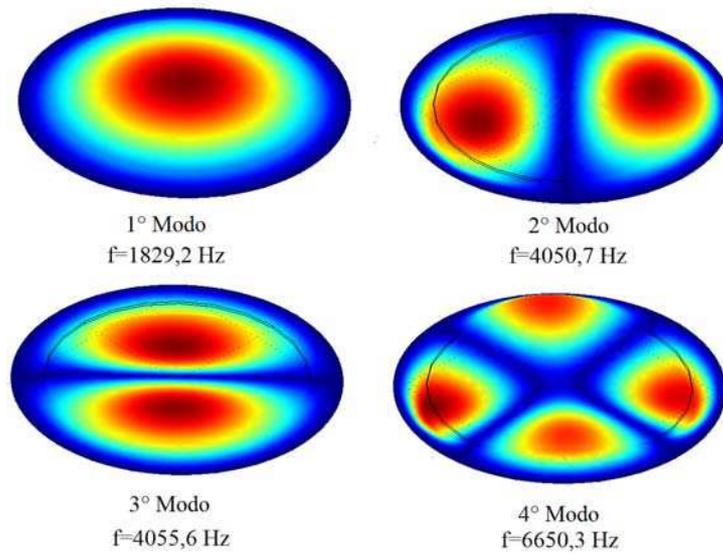


Figura 7.31: Modos de oscilação do vibrador piezoelétrico, no ar

Observando a Figura 7.31 é fácil verificar que o primeiro modo de vibração, também conhecido como modo dominante, é o mais indicado para o projeto da microbomba, pois apresenta uma configuração com simetria de rotação e máxima deflexão no centro do atuador. Os demais modos de vibração, além de produzir uma menor deflexão (Figuras 7.32 e 7.34), provocam tensões de cisalhamento na pastilha cerâmica piezoelétrica, o que poderá resultar em seu rompimento.

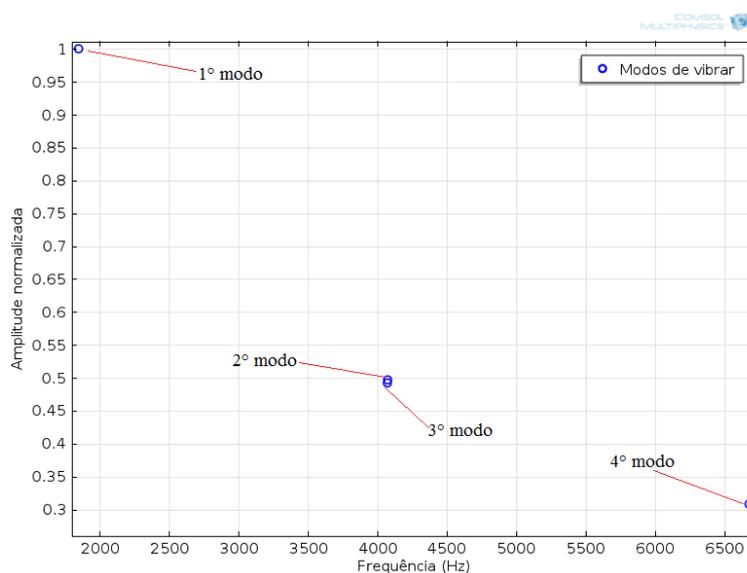


Figura 7.32: Amplitude normalizada dos modos de vibração do buzzer

Para avaliar o comportamento do vibrador piezoelétrico em função da frequência, o mesmo é submetido a uma varredura de frequência no sinal de excitação até que a corrente e a potência elétrica atinjam seus valores máximos, este valor de frequência é chamado de ressonância. Neste ponto da frequência, o valor da impedância elétrica, $Z = V/I$, atinge o menor valor; continuando, com o incremento da frequência no sinal de excitação, haverá um ponto no qual o valor da impedância atinge o máximo local, sendo denominado frequência de antiressonância (Figura 7.33).

Na Figura 7.33 pode-se ver o comportamento da impedância elétrica em função da frequência para o 1º modo de vibrar. O procedimento experimental para obter a frequência de ressonância foi realizado usando o impedômetro HP-4294; portanto, o valor obtido na simulação foi de 1829,2 Hz enquanto o experimental foi de 1815,6 Hz, fato este permite considerar a simulação como válida.

O próximo passo é avaliar o comportamento da frequência de ressonância para a bomba completa, ou seja, o conjunto com atuador, difusor e câmara de bombeamento, com fluido no seu interior, neste caso, água.

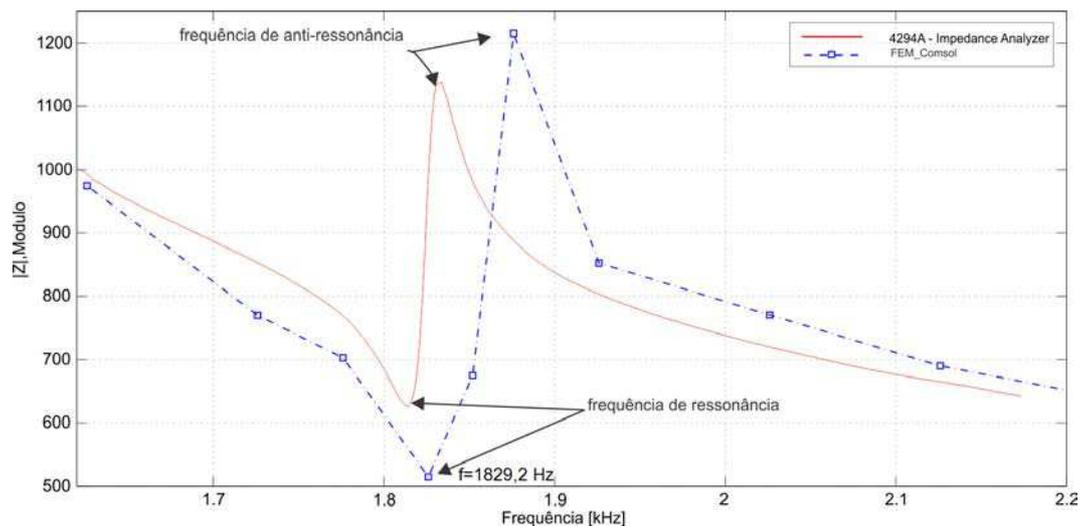


Figura 7.33: Curva de impedância elétrica do vibrador piezoelétrico, no ar: simulado e experimental

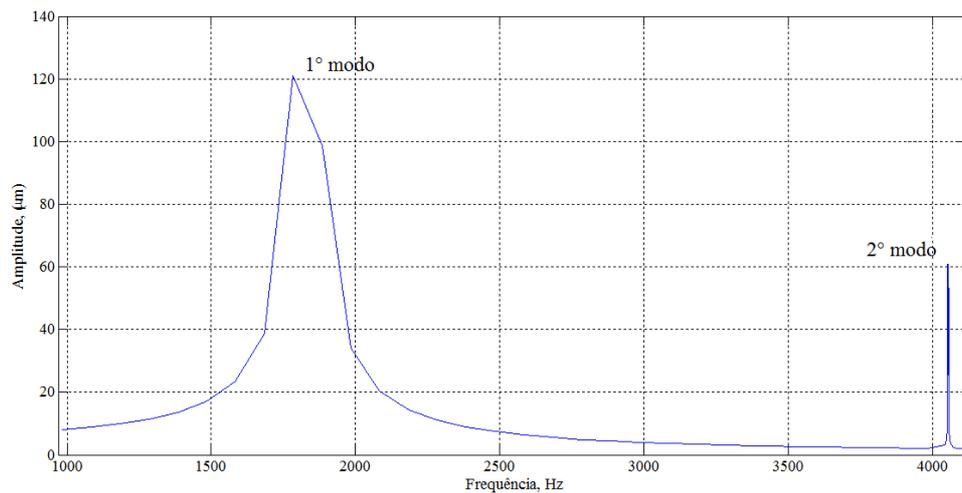


Figura 7.34: Simulação do comportamento da amplitude do vibrador piezoelétrico no ar para o 1º e o 2º modos de vibrar

Na Figura 7.34 é ilustrado o comportamento da amplitude em função da frequência ficando claro que o modo de operação para a bomba é na vizinhança da frequência do primeiro modo de vibrar.

Na Figura 7.35 é apresentado o resultado da simulação acústica considerando-se o acoplamento piezo-fluido-estrutura, no qual a frequência de ressonância para o primeiro modo de vibrar é aproximadamente 26,65 Hz. A variação da altura da câmara de bombeamento além de aumentar o volume interno, também provoca o incremento da frequência de ressonância (Figura 7.36-(a)). No entanto, segundo o outro gráfico, Figura 7.36-(b), a frequência de ressonância também sofre alteração em relação ao ângulo de projeto (2θ). O incremento da frequência de ressonância diminui o volume deslocado pelo atuador e, conseqüentemente, altera as condições do projeto. Portanto, a curva de vazão da bomba projetada deve operar na vizinhança da frequência de 26,65 Hz, na qual supostamente ocorre a máxima vazão. Portanto, erros na manufatura podem alterar o ponto operacional da bomba.

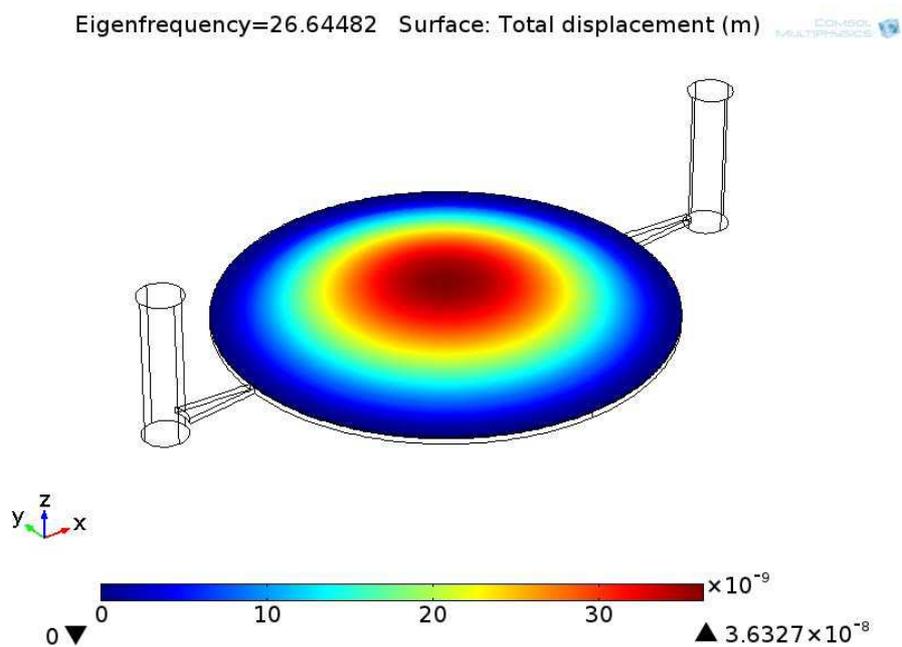


Figura 7.35: Simulação acústica da bomba piezoelétrica: frequência de ressonância do primeiro modo de vibrar

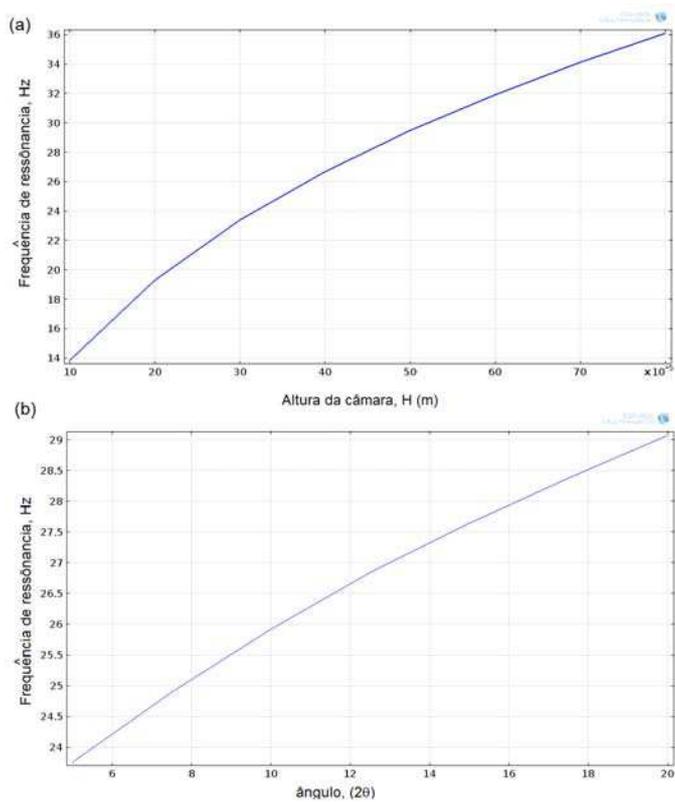


Figura 7.36: Variação da frequência de ressonância com a altura da câmara de bombeamento

- - Análise da curva de vazão para o modelo completo da bomba

A partir dos resultados obtidos nas etapas anteriores, pode-se realizar a análise dinâmica da vazão para a bomba piezoelétrica. Como na análise acústica, a análise fluidodinâmica é realizada com o modelo completo da bomba, isto é, atuador piezoelétrico, difusor, câmara e tubos. Entretanto, nesse caso é considerado a simetria no modelo para facilitar os cálculos computacionais (Figura 7.37).

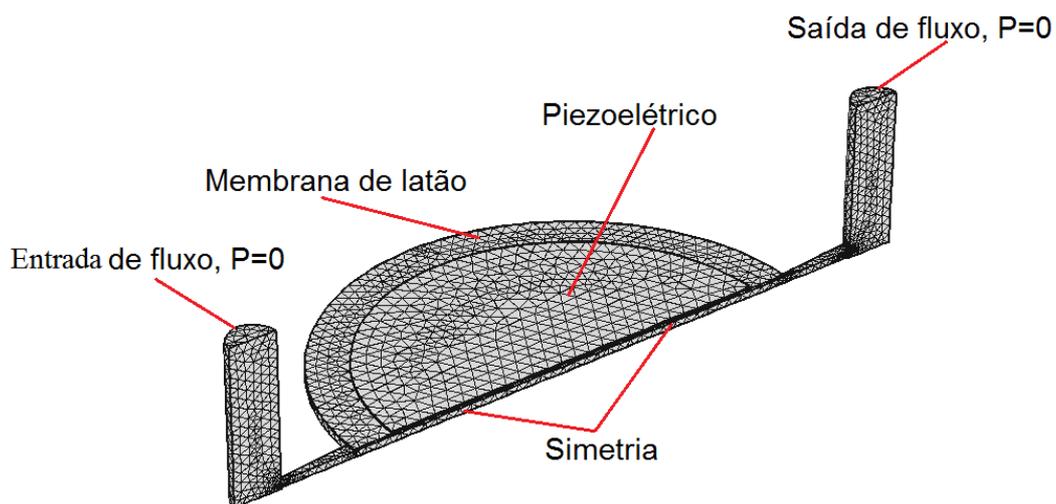


Figura 7.37: Malha do modelo completo da bomba piezoelétrica, usando simetria axial

As pressões relativas nulas são impostas na entrada e na saída da bomba piezoelétrica. Além disto, são impostos deslocamentos e velocidades nulas em todas as paredes da bomba. A condição de acoplamento entre o PZT e a membrana de latão, é $u_{pzt} = u_{solido}$, enquanto na interface sólido-líquido é $u_{solido} = u_{fluido}$; a malha usada tem 21438 elementos do tipos hexaédricos e tetraédricos. A cerâmica piezoelétrica, em sua face superior, a condição de contorno é do tipo tensão elétrica, sendo esta uma onda quadrada com *duty cycle* de aproximadamente 50% (Figura 7.12), sendo a tensão de alimentação de $150V_P$. A membrana de latão é considerada perfeitamente engastada nas suas extremidades, ou seja, não há deslocamento. O fluido considerado nas simulações é água, na temperatura de $25^\circ C$, ($\rho_{agua} = 998,2 \text{ kg/m}^3$, $\eta_{agua} = 1e^{-3} \text{ Pa.s}$) enquanto a membrana e a cerâmica têm suas propriedades listadas na Tabela 7.2. O resultado da simulação com o modelo acoplado é ilustrado na Figura 7.38, na qual são apresentados o deslocamento do atuador e a magnitude

da velocidade na fase de admissão da bomba. Para avaliar o comportamento da bomba em função da frequência, faz-se um conjunto de simulações variando-se a frequência de excitação do vibrador piezoelétrica. A vazão de fluxo é calculada usando-se a integral de área da velocidade de saída, isto é: $Q = \int_A \mathbf{u}dA$.

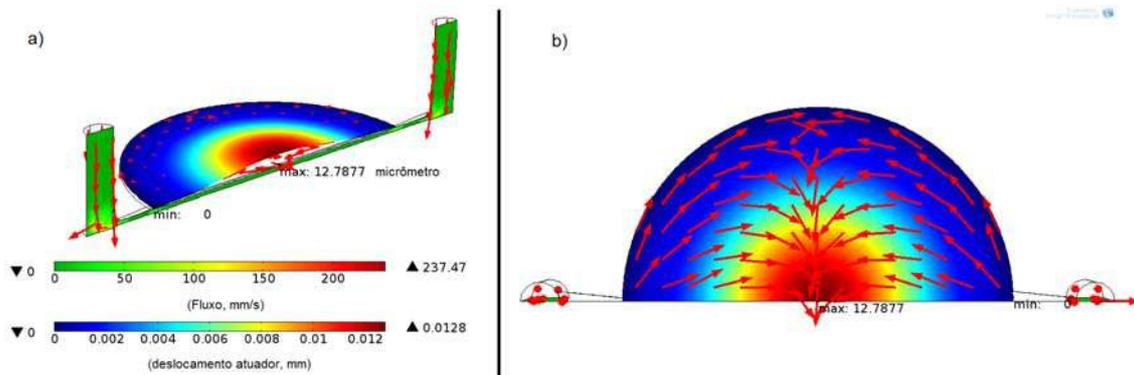


Figura 7.38: Resultado da simulação computacional: a) perfil de velocidade e deslocamento do atuador (vista superior); b) comportamento do vetor velocidade na fase de admissão da bomba (vista inferior)

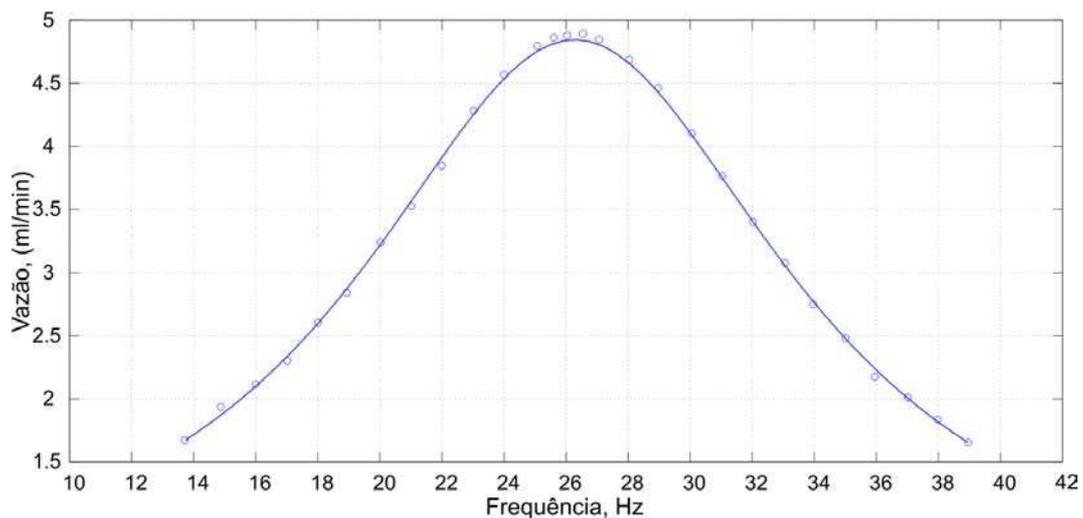


Figura 7.39: Curva de vazão obtida da simulação numérica para o modelo da bomba completa

A curva de vazão da Figura 7.39 apresenta um comportamento não-monotônico em torno da frequência de ressonância ($f_{res} \approx 26 \text{ Hz}$), ponto este na qual ocorre a máxima taxa de fluxo. Portanto, o projeto do circuito de acionamento do buzzer, além de fornecer um

valor de tensão alta deve, também, varrer uma frequência da ordem de 10 Hz até 45 Hz, aproximadamente. Por fim, caso a vazão esteja de acordo com as necessidades do projeto, deve-se passar para a etapa de manufatura de acordo com o diagrama da Figura 7.9.

Manufatura

O processo de manufatura é bastante simples, usando-se uma máquina de corte laser a base de CO_2 , cuja precisão do corte é de 0,025 mm. O material a ser cortado é o acrílico que irá formar a base superior e inferior da bomba; entre as chapas de acrílico é posto uma lâmina fina de acetato, sendo o sanduíche do conjunto o corpo da bomba (Figura 7.40).

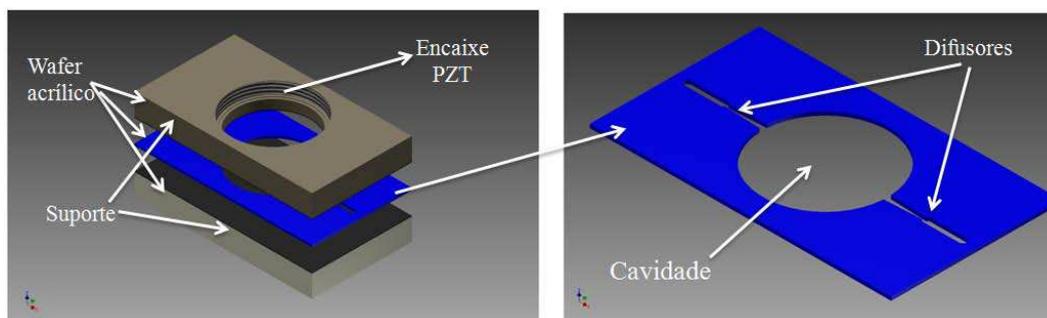


Figura 7.40: Arcabouço de montagem da bomba: duas chapas de acrílico e uma lâmina, no centro, de acetato

Na Figura 7.41 é ilustrado o protótipo final da minibomba piezoelétrica com dimensões totais de 5 cm de comprimento, 3 cm de largura por 2 cm de altura, apresentando um peso de 180 g.

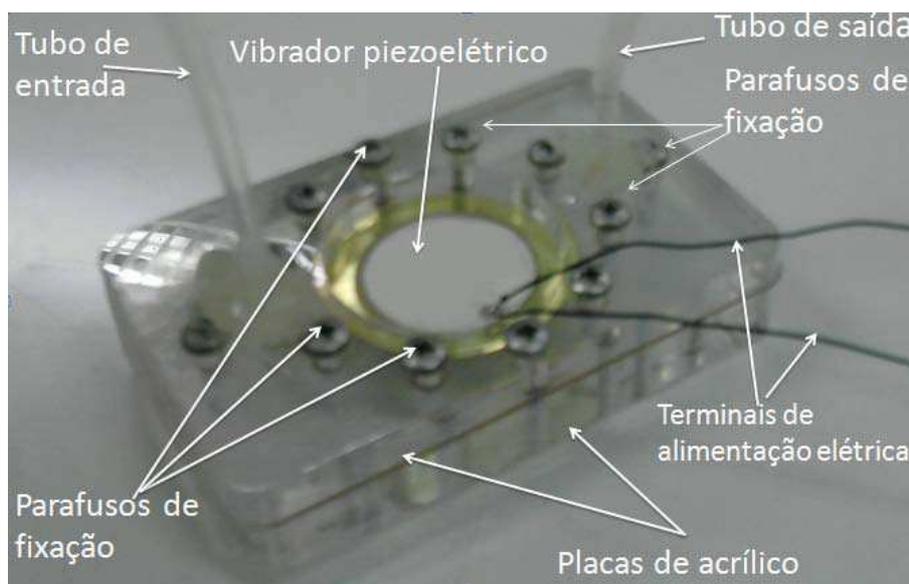


Figura 7.41: Fotografia do protótipo da minibomba piezoelétrica

Para validar os resultados computacionais, são realizados ensaios experimentais, variando-se a frequência e medindo-se a vazão produzida. O procedimento usado para medir a vazão é o mesmo usado para a bomba peristáltica linear, descrito na seção 4.4.4 do capítulo 4. Para excursão dos ensaios de vazão, a tensão de alimentação é posta em 150 V de pico e varia-se a frequência, usando-se o circuito da Figura 7.11. Os resultados experimentais são apresentados na Figura 7.42, para o qual o valor máximo da vazão medida foi de 4,532 ml/min na frequência de 25,2 Hz e com pressão de saída de 256,62 Pa.

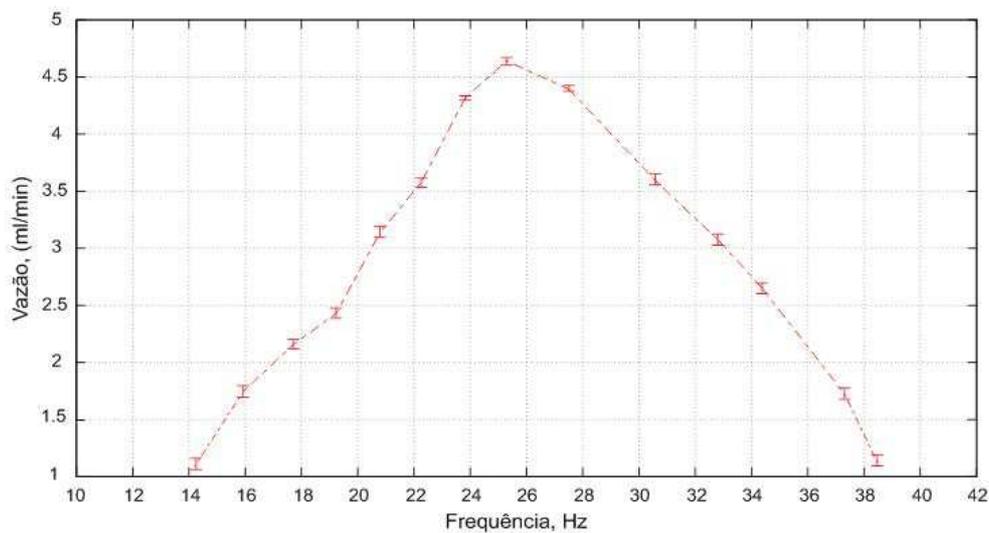


Figura 7.42: Curva dinâmica de operação da minibomba em função da frequência, para uma tensão de alimentação do atuador de 150 Vp

Para uma melhor comparação, entre simulação e ensaio experimental, os gráficos da vazão de ambos os resultados são plotados juntos na Figura 7.43. Nota-se primeiramente, que a curva simulada apresenta maior vazão, como também, a frequência de ressonância encontra-se mais à frente. Entretanto, em relação a dinâmica da bomba, a simulação conseguiu prever o comportamento não-monotônico da vazão, mostrando que o ponto de operação para esse tipo de bomba está na vizinhança da frequência de ressonância (26 Hz) e, conseqüentemente, considera-se a simulação coerente e a metodologia de projeto como viável. Por fim, em relação a discrepância mais acentuada ($> 10\%$), esta é atribuída a manufatura.

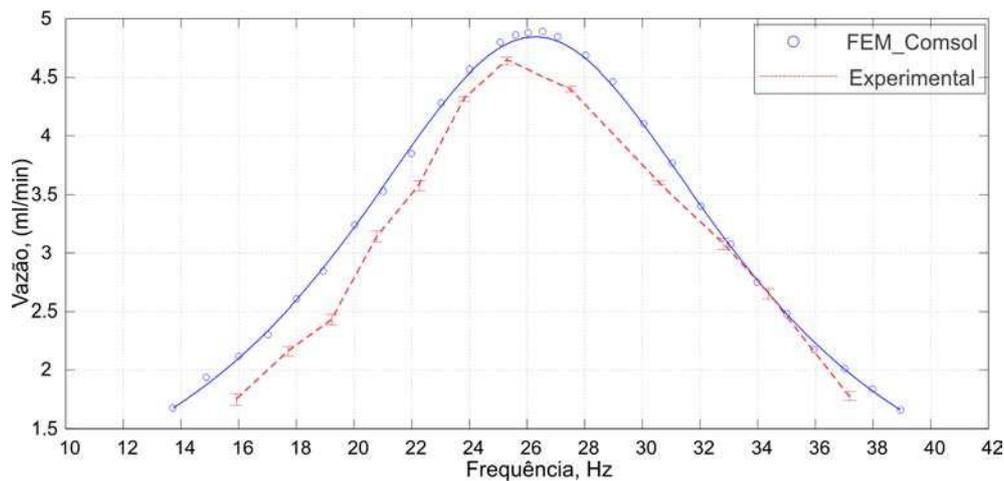


Figura 7.43: Curva dinâmica de operação da minibomba em função da frequência, para uma tensão de alimentação do atuador de 150 Vp

A bomba não apresentou sucção, em parte é devido ao atuador que não atendeu a um critério de projeto previamente estabelecido, $h_p/h_{pzt} = 0,25$, isso sem dúvida limitou o volume deslocado. A relação de espessura para o atuador usado neste trabalho foi $h_p/h_{pzt} \approx 0,76$, portanto, o melhor resultado seria escolher o atuador comercial dentro dos critérios estabelecidos ou mais próximo quanto possível. Por outro lado, além de diminuir a altura da câmara de compressão, poder-se-ia escolher atuadores com diâmetros menores, limitando o volume morto.

7.4 Considerações finais

A bomba piezoelétrica projetada não apresentou sucção, este fato é devido ao máximo deslocamento alcançado pelo buzzer, em regime dinâmico, ser de aproximadamente $12,78\mu m$. Portanto, o buzzer piezoelétrico apresenta um baixo deslocamento, tornando o desenvolvimento da bomba altamente dependente da otimização das suas partes: difusor, atuador e câmara de bombeamento, como também, de uma manufatura mais refinada, capaz de manufaturar a altura da câmara com máximo $100\mu m$ de altura, isto é, da mesma ordem de grandeza da amplitude do atuador, quando o mesmo está no ar. Outro fato relevante, foi o surgimento de bolhas de ar durante o processo de transporte de fluxo, intensificando-se ao incrementar a frequência do atuador. Assim, para seguir nesta direção é necessário investigar

novas topologias geométricas para os difusores, além de buscar atuadores com características semelhantes ao piezoelétrico, como, por exemplo, o PVDF (Fluoreto de polivinilideno), apresentando uma maior flexibilidade.

Capítulo 8

Conclusões e perspectivas

A proposta de uma metodologia de projeto, assistida por uma ferramenta computacional capaz de efetuar uma análise de acoplamento multifísicas, mostrou ser eficiente e viável para o desenvolvimento de bombas ou minibombas. A utilização dessa ferramenta possibilitou, além de avaliar o mecanismo de transporte, buscar soluções otimizadas e confiáveis, compatíveis com as possibilidades de manufatura e, assim, tornando-a factível. Outra consequência relevante é a redução do custo financeiro do projeto, visto que haverá uma diminuição do número de protótipos a serem construídos e ensaiados. Este trabalho abordou três diferentes métodos de propulsão de fluxo, em que cada deles apresentou um comportamento diferenciado em relação à taxa de fluxo e ao próprio movimento do fluido, com características e aplicações também diferenciadas.

Com relação à bomba peristáltica linear, ao se analisar as características do tubo, tendo em conta as suas propriedades mecânicas (módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson), foi possível determinar a força necessária para esmagá-lo e, dessa forma, definir o tipo de atuador. Neste trabalho foram usados dois tipos de atuadores: solenoide (magnético) e o fio de SMA (termomecânicos). Do ponto de vista mecânico, ainda é importante ressaltar a forma como o atuador comprime o tubo, de tal sorte que a sua deformação permaneça nos limites da faixa elástica do material, sob pena de degradar suas propriedades elásticas. Do ponto de vista fluídico, como o sistema não é dotado de válvulas, a sequência de acionamento determinou a qualidade e a eficiência do bombeamento sendo, portanto, de fundamental importância. Neste trabalho avaliou-se, também, a possibilidade do sistema funcionar com

dois atuadores. Ou seja, caso ocorra um defeito em um dos atuadores, o sistema poderia funcionar, parcialmente, assim evitando um colapso. Contudo, isto só é possível caso a câmara de bombeamento esteja com líquido e usando a sequência de operação apropriada. Logo, com dois atuadores a bomba peristáltica linear não apresenta autoescorvação. Por fim, na sequência de acionamento os três atuadores trabalham em conjunto para gerar a diferença de pressão ao mesmo tempo em que funciona com válvula de retenção de fluxo. A simulação forneceu diretrizes para a confecção do protótipo experimental possibilitando avaliar condições de regime de fluxo, tipo de fluxo e vazão, dentro da metodologia proposta. A bomba peristáltica linear projetada é bidirecional. Isso se consegue, bastando permutar o acionamento dos atuadores localizados nas suas extremidades. Todas as bombas peristálticas lineares projetadas, apresentaram sucção, não se verificando formação de bolhas de ar durante o transporte do fluido. Com relação à durabilidade, o tubo de látex apresentou um desgaste prematuro, sendo, portanto, desaconselhado para o projeto.

A minibomba peristáltica de SMA e a bomba peristáltica com solenoides, projetadas com a mesma metodologia, no entanto, o atuador de SMA apresentou uma faixa de operação em frequência muito menor, quando comparada ao atuador magnético. Entretanto, pode-se diminuir o tempo de resposta do SMA, tornando-o mais rápido, desenvolvendo-se um mecanismo de refrigeração adequado para os atuadores e, assim, possibilitando uma maior faixa de operação. Por outro lado o atuador de SMA, por ser compacto e silencioso, é um bom candidato para dar continuidade ao processo de miniaturização da bomba, porquanto ele já proporciona uma faixa de vazão de 30-79 $\mu\text{l}/\text{min}$.

A minibomba a vácuo mostrou-se ser uma alternativa atraente para diversas aplicações, por apresentar um regime de fluxo estável, ampla faixa de operação, baixa oscilação de pressão, baixo custo dos componentes e vazão monotonicamente crescente, em função da pressão de entrada. Para um funcionamento adequado é necessário que a pressão de entrada seja muito maior do que a pressão da coluna de líquido, possibilitando uma vazão constante. Como o sistema é baseado na perda de carga, é necessário que a pressão da coluna de líquido não interfira na vazão. Assim, o menor valor de vazão está condicionado ao menor valor da pressão de entrada sem que haja variação do nível da vazão. A configuração ensaiada, usando um minicompressor de ar, apresentou uma faixa de vazão da ordem 200 $\mu\text{l}/\text{min} - 2 \text{ ml}/\text{min}$. Por fim, é possível obter uma configuração bidirecional da bomba de vácuo, o que a torna

bastante competitiva.

Em relação à minibomba piezoelétrica, a metodologia de projeto mostrou-se fundamental. Ela permitiu selecionar o atuador, de forma adequada, em relação aos aspectos geométricos da membrana e da cerâmica, bem como determinar, de forma sistemática, o maior volume deslocado com a menor área de contato. Isso possibilita definir, entre outras coisas, a maior altura viável da câmara de compressão, que representa um dado muito importante para o processo de manufatura. Da mesma forma, o projeto do difusor proporciona uma maior eficiência, em função dos parâmetros geométricos e da pressão submetida. Ainda em relação ao estudo do projeto, foi possível verificar que a frequência de operação da bomba fica nas vizinhanças da frequência de ressonância, sendo esta última sensível às variações geométricas. A minibomba piezoelétrica apresenta, ainda, uma curva de vazão em função da frequência, não monotônica, cujo valor máximo é de 4,52 ml/min. Outra característica apresentada foi a formação de bolhas de ar.

De um modo geral, com base nos resultados de validação, obtidos a partir dos protótipos projetados e construídos, bem como das demais estruturas analisadas, constatou-se, de forma inequívoca, a importância de uma metodologia de projeto para o desenvolvimento de sistemas de propulsão de fluidos. Para tanto, fez-se uso de uma abordagem multifísica, suportada por um código de elementos finitos, o qual possibilitou o desenvolvimento de estudos paramétricos, para minimização de grandezas associadas às perdas de carga do sistema analisado.

8.1 Trabalhos futuros

Os trabalhos futuros, citados abaixo, sugerem uma linha de pesquisa no sentido de melhorar o desempenho das bombas, mantendo o foco na pesquisa e desenvolvimento de MEMS (sistemas microeletromecânicos) para transporte de fluidos.

8.1.1 Bomba peristáltica linear com solenoides

- projetar atuadores magnéticos de forma a maximizar a relação volume/força;
- avaliar a durabilidade e robustez desse tipo de bomba;

- estudar uma forma de reduzir as oscilações de fluxo;
- desenvolver um programa computacional para projeto da bomba peristáltica linear, com base nas dimensões e na vazão requerida;
- caracterizar, mecanicamente, um conjunto de tubos com diâmetros e materiais diferentes;
- desenvolver um bomba peristáltica linear com mais de um canal de fluxo.

8.1.2 Bomba peristáltica linear com SMA

- desenvolver um mecanismo para refrigeração forçada dos atuadores;
- testar novas seqüências de acionamento;
- avaliar outras configurações de montagem;
- avaliar qual a menor dimensão geométrica da bomba mantendo-se o mesmo tubo, de modo a succionar;
- avaliar a substituição de um único fio de SMA por um feixe, com diâmetro inferior;
- desenvolver um modelo numérico para o atuador de SMA, usando elementos finitos;
- avaliar a durabilidade e robustez desse tipo de bomba.

8.1.3 Bomba de ar

- testar o sistema com novos propulsores de ar;
- estudar uma forma de estabilizar o fluxo e diminuir, ainda mais, as oscilações;
- usar válvulas automatizadas para controlar o fluxo de ar e, conseqüentemente, a vazão;
- desenvolver um *autosampler* usando a configuração da bomba de ar.

8.1.4 Bomba piezoelétrica

- avaliar a configuração da bomba com dois atuadores em paralelo;
- avaliar a configuração peristáltica com três atuadores;
- avaliar a amplitude de oscilações e uma forma de amortecimento;
- estudar a formação de bolhas de ar em função dos parâmetros geométricos;
- desenvolver um atuador magnético, plano, para substituir o piezoelétrico;
- estudar novos tipos de difusores, usando modificações na geometria e fazendo associações em série;
- desenvolver um sistema de medição de vazão, acoplado à bomba;
- desenvolver uma microbomba piezoelétrica para aplicações médicas;
- estudar um mecanismo para diminuir as bolhas de ar geradas.

Referências Bibliográficas

- 1 TSAI, N.-C.; SUE, C.-Y. Review of MEMS-based drug delivery and dosing systems. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 134, n. 2, p. 555 – 564, 2007.
- 2 AMIROUCHE, F.; ZHOU, Y.; JOHNSON, T. Current micropump technologies and their biomedical applications. *Microsystem Technologies*, Springer Berlin/Heidelberg, v. 15, p. 647–666, 2009.
- 3 RUNSTADLER, P. W.; DOLAN, F. X.; DEAN, R. C. *Diffuser Data Book*. Hanover, NH: Creare Inc. Tech, 1975.
- 4 COHEN, A. C. Extra-oral digestion in predaceous terrestrial arthropoda. *Annual Review of Entomology*, v. 40, n. 1, p. 85–103, 1995.
- 5 SMITS, J. G. Piezoelectric micropump with three valves working peristaltically. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 21, n. 1-3, p. 203 – 206, 1990.
- 6 LINTEL, H. V.; POL, F. V. de; BOUWSTRA, S. A piezoelectric micropump based on micromachining of silicon. *Sensors and Actuators*, v. 15, p. 153–167, 1998.
- 7 WOIAS, P. Micropumps-summarizing the first two decades. *Microfluidics and BioMEMS, Proc. of SPIE*, v. 4560, p. 39–52, 2001.
- 8 YAMAHATA, C.; LACHARME, F.; BURRI, Y.; GIJS, M. A. A ball valve micropump in glass fabricated by powder blasting. *Sensors and Actuators B: Chemical*, v. 110, n. 1, p. 1 – 7, 2005.

- 9 UNGER, M. A.; CHOU, H.-P.; THORSEN, T.; SCHERER, A.; QUAKE, S. R. Monolithic microfabricated valves and pumps by multilayer soft lithography. *Science*, v. 288, n. 5463, p. 113–116, 2000.
- 10 STEMME, E.; STEMME, G. A valveless diffuser/nozzle-based fluid pump. *Sensors and Actuators*, Volume 39, p. 159–163, 1993.
- 11 BERG, J. M.; DALLAS, T. *Encyclopedia of Microfluidics and Nanofluidics*. Nashville, TN, USA: Springer Science, 2008.
- 12 SHEN, M.; DOVAT, L.; GIJS, M. Magnetic active-valve micropump actuated by a rotating magnetic assembly. *Sensors and Actuators B: Chemical*, v. 154, p. 52–58, 2009.
- 13 OGAWA, J.; KANNO, I.; KOTERA, H.; WASA, K.; SUZUKI, T. Development of liquid pumping devices using vibrating microchannel walls. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 152, n. 2, p. 211 – 218, 2009.
- 14 NESPOLI, A.; BESSEGHINI, S.; PITTACCIO, S.; VILLA, E.; VISCUSO, S. The high potential of shape memory alloys in developing miniature mechanical devices: A review on shape memory alloy mini-actuators. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 158, n. 1, p. 149 – 160, 2010.
- 15 MAVROIDIS, C. Development of advanced actuators using shape memory alloys and electrorheological fluids. *Res Nondestr Eval*, v. 14, p. 1–32, 2002.
- 16 GRUDPAN, K.; TAYLOR, C.; SITTER, H.; KELLER, C. Flow injection analysis using an aquarium air pump. *Fresenius Journal Analytical Chemistry*, v. 346, p. 151 – 161, 1993.
- 17 WHITE, F. M. *Fluid Mechanics*. Boston, USA: McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, 2010.
- 18 BARRETO NETO, A.; LIMA, A. M. N.; TEJO, F.; PRECK, C.; MOREIRA, C. Piezoelectric buzzer optimization for micropumps. *Proceedings of the Comsol Conference 2012*, Boston, USA, p. 687–698, 2012.

- 19 LI WAN Y. SHIH, I. A. A. W.-H. S. X. Electromechanical behavior of PZT-brass unimorphs. v. 82, n. 7, p. 1733–1740, 1999.
- 20 LASER, D. J.; SANTIAGO. A review of micropump. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, v. 14, n. 6, p. 35–64, 2004.
- 21 TUCKERMAN, D. B.; PEASE, I. E. D. R. F. W. *High-performance heat sinking for VLSI*. 1981.
- 22 A.NISAR; AFZULPURKAR, N.; BANCHONG; TUANTRANONT, A. MEMS-based micropumps in drug delivery and biomedical applications. *Sensors and Actuators B*, Volume 130, p. 917–942, 2008.
- 23 WONG, C. C.; FLEMMING, J. H.; ADKINS, D. R.; PLOWMAN, M. A. Evaluation of mini/micro-pumps for micro-chem-lab. *ASME Conference Proceedings*, ASME, v. 2002, n. 36576, p. 477–485, 2002.
- 24 MANZ, A.; GRABER, N.; WIDMER, H. Miniaturized total chemical analysis systems: A novel concept for chemical sensing. *Sensors and Actuators B: Chemical*, v. 1, n. 1-6, p. 244 – 248, 1990.
- 25 FROST; SULIVAN. *Lab-on-a-chip: The revolution in portable instrumentation*. New York, United States: Marcel Dekker, 3rd edition, 2001.
- 26 MALHOTRA, B. D.; TURNER, A. *Advances in Biosensors: Perspectives in Biosensors*. Boston, USA: JAI Press, 2003.
- 27 NAKAMURA, H.; KARUBE, I. Current research activity in biosensors. *Analytical and Bioanalytical Chemistry*, v. 377, p. 446–468, 2003.
- 28 ALBERTO, C. *Desenvolvimento de um Sistema Eletrônico de Aquisição e Processamento para Biosensores*. Dissertação (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, Paraíba-Brasil, 2006.
- 29 MOREIRA, C. *Projeto e realização de um biochip óptico para aplicações biológicas baseado no princípio de ressonância de plásmons de superfície*. Dissertação (Tese

de Doutorado) — Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, Paraíba-Brasil, 2010.

30 DALLEY, S.; OLESON, J. P. Sennacherib, archimedes, and the water screw: The context of invention in the ancient world. *Technology and Culture*, v. 44, n. 1, p. 1–26, 2003.

31 LIMA, C. R.; VATANABE, S. L.; CHOI, A.; NAKASONE, P. H.; PIRES, R. F.; SILVA, E. C. N. A biomimetic piezoelectric pump: Computational and experimental characterization. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 152, n. 1, p. 110 – 118, 2009.

32 SOARES, F. A. *Metodologia de projeto de bomba dinamica por lâmina ondulante*. Tese (Doutorado) — Escola Politecnica da Universidade de São Paulo, 2008.

33 TABAK, A. F.; YESILYURT, S. Simulation-based analysis of flow due to traveling-plane-wave deformations on elastic thin-film actuators in micropumps. *Microfluidics and Nanofluidics*, v. 4, p. 489–500, 2008.

34 CHAKRABARTY, K.; ZENG, J. Design automation for microfluidics-based biochips. *J. Emerg. Technol. Comput. Syst.*, ACM, New York, NY, USA, v. 1, n. 3, p. 186–223, 2005.

35 WEIGL, B. H.; YAGER, P. MICROFLUIDICS:Microfluidic Diffusion-Based Separation and Detection. *Science*, v. 283, n. 5400, p. 346–347, 1999.

36 GARSTECKI, P.; FISCHBACH, M. A.; WHITESIDES, G. M. Design for mixing using bubbles in branched microfluidic channels. *Applied Physics Letters*, v. 86, n. 24, p. 244108, 2005.

37 NGUYEN, N.-T.; WU, Z. Micromixers - a review. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, v. 15, n. 2, p. R1–R16, 2005.

38 KOPP, M. U.; MELLO, A. J.; MANZ, A. Chemical Amplification: Continuous-Flow PCR on a Chip. *Science*, v. 280, n. 5366, p. 1046–1048, 1998.

39 WILDING, P.; SHOFFNER, M.; KRICKA, L. PCR in a silicon microstructure. *Clinical Chemistry*, v. 40, n. 9, p. 1815–1818, 1994.

- 40 HONG, J.; QUAKE, S. R. Integrated nanoliter systems. *Nature Biotechnology*, v. 21, n. 10, p. 1179–1183, October 2003.
- 41 EIJKEL, J. C. T.; PRACK, A.; COWEN, S.; CRASTON, D.; MANZ, A. Micromachined heated chemical reactor for pre-column derivatisation. *Chromatography A*, v. 815, n. 2, p. 265–271, 1998.
- 42 KILBY, J. S. The integrated circuit's early history. *Proceedings of the IEEE*, n. 88, p. 109–111, 2000.
- 43 CHU, K. H. Effects of shear rate and small periodic corrugation on the slip velocity in microscopic domain. *Microfluidics and Nanofluidics*, v. 5, n. 2, p. 273–279, 2008. Springer Berlin-Heidelberg.
- 44 STEEN, J. B.; IVERSEN, O. A high precision micropump. *Journal of Physics E: Scientific Instruments*, v. 2, n. 5, p. 419, 1969.
- 45 SPENCER, W. J.; CORBETT, W. T.; DOMINGUEZ, L. R.; SHAFER, B. D. An electronically controlled piezoelectric insulin pump and valves. *IEEE Transactions on Sonics and Ultrasonics*, v. 25, n. 6, p. 153–156, 1978.
- 46 MOCVERO, G. New trends in analgesic therapy: subarachnoid, peridural, and perineural perfusion of morphine using a micropump. *Minerva Medica*, 1981.
- 47 UHLIG, E. L.; GRAYDON, W. F.; ZINGG, W. The electro-osmotic actuation of implantable insulin micropumps. *Journal of Biomedical Materials Research*, v. 3, n. 6, p. 931–943, 1983.
- 48
- 49 H. J. R. Maget e P. K. krejci. *Fluid Delivery Micropump*. IVAC Corporation, US 4902278, 18 fev. 1987.
- 50 SMITS, J. G. Piezoelectric micropump with microvalves. *Proceedings. Eighth University/Government/Industry Microelectronics Symposium*, p. 657–661, 1988.

- 51 MAILLEFER, D.; GAMPER, S.; FREHNER, B.; BALMER, P.; LINTEL, H. van; RENAUD, P. A high-performance silicon micropump for disposable drug delivery systems. In: *Proceedings of the MEMS*. Interlaken, Switzerland: ACTA Press, 2001. p. 414–417.
- 52 ANTHONY, K. A.; LAI, H.; UTELA, B. R.; FOLCH, A. Microvalves and micropumps for biomems. *Micromachines*, v. 2, n. 2, p. 179–220, 2011.
- 53 ASHRAF, S. T. M. W.; AFZULPURKAR, N. Micro electromechanical systems (MEMS) based microfluidic devices for biomedical applications. *International Journal of Molecular Sciences*, v. 12, p. 3648–3704, 2011.
- 54 NABAVI, M. Steady and unsteady flow analysis in microdiffusers and micropumps: a critical review. *Microfluidics and Nanofluidics*, Springer Berlin / Heidelberg, v. 7, p. 599–619, 2009.
- 55 CHEN, Y.; PEPIN, A. Nanofabrication: conventional and nonconventional methods. *Electrophoresis*, v. 22, p. 187–207, 2001.
- 56 TABELING, P. *Introduction to Microfluidics*. New York, United States: Oxford University, 2005.
- 57 NGUYEN, N.; HUANG, X.; CHUAN, T. Mems-micropump:a review. *Journal of Fluids Engineering-Transaction of the ASME*, Volume 2, p. 384–392, 2002.
- 58 KRUTZCH, W.; COOPER, P. *Introduction: classification and selection of pumps*. New York, United States: McGraw-Hill, 2001.
- 59 YAO-JOE, Y.; HSIN-HUNG, L. Development and characterization of thermopneumatic peristaltic micropumps. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, v. 19, p. 1–13, 2009.
- 60 KILANI, M.; GALAMBOS, P.; HAIK, Y.; CHEN, C.-J. Electrostatically actuated surface micromachined offset planetary gear pump design. *Proc. ASME Int. Mechanical Engineering Congress and Exposition, New York*, 2001.

- 61 DÖPPER, J.; CLEMENS, M.; EHRFELD, W.; JUNG, S.; KÄMPER, K.-P.; LEHR, H. Micro gear pumps for dosing of viscous fluids. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, v. 7, p. 230–232, 1997.
- 62 HSU, Y.; LE, N. Equivalent electrical network for performance characterization of piezoelectric peristaltic micropump. *Microfluidics and Nanofluidics*, Springer Berlin / Heidelberg, v. 7, p. 237–248, 2009.
- 63 FUHR, G.; SCHNELLE, T.; WAGNER, B. Travelling wave-driven microfabricated electrohydrodynamic pumps for liquids. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, v. 4, p. 217–226, 1994.
- 64 JEONG, S.; SEYED-YAGOOBI, J. Electrohydrodynamically induced dielectric liquid flow through pure conduction in point/plane geometry. *IEEE Dielectrics and Electrical Insulation*, v. 10, p. 27–66, 2003.
- 65 RICHTER, A.; PLETTNER, A.; HOFMANN, K.; SANDMAIER, H. A micromachined electrohydrodynamic (EHD) pump. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 29, n. 2, p. 159 – 168, 1991.
- 66 JANG, J.; LEE, S. S. Theoretical and experimental study of mhd (magnetohydrodynamic) micropump. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 80, n. 1, p. 84 – 89, 2000.
- 67 WEI, W.; GUO, S. A novel PDMS diaphragm micropump based on ICPF actuator. In: . Tianjin, China: IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics, 2010. p. 1577–1583.
- 68 CARROZZA, M. C.; CROCE, N.; MAGNANI, B.; DARIO, P. A piezoelectric-driven stereolithography-fabricated micropump. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, v. 5, n. 2, p. 177–179, 1995.
- 69 ZENGERLE, R.; ULRICH, J.; KLUGE, S.; RICHTER, M.; RICHTER, A. A bidirectional silicon micropump. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 50, n. 1-2, p. 81 – 86, 1995.

- 70 OLSSON, A. *Valve-Less Diffuser Pumps for Liquids*. Dissertação (Msc. thesis) — Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, jan. 1998.
- 71 M.TABIB-AZAR. *Microactuators*. New York, USA: Kluwer Academic Publishes, 1998.
- 72 KRULEVITCH, P.; LEE, A.; RAMSEY, P.; MONTESI, J.; COCCO, M. Thin film shape memory alloy microactuators. *Journal of Microengineering*, Volume 3, p. 270–282, 1996.
- 73 SHOJI, S.; ESASHI, M. Microflow devices and systems. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Volume 4, p. 157–171, 1994.
- 74 DINH, T. X.; LE, N. T. M.; DAU, V. T.; OGAMI, Y. A dynamic model for studying valveless electromagnetic micropumps. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, v. 21, n. 2, p. 324–327, 2011.
- 75 ZHOU, Y.; AMIROUCHE, F. An electromagnetically-actuated all-PDMS valveless micropump for drug delivery. *Micromachines*, v. 2, n. 3, p. 345–355, 2011.
- 76 LEE, C.-Y.; CHEN, Z.-H.; CHANG, H.-T.; WEN, C.-Y.; CHENG, C.-H. Design and fabrication of novel micro electromagnetic actuator. *Microsystem Technologies*, v. 15, p. 1171–1177, 2009.
- 77 YAMAHATA, C.; LOTTO, C.; AL-ASSAF, E.; GIJS, M. A. M. A PMMA valveless micropump using electromagnetic actuation. *Microfluidics and Nanofluidics*, v. 1, p. 197–207, 2005.
- 78 PAN T. Y. NG, X. H. W. L. S.; LEE, H. P. Analysis of valveless micropumps with inertial effects. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, v. 13, n. 3, p. 390–399, 2003.
- 79 MCDONALD, T. P. S.; ZIAIE, B. A magnetically driven PDMS micropump with microball valves. *Conference Proceedings of the International Conference of IEEE Engineering in Medicine and Biology Society*, v. 4, p. 2650–2653, 2004.

- 80 FOX, R.; MCDONALD, A. T. *Introdução a Mecânica dos Fluidos*. Rio de Janeiro, Brasil: LTC Editora S/A, Quarta Edição, 2006.
- 81 NIST. *NIST Chemistry Webbook*. 2012. Website. <http://webbook.nist.gov/chemistry/>.
- 82 BIOFLUX. *Understanding effects of viscosity in the BioFlux system*. 2013. Website, acessado em 19 de março de 2013. http://www.fluxionbio.com/files/PDF_PUBLIC/bioflux_system/technical_notes/bioflux_viscosity_technote-1038-01.pdf.
- 83 FORTUNA, A. O. *Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos*. São Paulo: Edusp, 2000.
- 84 ODDIE, G.; PEARSON, J. A. Flow-rate measurement in two-phase flow. *Annual Review of Fluid Mechanics*, IEEE, v. 36, p. 149–172, 2004.
- 85 ROSA, E. S. *Escoamento Multifásico Isotérmico - Modelos de Multifluidos e de Mistura*. Porto Alegre, Brasil: Bookman, 2012.
- 86 COMSOL. *COMSOL Multiphysics Version 3.5, Reference Guide*. 2010. <http://www.comsol.com/>.
- 87 VOYIADJIS, G. Z.; KATTAN, P. I. *Mechanics of Composite Materials with MATLAB*. New York, USA: Springer, Louisiana State University, 2005.
- 88 AFRASIAB, H.; MOVAHHEDY, M.; ASSEMPOUR, A. Proposal of a new design for valveless micropumps. *Scientia Iranica*, v. 18, n. 6, p. 1261 – 1266, 2011.
- 89 IKEDA, T. *Fundamentals of piezoelectricity*. London, UK: Oxford University Press, 1996.
- 90 CHEE, C. Y. K.; TONG, L.; STEVEN, G. P. A review on the modelling of piezoelectric sensors and actuators incorporated in intelligent structures. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, v. 9, p. 3–19, 1998.
- 91 GALLEGO-JUAREZ, J. A. Piezoelectric ceramics and ultrasonic transducers. *Journal of Physics E: Scientific Instruments*, v. 22, n. 10, p. 804–816, 1989.

- 92 ARAUJO, E. B.; EIRAS, J. A. Otimização de parâmetros estruturais, dielétricos e ferroelétricos de filmes finos de PZT. *Cerâmica*, scielo, v. 47, p. 9–12, 03 2001.
- 93 DONEA, J.; GIULIANI, S.; HALLEUX, J. An arbitrary lagrangian-eulerian finite element method for transient dynamic fluid-structure interactions. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v. 33, n. 1-3, p. 689 – 723, 1982.
- 94 ALI, N.; HAYAT, T. Peristaltic flow of a micropolar fluid in an asymmetric channel. *Computers and Mathematics with Applications*, Pergamon Press, Inc., Tarrytown, NY, USA, v. 55, n. 4, p. 589–608, 2008.
- 95 CHIRAS, D. D. *Human Biology*. London, UK: Jones and Bartlett Publishers, 2005.
- 96 NAKASOME, P. H. *Estudo da viabilidade de uma bomba de fluxo piezoelétrica usando simulação computacional*. Dissertação (Mestrado) — Escola Politecnica da Universidade de São Paulo, 2006.
- 97 DU, M.; YE, X.; WU, K.; ZHOU, Z. A peristaltic micro pump driven by a rotating motor with magnetically attracted steel balls. *Sensors*, v. 9, n. 4, p. 2611–2620, 2009.
- 98 CHIA, B. T.; LIAO, H.-H.; YANG, Y.-J. A novel thermo-pneumatic peristaltic micropump with low temperature elevation on working fluid. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 165, n. 1, p. 86 – 93, 2011.
- 99 JEONG, C.; PARK, S. W.; YANG, S. S.; PAK, J. J. Fabrication of a peristaltic PDMS micropump. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 124, n. 0, p. 453 – 458, 2005.
- 100 JANG, L.-S.; KAN, W.-H. Peristaltic piezoelectric micropump system for biomedical applications. *Biomedical Microdevices*, v. 9, p. 619–626, 2007.
- 101 NGUYEN, T. T.; PHAM, M.; GOO, N. S. Development of a peristaltic micropump for bio-medical applications based on mini lipca. *Journal of Bionic Engineering*, v. 5, n. 2, p. 135 – 141, 2008.
- 102 HSU, Y.-C.; LI, J.-H.; LE, N.-B. An experimental and numerical investigation into the effects of diffuser valves in polymethylmethacrylate (PMMA) peristaltic micropumps. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 148, n. 1, p. 149 – 157, 2008.

- 103 MAMANEE A TUANTRANONT, N. V. A. N. P.-S. R. W.; WISITSORAAT, A. PDMS based thermopneumatic peristaltic micropump for microfluidic systems. *Journal of Physics: Conference Series*, v. 34, p. 564–569, 2006.
- 104 LIU XIAOQING CHEN, X. N. W. W. L.; SHENG, P. Electrorheological fluid-actuated microfluidic pump. *Appl. Phys. Lett.*, v. 89, p. 1–3, 2006.
- 105 GOULPEAU, J.; TROUCHET, D.; AJDARI, A.; TABELING, P. Experimental study and modeling of polydimethylsiloxane peristaltic micropumps. *J Appl Phys*, v. 98, p. 1–9, 2005.
- 106 SCHNEIDER, F.; FELLNER, T.; JWILDE; WALLRABE, U. Mechanical properties of silicones for mems. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, v. 18, n. 6, p. 1–9, 2008.
- 107 COMSOL MULTIPHYSICS. *Structural Mechanics Module- User's Guide: Fluid structure interaction interface*. Boston, Out. 2012.
- 108 HAMDAN, M.; ABDALLAH, S.; AL-QAISIA, A. Modeling and study of dynamic performance of a valveless micropump. *Journal of Sound and Vibration*, v. 329, n. 15, p. 3121 – 3136, 2010.
- 109 BARRETO NETO, A. G. S.; LIMA, A. M. N.; NEFF, H.; GOMES, C. L.; MOREIRA, C. Linear peristaltic pump driven by three magnetic actuators: simulation and experimental results. *IEEE International Instrumentation And Measurement Technology*, v. 134, n. 2, p. 555 – 564, 2011.
- 110 BENARD, W.; KAHN, H.; HEUER, A.; HUFF, M. A titanium-nickel shape memory alloy actuated micropump. *Proceeding on Transducers 97, Chicago*, v. 1, n. 1, p. 361–364, 1997.
- 111 GUO, S.; SUN, X.; ISHII, K.; GUO, J. SMA actuator-based novel type of peristaltic micropump. *International Conference on Information and Automation, 2008. ICIA 2008.*, v. 1, n. 1, p. 1620–1625, june 2008.

- 112 SHKOLNIKOV, V.; RAMUNAS, J.; SANTIAGO, J. G. A self-priming, roller-free, miniature, peristaltic pump operable with a single, reciprocating actuator. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 160, p. 141–146, 2010.
- 113 SASSA, F.; AL-ZAIN, Y.; GINOZA, T.; MIYAZAKI, S.; SUZUKI, H. Miniaturized shape memory alloy pumps for stepping microfluidic transport. *Sensors and Actuators B: Chemical*, v. 165, n. 1, p. 157 – 163, 2012.
- 114 MEMORY-METALLE. *Shape Memory Alloy-NiTi*. Acessado em 23 junho de 2009. Disponível em: <<http://www.memory-metalle.de>>.
- 115 LAGOUDAS, D. C. *Shape Memory Alloys: Modeling and Engineering Applications*. New York, United States: Springer Publishing, 2008.
- 116 ISMATEC. *Peristaltic pump*. Acessado em 25 de janeiro de.
- 117 ER, B. Y.; LIN, Q. A compliant based microflow stabilizer. *Journal of Microelectromechanical Systems*, IEEE, v. 18, p. 539–546, 2009.
- 118 MATOS, R. C.; GUTZ, I. G. R.; ANGNES, L. A.; FONTENELE, R. S.; PEDROTTI, J. J. Propulsor pneumático versátil e isento de pulsação para sistemas de análise em fluxo. *Química Nova*, v. 24, p. 795 – 798, 12 2001.
- 119 TEXAS-INSTRUMENTS. *Vacuum Pumping for Pulse-Free Flow*. 1999. Disponível em: <http://www.ti.com/lit/an/slya019a/slya019a.pdf>.
- 120 LOUREIRO, F.; BARRETO NETO, A.; LIMA, A.; MOREIRA, C.; TEJO, F. Molecular transport and mutual diffusion measurement method in a micro-fluidic system, based on surface plasmon resonance spectroscopy. *Procedia Chemistry*, v. 1, n. 1, p. 1099 – 1102, 2009. Proceedings of the Eurosensors XXIII conference.
- 121 SUZUKI, T.; TERAMURA, Y.; HATA, H.; INOKUMA, K.; KANNO, I.; IWATA, H.; KOTERA, H. Development of a micro biochip integrated traveling wave micropumps and surface plasmon resonance imaging sensors. *Microsystem Technologies*, v. 13, p. 1391–1396, 2007.

- 122 OSHER, S.; SETHIAN, J. Front propagating with curvature dependent speed: Algorithms based on hamilton-jacobi formulations. *Journal Computational Physics*, v. 78, p. 12–49, 1988.
- 123 SETHIAN, J.; WIEGMANN, A. Structural boundary design via level set and immersed interface methods. *Journal Computational Physics*, v. 163, p. 489–528, 1989.
- 124 SUSSMAN, M.; SMEREKA, P.; OSHER, S. A level set approach for computing solutions to incompressible two-phase flow. *Journal of Computational Physics*, v. 114, n. 1, p. 146 – 159, 1994.
- 125 BARRETO NETO, A. G. S.; EMILIAVACA, A.; LIMA, A. M. N.; CARLOS, J.; CÍCERO, R. Desenvolvimento de uma microbomba de diafragma para sistemas de análises clínicas. *VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM)*, 2012.
- 126 VERMA, P.; CHATTERJEE, D. Parametric characterization of piezoelectric valveless micropump. *Microsystem Technologies*, Springer Berlin/Heidelberg, v. 17, p. 1727–1737, 2011.
- 127 LOUREIRO, F.; BARRETO NETO, A.; MOREIRA, C.; LIMA, A. M. N.; NEFF, H. A method for determining the mutual diffusion coefficient of molecular solutes based on surface plasmon resonance sensing. *Sensors and Actuators B: Chemical*, v. 154, n. 2, p. 129 – 136, 2011. EUROSENSORS XXIII.
- 128 SHEN, C.-Y.; LIU, H.-K. Fabrication and drive test of piezoelectric PDMS valveless micro pump. *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, v. 31, p. 615–623, 2008.
- 129 WANG, C.-T.; LEU, T.-S.; SUN, J.-M. Asymmetrical flow effect applied to pumping performance of simple duct channel. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 155, n. 1, p. 203 – 209, 2009.
- 130 CHENG, Y.-L.; LIN, J.-H. Manufacture of three-dimensional valveless micropump. *Journal of Materials Processing Technology*, v. 192-193, n. 0, p. 229 – 236, 2007.
- 131 NGUYEN, N.-T.; HUANG, X. Miniature valveless pumps based on printed circuit board technique. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 88, n. 2, p. 104 – 111, 2001.

- 132 VERMA, P.; CHATTERJEE, D. Parametric characterization of piezoelectric valveless micropump. *Microsystem Technologies*, v. 17, 2011.
- 133 P. CHATTERJEE D., N. T. V. Parametric characterization of piezoelectric valveless micropump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, v. 223, 2009.
- 134 HWANG, S.-F.; SHIU, Y.-S. Fabrication and characterization of two-chamber and three-chamber peristaltic micropumps. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, Korean Society for Precision Engineering, v. 11, p. 613–618, 2010.
- 135 OLSSON, A.; STEMME, G.; STEMME, E. Diffuser-element design investigation for valve-less pumps. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 57, n. 2, p. 137 – 143, 1996.
- 136 CHANDRASEKARAN, A.; PACKIRISAMY, M. Geometrical tuning of microdiffuser/nozzle for valveless micropumps. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, v. 21, n. 4, p. 045035, 2011.
- 137 JEONG, J.; KIM, C. N. A numerical simulation on diffuser-nozzle based piezoelectric micropumps with two different numerical models. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, John Wiley and Sons, Ltd., v. 53, n. 4, p. 561–571, 2007.
- 138 COSTA, J. N. *Projeto, fabricação e teste de uma microbomba sem válvulas*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Eng. Mecânica, UNICAMP, 2006.
- 139 KHOO, M.; LIU, C. A novel micromachined magnetic membrane microfluid pump. Chicago, USA, v. 3, p. 2394–2397, 2000.
- 140 BARRETO NETO, A.; EMILIAVACA, A.; LIMA, M. N.; MOREIRA, C. Análise de desempenho de um microdifusor usando fluidodinâmica computacional. *VII Congresso Norte Nordeste de Pesquisa e Inovação, Palmas-TO, 19 a 21 de outubro de 2012*, 2012.
- 141 RICHTER, M.; LINNEMANN, R.; WOIAS, P. Robust design of gas and liquid micropumps. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 68, n. 3, p. 480–486, 1998.