TÚLIO CÉSAR LOURENÇO XAVIER

**Simulações tridimensionais e soluções econômicas para cavitação em
válvulas dispersoras *Hollow-Jet***

São Paulo

2021

TÚLIO CÉSAR LOURENÇO XAVIER

**Simulações tridimensionais e soluções econômicas para cavitação em
válvulas dispersoras *Hollow-Jet***

Versão Corrigida

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

São Paulo

2021

TÚLIO CÉSAR LOURENÇO XAVIER

**Simulações tridimensionais e soluções econômicas para cavitação em
válvulas dispersoras *Hollow-Jet***

Versão Corrigida

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

Área de Concentração: Engenharia
Mecânica de Energia e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Jayme Pinto Ortiz

São Paulo

2021

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

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

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Xavier, Túlio César Lourenço

SIMULAÇÕES TRIDIMENSIONAIS E SOLUÇÕES ECONÔMICAS PARA CAVITAÇÃO EM VÁLVULAS DISPERSORAS HOLLOW-JET / T. C. L. Xavier -- versão corr. -- São Paulo, 2021.

152 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.CFD 2.escoamento multifásico 3.Hollow-Jet 4.válvulas dispersoras 5.revestimento I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por ter me dado saúde e iluminado o meu caminho até aqui.

À Marinha do Brasil, por ter me permitido iniciar esse curso de mestrado, cedendo, inclusive, algumas horas de meu trabalho para esse grande propósito.

À Universidade de São Paulo, em especial à Escola Politécnica, pela oportunidade de realização do curso de mestrado.

Ao meu orientador Prof. Dr. Jayme Pinto Ortiz, por sua serenidade e disponibilidade, me orientando constantemente no processo de definição e realização desta dissertação.

À minha esposa, pelo apoio incondicional e motivação do início ao fim. Muito obrigado por sua paciência nos momentos em que estive me dedicando a esse nosso objetivo.

Por último, quero agradecer à minha família e amigos pelo suporte que me deram, especialmente aos meus pais que muito se preocuparam comigo e me acompanharam em cada etapa.

RESUMO

XAVIER, T. C. L. **Simulações tridimensionais e soluções econômicas para cavitação em válvulas dispersoras *Hollow-Jet***. 2021. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia Mecânica de Energia e Fluidos) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2021.

Morassi (2016) e Morassi e Ortiz (2016) estudaram a influência das dimensões da câmara de dissipação de uma planta de energia hidrelétrica na dispersão do escoamento por uma válvula *Hollow-Jet* e usaram como referência os dados resultantes dos estudos de modelo físico e protótipo de *Falcon Dam*. Seguindo ambos os trabalhos, o comportamento do fenômeno de cavitação nas válvulas *Hollow-Jet* foi analisado. Simulações numéricas 3D – CFD (*Computational Fluid Dynamics*) foram realizadas em regime transiente, considerando um escoamento multifásico homogêneo. O algoritmo PISO foi utilizado como método de solução das equações de *Reynolds-Averaged Navier-Stokes* (RANS) e o modelo de turbulência κ - ε *realizable* foi adotado. Os pontos da faixa operativa de Morassi (2016) foram então analisados. Verificou-se que cavidades com mistura de vapor e líquido se formaram nas proximidades da ponta da válvula, com o seu posterior desprendimento. Essas cavidades foram acompanhadas pela geração de vórtices próximos à mesma região. Os parâmetros monitorados em pontos específicos confirmaram a ocorrência do fenômeno na ponta. As simulações realizadas foram validadas por meio da reprodução dos resultados de simulação de Wu *et al.* (2003) e da comparação com os resultados do experimento de Wang (1999). A cavitação na válvula *Hollow-Jet* pode, portanto, ser classificada como cavitação de vórtices. Esses vórtices são resultados dos altos gradientes de velocidades, principalmente na região de cisalhamento da parede da tubulação de descarga, sendo acompanhados pelo desprendimento de cavidades da ponta da válvula. Recondicionamento e revestimentos de proteção contra cavitação também foram descritos, a fim de propor uma solução econômica de reuso das válvulas nessa situação; evitando descartes e substituições.

Palavras-chave: CFD, turbulência, escoamento multifásico, *Hollow-Jet*, válvulas dispersoras, revestimento.

ABSTRACT

XAVIER, T. C. L. **Three-dimensional simulations and economical solutions for cavitation in Hollow-Jet dispersive valves**. 2021. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia Mecânica de Energia e Fluidos) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2021.

Morassi (2016) and Morassi and Ortiz (2016) studied the influence of the dissipating chamber dimensions of hydroelectric power plant in dispersing hollow-jet valve flow and took as reference the data resulted from Falcon Dam physical model and prototype studies. Following both work, the behavior of the cavitation occurrence in Hollow-Jet valves was assessed. 3D numerical simulations – CFD (Computational Fluid Dynamics) were carried out in unsteady state, considering homogenous multiphase flow. PISO algorithm was used in order to solve the set of equations of Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) and the turbulence model κ - ε realizable was adopted. The points of the operating range of Morassi (2016) were so analyzed. It was verified that cavities with mixture of vapor and liquid were formed near the needle tip, with a subsequent detachment. These cavities were followed by vortex generation near the same region. The parameters monitored in specific points confirmed the occurrence of the phenomenon at the tip. The simulations performed were validated by reproducing the simulation results of Wu *et al.* (2003) and by comparing the experiment results of Wang (1999). The cavitation in Hollow-Jet valves may, therefore, be classified as a vortex cavitation. These vortices are the result of high velocity gradients, especially in the shear region of the discharge pipe wall, and they are followed by the detachment of cavities from the valve tip. Refurbishment and protective coatings against cavitation were also described, in order to envisage an economical solution to reuse the valves in this situation, avoiding their disposal or replacement.

Keywords: CFD, turbulence, multiphase flow, Hollow-Jet, dispersive valves, coating.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Válvula <i>Howell-Bunger</i>	20
Figura 2 - Válvulas tipo luva.....	21
Figura 3 – Válvula tipo agulha.....	22
Figura 4 - Válvula de fluxo anular.....	23
Figura 5 - Válvulas <i>Hollow-Jet</i>	24
Figura 6 - Válvulas <i>Hollow-Jet</i> em operação (<i>Navajo Dam - New Mexico</i>).....	24
Figura 7 - Dimensões padrões de uma válvula <i>Hollow-Jet</i> em função do diâmetro.....	24
Figura 8 – Componentes da válvula <i>Hollow-Jet</i>	25
Figura 9 - Diagrama de pressão versus volume específico da vaporização de um líquido. 26	
Figura 10 - Dano de cavitação na região de pá (Represa de <i>San Gabriel, Los Angeles</i>) ...	30
Figura 11 - Geometria utilizada nos experimentos	31
Figura 12 - Principais zonas do campo de escoamento	31
Figura 13 - Relação entre número de cavitação e intensidade de vibração (esquerda) e abertura de válvula e número de cavitação (direita).....	33
Figura 14 - Porção de interface líquido-vapor em uma bolha	34
Figura 15 - Modelo de bolha esférica em líquido infinito	36
Figura 16 - Geometria original da válvula e tubulação (Abertura de 100%).....	59
Figura 17 - Funcionamento da válvula original.....	59
Figura 18 - Geometria adaptada e plano de simetria resultante (Abertura de 100%)	60
Figura 19 - Funcionamento da válvula utilizada	60
Figura 20 - Pressão média na ponta da válvula versus elementos poliédricos utilizados ...	65
Figura 21 - Plano de simetria da malha tetraédrica (Abertura de 50%)	66
Figura 22 - Plano de simetria da malha poliédrica (Abertura de 50%).....	66
Figura 23 - Faixa operativa da câmara dissipadora, vazão versus altura manométrica total de cada válvula.....	68

Figura 24 - Pontos monitorados e região de interesse (Plano de simetria e abertura de 50%)	70
Figura 25 - Plano de simetria das geometrias em função do comprimento de descarga	72
Figura 26 – Gradiente de pressão em função do comprimento de descarga ($t^* = 1,75$)	73
Figura 27 - Fração de volume do líquido em função do comprimento de descarga (d)	75
Figura 28 - Fração de volume do líquido em função do comprimento de descarga ($5d$)	76
Figura 29 - Fração de volume do líquido em função do comprimento de descarga ($10d$)	77
Figura 30 - Evolução no tempo dos parâmetros para diferentes comprimentos de descarga	78
Figura 31 - Formação de cavidade na ponta da válvula para $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$	81
Figura 32 - Linhas de corrente para $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$	83
Figura 33 - Vetores velocidade para $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$	84
Figura 34 - Planos longitudinais de pressão para $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$	85
Figura 35 - Evolução no tempo dos parâmetros para abertura de 100% e $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$	86
Figura 36 - Formação de cavidade na ponta da válvula para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$	88
Figura 37 - Linhas de corrente para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$	89
Figura 38 - Vetores velocidade para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$	90
Figura 39 - Planos longitudinais de pressão para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$	91
Figura 40 - Evolução no tempo dos parâmetros para abertura de 100% e $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$	92
Figura 41 - Formação de cavidade na ponta da válvula para $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$	94
Figura 42 - Linhas de corrente para $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$	96
Figura 43 - Vetores velocidade para $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$	97
Figura 44 - Planos longitudinais de pressão para $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$	98
Figura 45 - Evolução no tempo dos parâmetros para abertura de 100% e $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$	99
Figura 46 - Formação de cavidade na ponta da válvula para $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$	101
Figura 47 - Linhas de corrente para $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$	103
Figura 48 - Vetores velocidade para $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$	104

Figura 49 - Planos longitudinais de pressão para $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$	105
Figura 50 - Evolução no tempo dos parâmetros para abertura de 50% e $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$	106
Figura 51 - Formação de cavidade na ponta da válvula para $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$	108
Figura 52 - Linhas de corrente para $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$	110
Figura 53 - Vetores velocidade para $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$	111
Figura 54 - Planos longitudinais de pressão para $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$	112
Figura 55 - Evolução no tempo dos parâmetros para abertura de 50% e $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$	113
Figura 56 - Formação de cavidade na ponta da válvula para $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$	115
Figura 57 - Linhas de corrente para $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$	117
Figura 58 - Vetores velocidade para $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$	118
Figura 59 - Planos longitudinais de pressão para $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$	119
Figura 60 - Evolução no tempo dos parâmetros para abertura de 50% e $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$	120
Figura 61 - Relação entre vazões e números de cavitação obtidos	121
Figura 62 – Reprodução da geometria utilizada nas simulações de Wu et al. (2003)	123
Figura 63 – Plano de simetria da malha poliédrica utilizada na geometria reproduzida	124
Figura 64 - Comparação das linhas de corrente obtidas	125
Figura 65 – Resultados experimentais do padrão de escoamento	125
Figura 66 - Comparação dos contornos de fração de volume do líquido	127
Figura 67 – Observações experimentais: cavidade na ponta da válvula	127
Figura 68 - Comparação das curvas de fração de volume do líquido	128
Figura 69 - Comparação das curvas de coeficiente de pressão	128
Figura 70 - Áreas consideradas para revestimento (Abertura de 100%)	131
Figura 71 – Curvas de descarga da válvula <i>Howell-Bunger</i> do descarregador de fundo	140
Figura 72 – Fração de volume do líquido para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ e modelo $\kappa - \varepsilon$ <i>realizable</i>	143
Figura 73 - Linhas de corrente para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ e modelo $\kappa - \varepsilon$ <i>realizable</i>	144
Figura 74 - Fração de volume do líquido para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ e modelo <i>standard</i> $\kappa - \omega$	145
Figura 75 - Linhas de corrente para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ e modelo <i>standard</i> $\kappa - \omega$	146

Figura 76 - Fração de volume do líquido para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ e modelo SST $\kappa - \omega$	147
Figura 77 - Linhas de corrente para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ e modelo SST $\kappa - \omega$	148
Figura 78 - Pressão média na ponta da válvula versus elementos poliédricos utilizados na geometria reproduzida	152

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Números de cavitação característicos	33
Tabela 1 – Convergência e dependência de malha para as simulações	65
Tabela 2 - Parâmetros e valores utilizados na simulação	69
Tabela 3 – Impacto do comprimento de descarga nas pressões obtidas	79
Tabela 4 - Principais parâmetros da simulação com $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$	80
Tabela 5 - Principais parâmetros da simulação com $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$	87
Tabela 6 - Principais parâmetros da simulação com $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$	93
Tabela 7 - Principais parâmetros da simulação com $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$	100
Tabela 8 - Principais parâmetros da simulação com $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$	107
Tabela 9 - Principais parâmetros da simulação com $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$	114
Tabela 11 - Principais parâmetros da simulação da literatura	122
Tabela 12 – Análise de custos de recondicionamento e revestimento	132
Tabela 13 – Valores cota x vazão de descarga da válvula x abertura de válvula	139
Tabela 14 - Características das válvulas dispersoras em barragens brasileiras.....	142
Tabela 15 – Convergência e dependência de malha para a geometria reproduzida	152

LISTA DE SÍMBOLOS

$\overline{\rho u_i u_j}$	tensões de Reynolds	$[kg/m/s^2]$
α	fração de volume de vapor	[-]
α_{nuc}	fração de volume do local de nucleação	[-]
α_v	fração de vazio	[-]
A	área do duto	$[m^2]$
C_1, C_2	constantes das equações dos modelos de turbulência	[-]
C_p	coeficiente de pressão	[-]
C_μ	parâmetro função da taxa de rotação e deformação média	[-]
χ_κ, χ_ω	funções do modelo <i>standard</i> $\kappa - \omega$	[-]
d	diâmetro nominal da válvula dispersora	$[m]$
$\delta_{i,j}$	delta de Kronecker	[-]
ε	dissipação turbulenta	$[m^2/s^3]$
f_β, f_{β^*}	funções do modelo <i>standard</i> $\kappa - \omega$	[-]
f_g	fração de massa dos gases não-condensáveis	[-]
f_V	fração de massa do vapor	[-]
F	taxa de escoamento na face do elemento	$[m^3/s]$
F_{cond}, F_{vap}	constantes dos modelos de cavitação	[-]
ϕ	velocidade potencial	$[m^2/s]$
g	gravidade	$[m/s^2]$
h_L	calor latente de vaporização da fase líquida	$[kJ/kg]$
h_V	calor latente de vaporização da fase vapor	$[kJ/kg]$
H	altura manométrica total da válvula dispersora	$[m]$
j	velocidade volumétrica média da superfície	$[m/s]$
j_1, j_2	componentes do fluxo de deriva	$[m/s]$
j_{12}	fluxo de deriva	$[m/s]$
κ	energia cinética turbulenta	$[m^2/s^2]$
K	constante politrópica	[-]
k_L	condutividade térmica da fase líquida	$[W/mK]$
k_V	condutividade térmica da fase vapor	$[W/mK]$
μ	viscosidade dinâmica	$[Pa \cdot s]$
μ_L	viscosidade dinâmica da fase líquida	$[Pa \cdot s]$
μ_T	viscosidade turbulenta	$[Pa \cdot s]$
μ_V	viscosidade dinâmica da fase vapor	$[Pa \cdot s]$
$\hat{n}$	direção normal	[-]
n_b	número de bolhas por volume de líquido	$[m^{-3}]$

ω	taxa de dissipação específica	$[s^{-1}]$
$\tilde{\Omega}_{ij}$	tensor taxa de rotação	$[s^{-1}]$
p	pressão estática	$[Pa]$
$\tilde{p}$	pressão instantânea	$[Pa]$
P	componente média da pressão	$[Pa]$
P_B	pressão interna da bolha	$[Pa]$
P_e	perímetro do duto	$[m]$
P_{G0}	pressão do gás não condensável	$[Pa]$
P_L	pressão da fase líquida	$[Pa]$
P_{sat}	pressão de saturação	$[Pa]$
P_v	pressão de vapor saturado	$[Pa]$
P_V	pressão da fase vapor	$[Pa]$
P_∞	pressão do escoamento livre	$[Pa]$
P_2	pressão a jusante da válvula	$[Pa]$
$Pr_\varepsilon, Pr_\kappa, Pr_\omega$	números de Prandtl turbulentos	$[-]$
Q	vazão volumétrica	$[m^3/s]$
ρ	massa específica do fluido	$[kg/m^3]$
$\tilde{\rho}$	massa específica instantânea do fluido	$[kg/m^3]$
ρ_1, ρ_2	massa específica dos componentes do modelo de deriva	$[kg/m^3]$
ρ_L	massa específica do líquido	$[kg/m^3]$
ρ_m	massa específica da mistura	$[kg/m^3]$
ρ_V	massa específica do vapor	$[kg/m^3]$
ρ_∞	massa específica distante da bolha	$[kg/m^3]$
$\hat{r}$	direção radial	$[-]$
r, R	raio	$[m]$
R_1, R_2	raios principais de curvatura	$[m]$
R_c	fonte de transferência de massa de colapso	$[kg/m^3/s]$
R_g	fonte de transferência de massa de crescimento	$[kg/m^3/s]$
Re	número de Reynolds	$[-]$
R_r	fonte de transferência de massa resultante	$[kg/m^3/s]$
$\mathcal{R}_b$	raio da bolha	$[m]$
S	tensão superficial	$[mN/m]$
$\hat{s}$	direção tangencial	$[-]$
S_{ij}, S_{jk}, S_{ki}	taxa de deformação média	$[s^{-1}]$
σ	número de cavitação	$[-]$
σ_c	número de cavitação crítica	$[-]$
σ_i	número de cavitação incipiente	$[-]$

σ_{mv}	número de máxima vibração de cavitação	[-]
σ_{rr}	tensão normal na direção radial	[Pa]
t	tempo	[s]
t^*	tempo adimensional	[-]
$\bar{t}$	tempo médio	[s]
t_0	tempo inicial	[s]
T	temperatura	[K]
θ	inclinação do duto com relação à vertical	[deg]
T_B	temperatura interna da bolha	[K]
T_∞	temperatura distante da bolha	[K]
τ_w	tensão de cisalhamento média de parede	[Pa]
u	velocidade radial da interface	[m/s]
u_i, u_j	flutuação de velocidade de escoamento	[m/s]
$\tilde{u}_i, \tilde{u}_j$	velocidade instantânea de escoamento	[m/s]
U	velocidade de crescimento da bolha	[m/s]
U_i, U_j, U_k	velocidade média de escoamento	[m/s]
U_∞	velocidade média na entrada da tubulação	[m/s]
ν	viscosidade cinemática do fluido	[m ² /s]
ν_L	viscosidade cinemática do líquido	[m ² /s]
v	velocidade do pseudofluido	[m/s]
v	velocidade da fase vapor	[m/s]
V	velocidade média de escoamento pela ponta da válvula	[m/s]
$V_{I,n}$	velocidade da interface	[m/s]
$V_{L,n}$	velocidade do líquido se movendo em direção à interface	[m/s]
$V_{V,n}$	velocidade do vapor se afastando da interface	[m/s]
$V_{L,s}$	velocidade do líquido tangenciando a interface	[m/s]
$V_{V,s}$	velocidade do vapor tangenciando a interface	[m/s]
W	vazão mássica	[m ³ /s]
x_i, x_j, x_k	coordenadas cartesianas	[m]
y	plano longitudinal	[-]
z	coordenada vertical	[m]
∇	operador nabla	[-]
Δt	tamanho de passo de tempo	[s]

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	18
1. OBJETIVO	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 Válvulas Dispersoras	19
2.1.1 Válvula de Cone Fixo (<i>Howell-Bunger</i>).....	19
2.1.2 Válvula Tipo Luva (<i>Sleeve Valve</i>).....	20
2.1.3 Válvula Tipo Agulha (<i>Needle Valve</i>).....	21
2.1.4 Válvula de Fluxo Anular (<i>Tube Valve</i>)	22
2.1.5 Válvula de Jato Oco (<i>Hollow-Jet</i>)	23
2.2 Fundamentos da Cavitação	26
2.2.1 Cavitação nas Válvulas <i>Hollow-Jet</i>	28
2.2.2 Dinâmica da Bolha e Equação de Rayleigh-Plesset.....	34
2.2.3 Modelagem da Cavitação.....	38
2.2.3.1 Modelo de Schnerr - Sauer	39
2.2.3.2 Modelo de Singhal <i>et al.</i>	40
2.2.3.3 Modelo de Zwart - Gerber - Belamri	40
2.3 Escoamento Turbulento Multifásico	41
2.3.1 Escoamento Turbulento	41
2.3.2 Escoamento Multifásico	48
2.3.3 Números Adimensionais	51
3. METODOLOGIA.....	52
4. DESENVOLVIMENTO DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS.....	54
4.1 Introdução	54

4.2	Formulação Teórica.....	55
4.2.1	Equações Governantes.....	55
4.2.2	Modelo de Turbulência.....	55
4.2.3	Modelo de Cavitação	57
4.3	Geometria e Condições de Contorno	58
4.4	Configuração de Malha	62
4.4.1	Convergência e Dependência de Malha.....	64
4.5	Simulações Numéricas	67
4.6	Estudos de Caso.....	68
5.	RESULTADOS	71
5.1	Influência do Comprimento da Tubulação de Descarga	71
5.2	Simulação de <i>Hollow-Jet</i> com 100% de Abertura de Válvula	80
5.2.1	Simulação de <i>Hollow-Jet</i> com $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$	80
5.2.2	Simulação de <i>Hollow-Jet</i> com $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$	87
5.2.3	Simulação de <i>Hollow-Jet</i> com $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$	93
5.3	Simulação de <i>Hollow-Jet</i> com 50% de Abertura de Válvula	100
5.3.1	Simulação de <i>Hollow-Jet</i> com $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$	100
5.3.2	Simulação de <i>Hollow-Jet</i> com $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$	107
5.3.3	Simulação de <i>Hollow-Jet</i> com $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$	114
5.4	Conclusões dos Resultados das Simulações.....	121
5.5	Validação das Simulações Realizadas	122
5.5.1	Conclusões dos Resultados da Tentativa de Validação	129
5.6	Soluções em Revestimentos nas Válvulas <i>Hollow-Jet</i>	130
6.	CONCLUSÕES FINAIS.....	133

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	135
APÊNDICE A – Válvula Dispersora da Barragem Jaguari-Jacareí	139
APÊNDICE B - Válvulas Dispersoras em Barragens Brasileiras	141
APÊNDICE C - Comparação dos Modelos de Turbulência	143
APÊNDICE D - Recondicionamento de Válvulas <i>Hollow-Jet</i>	149
APÊNDICE E - Estudo de Malha para a Geometria Reproduzida	152

INTRODUÇÃO

Válvulas dispersoras são componentes amplamente utilizados, por exemplo, em câmaras de dissipação de plantas de energia hidrelétrica. Devido à função exercida por elas e às condições de operação do sistema, como a alta vazão, essas válvulas podem estar vulneráveis à ocorrência de cavitação causando danos a sua estrutura.

A cavitação é o fenômeno em que pressão local do líquido cai abaixo da pressão de vapor de saturação causando a evaporação do líquido e a geração de bolhas de vapor. O uso prolongado dos componentes, nas condições que mais favorecem esse fenômeno, pode degradar rapidamente o funcionamento do sistema e até mesmo causar danos às pessoas e ao ambiente em que se encontram. O conhecimento dos pontos de operação mitigadores do fenômeno de cavitação é fundamental para que os efeitos decorrentes dele sejam amenizados e se possível evitados.

No caso das válvulas dispersoras, as altas vazões associadas ao funcionamento do sistema ao qual elas estão inseridas, juntamente com restrições específicas de funcionamento, podem, por muitas vezes, limitar a operação. Além disso, a forma como os jatos são dispersos em função da abertura dessas válvulas pode influenciar e muito na geração de cavitação.

Wang (1999) utilizou câmeras de alta velocidade e o método LLS (*Laser Light Sheet*) a fim de observar em laboratório o comportamento de uma válvula *Hollow-Jet* sob diferentes condições de cavitação e aberturas. Wu *et al.* (2003) realizaram estudos 3D da cavitação na válvula de Wang (1999) utilizando técnicas de CFD. Ambos verificaram a ocorrência do fenômeno na ponta da válvula.

Atualmente, técnicas com o uso de CFD são bastante utilizadas para sistemas de grande porte. O tempo e custo associados podem ser reduzidos significativamente por meio dessas técnicas e os resultados, embora não sejam totalmente precisos, são de extrema valia para a compreensão dos fenômenos relacionados.

Nesse sentido, o processo de cavitação e soluções para o fenômeno em válvulas dispersoras tipo *Hollow-Jet*, comumente utilizadas em plantas de energia hidrelétrica ao redor do mundo, foram objetos de estudo desse trabalho.

1. OBJETIVO

Esta Dissertação de Mestrado tem como objetivo o estudo da ocorrência e do comportamento da cavitação em válvulas *Hollow-Jet* através de simulações numéricas em CFD e a proposição de soluções para o fenômeno. Para isso, os trabalhos de Morassi (2016) e Morassi e Ortiz (2016) foram a base inicial para o desenvolvimento do estudo. Por meio da utilização de diferentes alturas manométricas totais na operação provenientes desses trabalhos, foram analisados os gradientes/coeficientes de pressão, contornos de fração de volume do líquido, vetores velocidade e linhas de corrente, a fim de se detectar ou não o fenômeno para cada caso analisado. Os métodos e modelos empregados foram validados por meio de informações da literatura. Também foram analisadas possíveis soluções para o problema, sempre buscando o melhor custo-benefício associado.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A fim de entender e fundamentar a teoria que está por trás do fenômeno de cavitação nas válvulas *Hollow-Jet*, uma revisão bibliográfica contendo os principais tópicos a respeito do assunto é apresentada na sequência.

2.1 Válvulas Dispersoras

2.1.1 Válvula de Cone Fixo (*Howell-Bunger*)

A válvula *Howell-Bunger* foi desenvolvida nos anos 30 e inicialmente foi empregada para dissipação de energia em barragens. Atualmente ela é amplamente utilizada para quedas médias ou altas, dispersando a vazão através de um cone fixo, devido a sua simplicidade e baixos problemas de cavitação e vibração. Além disso, a válvula possui altos valores de coeficientes de descarga, variando entre 0,82 e 0,85 (FEMA, 2010). O Apêndice A apresenta dados de operação das válvulas da barragem de Jaguari-Jacaré que são do tipo *Howell-Bunger*.

A operação dessa válvula é feita tipicamente por um atuador hidráulico, elétrico ou manual. O fechamento ocorre pelo contato da luva móvel e do cone fixo, podendo ser parcial ou total. Quando aberta, o escoamento é direcionado pelo cone defletor em um ângulo de aproximadamente 45° , resultando num jato oco disperso na atmosfera

e dissipando assim energia hidráulica sem causar erosão nas estruturas que estão próximas.

Esta válvula opera de forma semelhante ao princípio de escoamento através de um orifício que descarrega em um alargamento infinito. Como consequência, a cavitação ocorre no fluido, longe de qualquer superfície sólida (TULLIS, 1989).

Por outro lado, de acordo com o manual técnico do FEMA (2010), a abertura mínima dessa válvula é geralmente por volta de 5% do percurso da luva, a fim de prevenir vibração/cavitação na luva e em seu anel de vedação.

Por vezes, a fim de evitar que o jato se espalhe muito causando erosão em alguma estrutura que esteja próxima, é utilizada uma carcaça externa permitindo que o jato seja mais concentrado. Isso geralmente é útil quando o jato pulverizado é indesejável ou quando está sujeito ao congelamento e acúmulo de gelo. Além disso, dependendo da aplicação, um dispositivo de ventilação pode ser necessário para que a operação seja livre de cavitação.

Desvantagens desse tipo de válvula incluem: vazamento pela vedação da luva, acúmulo de pequenos sólidos entre a luva e o corpo da válvula e possíveis impactos em equipamentos elétricos, em trabalhadores e em moradores locais devido ao largo *spray* gerado. A Figura 1 ilustra um exemplo de válvula dessa classe.

Figura 1 - Válvula Howell-Bunger
Fonte: *Blackhall Engineering Ltd. (2018).*

2.1.2 Válvula Tipo Luva (*Sleeve Valve*)

Também classificada como válvula dispersora, a válvula tipo luva tem como mecanismo de dissipação a passagem do escoamento através de pequenos orifícios

ou bocais, onde ocorre um processo de mistura em uma câmara interna à válvula. Por operar submersa, a descarga é feita em uma massa de água.

Essa válvula também é utilizada para quedas médias ou altas e é caracterizada por sua simplicidade construtiva e aplicação em casos em que o espaço é limitado. Assim como a válvula *Howell-Bunger*, a válvula tipo luva é bastante utilizada por sua eficiência operacional, onde praticamente não há ruído, vibração e cavitação.

Por outro lado, apresenta custo muito superior quando comparado às outras válvulas de mesma classe, além de não ser tolerante à passagem de sólidos em suspensão.

A Figura 2 apresenta as versões mais empregadas dessa válvula.

Figura 2 - Válvulas tipo luva

Fonte: *United States Society of Dams* (2017).

2.1.3 Válvula Tipo Agulha (*Needle Valve*)

Desenvolvida nos anos 20, a válvula tipo agulha foi projetada como alternativa às válvulas utilizadas na época a fim de melhorar as características hidráulicas, além de reduzir dimensões e custos de válvula.

Sua aplicação é para quedas elevadas e ao contrário da válvula *Howell-Bunger*, possui uma agulha interna no lugar do cone fixo que se movimenta axialmente, controlando a vazão.

Como o projeto da válvula foi feito de tal forma que o escoamento fosse guiado pela superfície da válvula, esse componente possui como característica uma descarga na atmosfera em forma de jato.

Com relação ao seu funcionamento, quando a agulha se desloca no sentido do escoamento, ocorre o seu fechamento, ao passo que no sentido contrário se dá a abertura.

Nas válvulas operadas hidráulicamente, uma das desvantagens encontradas é a ocorrência do golpe de aríete devido ao fechamento de maneira brusca da agulha.

De acordo com o USSD (*United States Society of Dams*) (2017), essa válvula não está mais sendo instalada devido aos problemas de cavitação. A Figura 3 mostra a válvula em questão.

Figura 3 – Válvula tipo agulha

Fonte: *United States Society of Dams* (2017).

2.1.4 Válvula de Fluxo Anular (*Tube Valve*)

Criada como uma evolução da válvula tipo agulha, a válvula de fluxo anular se difere pela remoção da agulha móvel a jusante. Seu projeto foi concebido a fim de eliminar erosão causada pela cavitação que se desenvolvia a jusante da válvula tipo agulha. Essa modificação também permitiu redução de peso do componente e uma menor erosão de cavitação em sua tubulação.

A aplicação dessa válvula é para quedas médias ou altas. Seu funcionamento se dá mecanicamente através de um parafuso atuante em seu interior que se movimenta por meio de um motor elétrico. Na operação de fechamento, o tubo se movimenta no sentido do escoamento até encostar na vedação, na abertura ocorre o inverso. As características hidráulicas são semelhantes às da válvula tipo agulha, com exceção de que para aberturas menores que 30% o jato se torna instável, limitando a aplicação da válvula. Apesar de todas as modificações para resultar no projeto dessa válvula, assim como a válvula tipo agulha, esse componente não está mais sendo instalado

em sua forma originalmente concebida devido ainda aos problemas de cavitação, conforme relata o USSD (2017). A Figura 4 apresenta esse tipo de válvula.

Figura 4 - Válvula de fluxo anular

Fonte: *United States Society of Dams* (2017).

2.1.5 Válvula de Jato Oco (*Hollow-Jet*)

A válvula *Hollow-Jet* é uma válvula de descarga livre usada comumente para a dissipação de energia de água a alta pressão proveniente de reservatórios com quedas médias ou altas.

De acordo com o USBR (*United States Bureau of Reclamation*) *Engineering Monograph N°25* (1984), essa válvula foi desenvolvida pelo *Bureau of Reclamation* no início dos anos 40 como uma evolução das válvulas tipo agulha e de fluxo anular, a fim de suprir a necessidade de uma válvula de regulação confiável e a fim de prover coeficientes de descarga mais elevados.

Por outro lado, o custo de fabricação dessa válvula é alto, devido às formas complexas da agulha e do corpo da válvula a montante.

A Figura 5 ilustra este tipo de válvula, a Figura 6 mostra a válvula em operação e a Figura 7 apresenta suas dimensões padrões.

a) Funcionamento interno

b) Válvulas de Kakki Dam (Índia)

Figura 5 - Válvulas *Hollow-Jet*

Fontes: NOVAK *et al.* (2007) (esquerda) / KAKKI - ANATHODU DAMS (2019) (direita).

Figura 6 - Válvulas *Hollow-Jet* em operação (Navajo Dam - New Mexico)

Fonte: FEMA Technical Manual (2010).

Figura 7 - Dimensões padrões de uma válvula *Hollow-Jet* em função do diâmetro

Fonte: Adaptado de USBR Engineering Monograph N° 25 (1984).

Esta válvula pode ser operada hidráulicamente ou por meio de um motor elétrico, em que um cone interno se movimenta axialmente. Quando o cone se desloca no sentido contrário ao escoamento ocorre o seu fechamento, ao passo que quando há deslocamento em mesmo sentido do escoamento dá-se sua abertura. Devido a essa característica, esta válvula não é adequada para operar submersa, uma vez que haverá grandes chances de ocorrer cavitação.

Independentemente da abertura da válvula, o escoamento na saída tem o mesmo padrão, um jato anular ou oco de água de diâmetro praticamente uniforme em todo o seu comprimento com um coeficiente de descarga para a válvula completamente aberta em torno de 0,7 (NOVAK *et al.*, 2007). A Figura 8 apresenta a válvula *Hollow-Jet* e seus componentes.

Figura 8 – Componentes da válvula *Hollow-Jet*

Fonte: USBR FIST 4-1A (2009).

Os principais componentes desse tipo de válvula são: (2) pá (*splitter*), que pode variar na quantidade e tem como função admitir ar para o interior do jato a fim de prevenir instabilidades, (7) agulha (*needle*), que é o corpo principal da válvula; e (8) anel de vedação (*seal ring*), localizado na ponta da válvula.

2.2 Fundamentos da Cavitação

Na maioria dos sistemas industriais onde ocorre transporte de fluido e energia, o fator segurança é um dos grandes problemas que envolve não somente a segurança dos sistemas, mas principalmente a vida humana.

Dentre os vários problemas que induzem à perda de sistemas e equipamentos durante a operação, a cavitação, que causa ruído, vibração e danos, é um dos maiores problemas encontrados.

A cavitação pode ser definida como a condição na qual a pressão local do líquido cai abaixo da pressão de vapor de saturação na temperatura local causando a evaporação do líquido e a geração de bolhas de vapor na região de baixa pressão (KNAPP *et al.*, 1970 *apud* ŞENOCAK, 2002). Não se deve confundir cavitação com ebulição, em que o último é um fenômeno caracterizado pelo aumento de temperatura do líquido à pressão constante de forma a superar a temperatura de saturação normal. Além disso, outros aspectos diferenciam esses dois fenômenos. Enquanto na cavitação é observado o crescimento e posterior implosão das bolhas, na ebulição ocorre o contínuo crescimento das bolhas. O diagrama pressão – volume específico desses dois modos de vaporização é mostrado na Figura 9.

Figura 9 - Diagrama de pressão versus volume específico da vaporização de um líquido

Fonte: Adaptado de Şenocak (2002).

Pela figura acima, percebe-se que a ebulição segue uma linha isotérmica e a mudança de fase ocorre por conta da adição de calor à pressão constante, enquanto que na cavitação há um salto de uma linha isotérmica para outra devido à queda de pressão local.

Embora efeitos térmicos sejam geralmente negligenciados na cavitação para líquidos como água à temperatura ambiente, estes efeitos podem se tornar importantes para fluidos criogênicos (ŞENOCAK, 2002).

Com relação aos efeitos da cavitação, pode-se dizer que um dos mais danosos é a erosão de superfície, que pode variar desde a formação de quantidades relativamente pequenas de pites, depois de muitos anos de operação, até a falha desastrosa de grandes e caras estruturas num período de tempo relativamente curto (ARNDT, 1981). No entanto, características desejáveis também são obtidas e resultam em aplicações úteis, como a geração de microbolhas, limpeza de objetos, catalizadores de reações químicas e a redução de arrasto viscoso (LECOFFRE, 1999 *apud* ŞENOCAK, 2002). Na área ambiental, por exemplo, a cavitação também é utilizada de forma positiva para a degradação de compostos persistentes e para a inativação de bactérias.

A cavitação pode assumir diferentes formas a partir de seu início, de tal modo que pode ser dividida em três grupos (MAY, 1987):

- a) cavitação itinerante: nesse caso, as cavidades se formam em regiões de baixa pressão e se deslocam com o escoamento colapsando em regiões de alta pressão;
- b) cavitação fixa: ela ocorre quando o escoamento se desprende de um corpo e forma uma cavidade quase estável na borda do corpo; quando a cavidade se estende além da superfície do corpo que a gerou é chamada de supercavitação;
- c) cavitação de vórtice: as cavidades se formam no núcleo de turbilhões de alta rotação criados em regiões de alto cisalhamento.

Diferentemente dos outros tipos de cavitação, na cavitação de vórtices existem cavidades que são chamadas de vórtices cavitantes. Essas estruturas, que aparecem ou como núcleos de vapores contínuos ou como correntes ou massas de bolhas contidas em movimentos de vórtices tridimensionais em grande escala, acredita-se serem responsáveis por sérias erosões de cavitação (WANG, 1999).

Nesse contexto, a fim de evitar ou reduzir a cavitação nas válvulas e em suas tubulações, alguns mecanismos podem ser utilizados segundo Tullis (1989):

- a) restringir a operação do sistema para níveis baixos de cavitação, de tal forma que as cavidades não contenham muita energia e o colapso ocorra antes de alcançar a superfície;

- b) remover as superfícies da zona de cavitação usando um alargamento repentino, o que deve dissipar energia ao mesmo tempo que evitar a cavitação; contudo, a perda de carga do sistema deverá aumentar;
- c) tratar a superfície com um material mais resistente à erosão provocada por cavitação. Tipicamente é comum revestir certas partes das válvulas com aço inoxidável ou outro material resistente; contudo, essa solução é geralmente cara e pode não ter bom custo-benefício;
- d) introduzir ar na região de separação a fim de supersaturar a região crítica com ar. Isso reduz o módulo de compressibilidade volumétrica do líquido e amortece o colapso das cavidades por meio da redução da velocidade das ondas. Tipicamente este é o mecanismo mais comum e eficiente utilizado, no entanto, para alguns componentes, como válvulas, não é tão prático injetar ar comprimido na região de cavitação.

2.2.1 Cavitação nas Válvulas *Hollow-Jet*

Assim como em qualquer estrutura hidráulica ou componente mecânico submetidos a escoamentos internos ou externos, a ocorrência de cavitação para certas geometrias e parâmetros de operação é recorrente, como destacam os relatórios recentes produzidos pelo USSD (2017). Assim, o emprego das válvulas *Hollow-Jet* tem sido cada vez menos recomendado.

Por outro lado, problemas como esses podem ser contornados, por exemplo, por meio do revestimento da superfície das válvulas. Essa solução foi adotada nas duas válvulas de *Yellowtail Dam* (EUA), no final do ano de 2008, onde polímeros especiais foram aplicados como revestimentos de forma a manter as válvulas operativas e protegidas da erosão e cavitação (HYDRO REVIEW, 2009).

A mesma solução vem sendo adotada também pelo *United States Bureau of Reclamation* para as válvulas *Hollow-Jet* que ainda estão em operação nos EUA. É o caso, por exemplo, da válvula de *Anderson Ranch Dam*, em que um contrato com a *Precision Machine and Supply Inc.* foi feito para recondicionar a válvula dessa barragem (HYDRO REVIEW, 2012). É o caso também das válvulas de *Palisades Dam*, em que o revestimento de 1954 estava caindo, revelando corrosão e possivelmente cavitação. Como consequência, decidiu-se remover e reparar as válvulas, uma vez

que a não implementação dos reparos poderia causar deterioração adicional e aumentar consideravelmente os custos (USBR, 2019).

Em outras regiões do mundo, essas válvulas também continuam sendo utilizadas, como por exemplo na França, mais precisamente em *Bissorte Dam*, onde em 2015 a válvula dessa barragem passou por manutenção e limpeza (MANANG, 2015).

Na Índia, recentemente uma das duas válvulas *Hollow-Jet* de *Kakki Dam* passou por recondicionamento, apresentando boa condição de operação. A outra válvula será igualmente reparada em momento oportuno. Essas válvulas podem ser vistas na Figura 5 (KAKKI - ANATHODU, 2019).

Além disso, as empresas ainda fabricam e vendem esse tipo de válvula pelo mundo, como por exemplo, a empresa *MIRAB* com sede no Irã, a empresa *Barata Indonesia* com sede na Indonésia e a empresa *AB-Valves* com sede na Alemanha.

No Brasil, especificamente, a maioria das válvulas dispersoras utilizadas em barragens são do tipo *Howell-Bunger*, contudo, as válvulas *Hollow-Jet* ainda continuam sendo empregadas em algumas barragens, como por exemplo, nas barragens de Entremontes, Pentecoste e Passagem das Traíras (ANA, 2016). O Apêndice B apresenta uma lista não exaustiva de barragens brasileiras que utilizam válvulas dispersoras com liberação para jusante, além de características dessas válvulas.

De acordo com o Relatório de Segurança de Barragens de 2019, 156 barragens brasileiras apresentam problemas de segurança (ANA, 2020). Este número cresceu substancialmente desde o último relatório, especialmente após a tragédia de Brumadinho em 2019. Além disso, um relatório produzido pela Secretaria de Infraestrutura e do Meio Ambiente do Governo do Estado de São Paulo, SIMA (2019), sintetiza informações de 202 barragens construídas no estado de São Paulo que estão submetidas à Política Nacional de Segurança de Barragens (PNSB). Nesse contexto, atenção especial deve ser dada ao assunto da cavitação em válvulas dispersoras, especialmente a *Hollow-Jet*, a fim de garantir uma operação segura, mas também para verificar se o fenômeno é igualmente detectado em outras válvulas dispersoras, como a *Howell-Bunger*.

Segundo Ishige *et al.* (1993), no caso em questão do escoamento ao redor de uma válvula *Hollow-Jet*, a erosão devido à cavitação é principalmente gerada na região das pás. De acordo também com o manual técnico do FEMA (2010), os danos de

cavitação são constantes nesse tipo de válvula e ocorrem especialmente nas pás, o que restringe a sua abertura mínima.

A Figura 10 mostra a erosão causada por cavitação na região de pá de uma válvula *Hollow-Jet*.

Figura 10 - Dano de cavitação na região de pá (Represa de *San Gabriel*, *Los Angeles*)

Fonte: <<ftp://dpwftp.co.la.ca.us>>. Acesso em: 03 abril 2019.

Estudos mostraram que a cavitação ao redor da válvula pode estar relacionada à separação do escoamento a partir da agulha. Nesse caso, a cavitação é um tipo de vórtice cavitante. Quando a cavitação ocorre em torno da válvula, as cavidades primeiro aparecem como bolhas esféricas individuais na vedação (ponta) da agulha e então formam uma estrutura de anel de bolhas por trás da agulha. Algumas das bolhas são presas por vórtices e formam vórtices de cavitação. Mais ainda, foi verificado que os danos ocorrem em dois padrões. Um é caracterizado por grandes crateras que parecem ser geradas por um evento de impacto único do colapso do vórtice de cavitação próximo à superfície da válvula. O outro é devido aos pequenos pites irregulares formados por efeitos cumulativos de impactos mais fracos de bolhas (WANG *et al.*, 1999).

A geometria utilizada nos experimentos de Wang (1999) pode ser vista através da Figura 11.

GEOMETRIA DA VÁLVULA. (1) PÁ; (2) CILINDRO; (3) ÊMBOLO;
(4) AGULHA; (5) REGIÃO DA VEDAÇÃO DA AGULHA; (6) REGIÃO DA
BASE DE VEDAÇÃO; (7) TRAJETO; (8) DUTO DE VENTILAÇÃO; (9) ENGRENAGEM

Figura 11 - Geometria utilizada nos experimentos

Fonte: Adaptado de Wang (1999).

A Figura 12 ilustra a região logo após a agulha e ponta (vedação) da válvula em que o campo de escoamento foi dividido em três zonas: zona de escoamento principal, zona de escoamento cisalhante e zona de separação vortical.

O escoamento na zona de escoamento principal consiste de um jato de alta velocidade. Quase toda a taxa de escoamento da válvula passa através desta zona, de forma que a velocidade de escoamento nesta região representa a maior das três.

Figura 12 - Principais zonas do campo de escoamento

Fonte: Adaptado de Wang (1999).

O escoamento na esteira atrás da agulha forma a zona de separação vortical que é chamada de região de água morta. A velocidade nessa zona é relativamente baixa e

ela apresenta pequenas bolhas em seu interior que se movimentam com o deslocamento dos vórtices.

Finalmente, a região de escoamento cisalhante está localizada entre as duas zonas apresentadas. Ela representa uma zona de transição entre o escoamento principal e a zona de separação vortical, e apresenta um alto gradiente de velocidade, induzindo turbilhões circunferenciais de grande escala. Assim, vórtices cavitantes podem ser observados apenas nessa região.

Além disso, através do estudo da vibração induzida pela cavitação ao redor dessas válvulas para diferentes aberturas, foram determinadas as bandas de frequência de vibração induzida pela cavitação. Pela análise da vibração, as definições de número de cavitação característico foram sugeridas e as características de cavitação em diferentes aberturas da válvula foram definidas (WANG *et al.*, 1998).

Mostrou-se que a vibração induzida pela cavitação não depende muito da abertura da válvula, mas é afetada pelo número de cavitação, número este definido pela equação (1) a seguir:

$$\sigma = \frac{2(P_2 - P_v)}{\rho V^2} \quad (1)$$

Onde P_2 é a pressão a jusante da válvula, P_v é a pressão de vapor saturado, V é a velocidade média de escoamento pela ponta ou vedação da válvula e ρ é a massa específica do fluido.

Além disso, mostrou-se que o desenvolvimento da cavitação na válvula *Hollow-Jet* pode ser dividido em três estágios, que são: cavitação incipiente, subcavitação e supercavitação. Esses estágios são caracterizados por três números de cavitação: número de cavitação incipiente σ_i , número de cavitação crítica σ_c , e número de máxima vibração de cavitação σ_{mv} (WANG *et al.*, 1998).

A Figura 13 mostra a relação da vibração com os números de cavitação característicos de forma qualitativa e a influência da abertura da válvula nesses números.

O número de cavitação incipiente σ_i representa o início da vibração induzida pela cavitação. Ele corresponde aos primeiros pontos de transição onde o nível de aceleração começa a aumentar. Para diferentes aberturas da válvula percebe-se que esse número é quase constante.

O número de cavitação crítica σ_c é definido como o início do aumento significativo de vibração. Isto significa que se um sistema opera com $\sigma > \sigma_c$, ruídos, vibração e erosão

não ocorrerão. Portanto, σ_c é útil de um ponto de vista de engenharia, pois pode possibilitar a criação de projetos dessas válvulas livres de cavitação.

Para $\sigma < \sigma_c$, passa-se pelo número de cavitação transicional σ_t até chegar no número de máxima vibração de cavitação σ_{mv} . Do caminho até esse ponto, o nível de aceleração aumenta abruptamente e vai até seu valor máximo exatamente em σ_{mv} .

Finalmente, para $\sigma < \sigma_{mv}$ o nível de aceleração diminui significativamente de forma a indicar que a cavitação se encontra em seu estágio de supercavitação.

De uma forma geral, nota-se através da Figura 13 que a abertura da válvula possui um impacto pequeno nos valores dos números de cavitação característicos.

Figura 13 - Relação entre número de cavitação e intensidade de vibração (esquerda) e abertura de válvula e número de cavitação (direita)

Fonte: Adaptado de Wang *et al.* (1998).

A Tabela 1 mostra uma descrição resumida dos números de cavitação apresentados e a relação deles com a vibração na válvula.

Símbolo	Descrição	Característica
σ_i	Número de cavitação incipiente	Início da vibração induzida pela cavitação
σ_c	Número de cavitação crítica	Início do aumento significativo de vibração
σ_t	Número de cavitação transicional	Nível elevado de vibração, antes da máxima vibração de cavitação
σ_{mv}	Número de máxima vibração de cavitação	Máxima vibração de cavitação é atingida. Valores menores do número de cavitação caracterizam o estágio de supercavitação

Tabela 1 – Números de cavitação característicos

Dando sequência ao estudo da cavitação em válvulas *Hollow-Jet*, Wu *et al.* (2003) realizaram estudos por meio de simulações 3D da cavitação na mesma válvula utilizada nos experimentos de Wang (1999). Os resultados desse trabalho foram em parte de encontro aos resultados dos experimentos. Verificou-se a formação de uma cavidade com estratificação dos contornos de massa específica na ponta da válvula. No entanto, ocorreu uma flutuação dessa cavidade de forma quase periódica sem haver o seu desprendimento. Vórtices de cavitação na região de alto cisalhamento e de altos gradientes de velocidades também foram detectados graças às simulações. Esse trabalho, no entanto, não conseguiu capturar o desprendimento dessa cavidade da região da ponta da válvula, como ocorreu nos experimentos. Além disso, as simulações também não conseguiram capturar a formação de bolhas menores responsáveis por impactos mais fracos que geram pites.

Percebe-se, portanto, que com o avanço das técnicas de CFD, as análises por meio de simulações passaram a complementar os resultados experimentais obtidos. Nesse sentido, serão apresentados nos capítulos seguintes alguns dos equacionamentos utilizados por essas técnicas a fim de simular o fenômeno da cavitação.

2.2.2 Dinâmica da Bolha e Equação de Rayleigh-Plesset

Durante o processo de evaporação e geração de bolhas, ocorre a formação de uma interface que separa o vapor do meio líquido. A Figura 14 mostra a superfície da bolha, que funciona como interface, e o meio líquido externo.

Figura 14 - Porção de interface líquido-vapor em uma bolha

Fonte: Adaptado de Şenocak (2002).

Assim como em um volume de controle, as leis de conservação da massa, quantidade de movimento e de energia devem ser satisfeitos na interface em questão.

Na Figura 14, as direções do sistema de coordenadas curvilíneas são representadas pela direção normal ($\hat{n}$) e tangencial ($\hat{s}$) à interface. Os vetores velocidades mostrados são todos normais à interface e se referem a um observador fixo. $V_{L,n}$ representa a velocidade do líquido se movendo em direção à interface, $V_{V,n}$ representa a velocidade do vapor se afastando da interface e $V_{I,n}$ representa a velocidade da interface.

De acordo com a conservação da massa, a taxa de massa por unidade de área que chega na interface deve ser igual à taxa de massa por unidade de área que se afasta da interface, de forma que:

$$\rho_L(V_{L,n} - V_{I,n}) = \rho_V(V_{V,n} - V_{I,n}) \quad (2)$$

onde ρ_L e ρ_V representam as massas específicas do líquido e do vapor, respectivamente.

Do mesmo modo, a quantidade de movimento deve ser conservada na interface, obtendo-se para a direção normal (ŞENOCAK, 2002):

$$P_V - P_L = S \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) + 2\mu_V \frac{\partial V_{V,n}}{\partial n} - 2\mu_L \frac{\partial V_{L,n}}{\partial n} + \rho_L(V_{L,n} - V_{I,n})^2 - \rho_V(V_{V,n} - V_{I,n})^2 \quad (3)$$

onde S é a tensão superficial, R_1 e R_2 são os raios principais de curvatura da interface, P_V e P_L são as pressões das fases vapor e líquida e μ_V e μ_L representam as viscosidades absolutas das fases vapor e líquida, respectivamente.

Para a direção tangencial, é assumido que a interface é muito fina com tensão superficial constante e que as velocidades tangenciais de cada uma das fases são iguais em virtude da condição de existência de não-escorregamento, de maneira que a conservação da quantidade de movimento é dada como (ŞENOCAK, 2002):

$$\mu_L \left(\frac{\partial V_{L,n}}{\partial s} + \frac{\partial V_{L,s}}{\partial n} \right) = \mu_V \left(\frac{\partial V_{V,n}}{\partial s} + \frac{\partial V_{V,s}}{\partial n} \right) \quad (4)$$

Finalmente, a conservação da energia na interface pode ser escrita da seguinte forma (ŞENOCAK, 2002):

$$\rho_L(V_{L,n} - V_{I,n})h_L - \rho_V(V_{V,n} - V_{I,n})h_V = k_V \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{int} - k_L \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{int} \quad (5)$$

onde h_L e h_V representam o calor latente de vaporização das fases líquida e vapor, respectivamente, e k_L e k_V representam a condutividade térmica das fases líquida e vapor, respectivamente.

O fenômeno de crescimento e colapso da cavidade da bolha pode ser descrito de acordo com a equação geral conhecida como equação de Rayleigh-Plesset. Considerando a Figura 15, em que uma cavidade esférica de raio $R(t)$ está inserida em um líquido de domínio infinito, são adotadas algumas considerações iniciais para o modelo.

Figura 15 - Modelo de bolha esférica em líquido infinito

Fonte: Adaptado de Brennen (1995).

Será assumido que a pressão interna $P_B(t)$ e a temperatura interna $T_B(t)$ à bolha são uniformes, ao mesmo tempo que o conteúdo interno à bolha é homogêneo. Além disso, é assumido que a pressão do líquido externo também é conhecida e que a massa específica ρ_L e viscosidade cinemática ν_L do líquido são constantes e uniformes.

Com simetria esférica, o escoamento radial é irrotacional e a velocidade potencial é $\phi = \frac{UR(t)^2}{r}$, onde $U = \frac{dR(t)}{dt}$, de forma que a velocidade radial da interface se apresenta como (ŞENOCAK, 2002):

$$u(r, t) = -\frac{\partial \phi}{\partial r} = \frac{R(t)^2}{r^2} \frac{dR(t)}{dt} = \frac{F(t)}{r^2} \quad (6)$$

Assumindo agora um fluido newtoniano, a equação de Navier-Stokes para o movimento na direção radial r pode ser escrito como:

$$-\frac{1}{\rho_L} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial r} - \nu_L \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial u}{\partial r} \right) - \frac{2u}{r^2} \right] \quad (7)$$

Substituindo a equação (6) em (7):

$$-\frac{1}{\rho_L} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{1}{r^2} \frac{dF}{dt} - \frac{2F^2}{r^5} \quad (8)$$

E integrando de r até o infinito:

$$\frac{P - P_\infty}{\rho_L} = \frac{1}{r} \frac{dF}{dt} - \frac{1}{2} \frac{F^2}{r^4} \quad (9)$$

O balanço de forças na superfície da bolha é dado pela força resultante na direção radial:

$$(\sigma_{rr})_{r=R} + P_B - \frac{2S}{R} \quad (10)$$

onde S representa a tensão superficial e $(\sigma_{rr})_{r=R}$ é a tensão normal na direção radial. Além disso, considerando a seguinte relação para a tensão normal:

$$(\sigma_{rr})_{r=R} = -P + 2\mu_L \frac{\partial u}{\partial r} \quad (11)$$

pode-se escrever a força por unidade de área a partir das equações (6), (10) e (11):

$$P_B - (P)_{r=R} - 4 \frac{\mu_L}{R} \frac{dR}{dt} - \frac{2S}{R} \quad (12)$$

Na ausência de transporte de massa através da superfície da bolha (evaporação ou condensação) a força resultante deve ser zero e substituindo as equações desenvolvidas acima na equação (9) obtém-se a famosa equação de Rayleigh-Plesset (BRENNEN, 1995):

$$\frac{P_B(t) - P_\infty(t)}{\rho_L} = R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 + \frac{4v_L}{R} \frac{dR}{dt} + \frac{2S}{\rho_L R} \quad (13)$$

onde R é o raio da cavidade esférica, ρ_L é a massa específica do líquido, v_L é a viscosidade cinemática do líquido, $P_B(t)$ é a pressão no interior da cavidade, $P_\infty(t)$ é a pressão do escoamento livre e S é a tensão superficial da bolha.

A equação acima pode ser modificada quando se considera a contribuição do gás não condensável. Na ausência de efeitos térmicos e considerando homogeneidade dos constituintes internos da bolha, pode-se assumir que o comportamento do gás na bolha é politrópico, de forma que (BRENNEN, 1995):

$$P_G = P_{G0} \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3K} \quad (14)$$

onde R_0 é o raio inicial e P_{G0} é a pressão do gás não condensável. A constante politrópica K é igual a 1 para o caso isotérmico de temperatura da bolha.

Assim, a pressão no interior da bolha pode ser escrita como a soma da pressão de vapor com a pressão parcial do gás não condensável:

$$P_B = P_V(T_\infty) + P_{G0} \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3K} \quad (15)$$

onde $P_V(T_\infty)$ é a pressão de vapor na temperatura do líquido da vizinhança.

Finalmente, tem-se a equação de Rayleigh-Plesset na ausência de efeitos térmicos incluindo a contribuição do gás não condensável (ŞENOC AK, 2002):

$$\frac{P_V(T_\infty) - P_\infty(t)}{\rho_L} + \frac{P_{G0}}{\rho_L} \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3K} = R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 + \frac{4\nu_L}{R} \frac{dR}{dt} + \frac{2S}{\rho_L R} \quad (16)$$

2.2.3 Modelagem da Cavitação

Na cavitação, a transferência de massa entre líquido e vapor, ou seja, evaporação e condensação, é governada pela seguinte equação de transporte de vapor (ANSYS FLUENT, 2013):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha \rho_V) + \nabla \cdot (\alpha \rho_V \vec{v}) = R_g - R_c \quad (17)$$

onde ρ_V é a massa específica do vapor, α é a fração de volume do vapor, v a velocidade da fase vapor, R_g a fonte de transferência de massa e crescimento e R_c a fonte de transferência de massa de colapso.

Na equação (17), os últimos termos são responsáveis pela transferência de massa entre as fases e são eles que geralmente diferenciam os modelos de cavitação existentes. Esses termos são modelados com base na equação (16) que descreve o crescimento de uma bolha de vapor no líquido.

O *software Ansys Fluent* disponibiliza três modelos de cavitação para solução do fenômeno da cavitação: Schnerr - Sauer, Singhal *et al.* e Zwart - Gerber – Belamri.

2.2.3.1 Modelo de Schnerr - Sauer

No modelo de Schnerr - Sauer (2001), a contribuição dos gases não-condensáveis não é considerada e a equação de fração de volume de vapor tem a seguinte forma geral:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha \rho_v \vec{v}) = \frac{\rho_v \rho_L}{\rho_m} \frac{d\alpha}{dt} \quad (18)$$

onde ρ_m é a massa específica da mistura e ρ_L é a massa específica do líquido.

A seguinte expressão é utilizada para conectar a fração de volume de vapor com o número de bolhas por volume de líquido:

$$\alpha = \frac{n_b \frac{4}{3} \pi \mathcal{R}_b^3}{1 + n_b \frac{4}{3} \pi \mathcal{R}_b^3} \quad (19)$$

onde n_b é o número de bolhas por volume do líquido e $\mathcal{R}_b$ é o raio da bolha.

O termo fonte de massa resultante é dado por:

$$R_r = \frac{\rho_v \rho_L}{\rho_m} \frac{d\alpha}{dt} \quad (20)$$

O termo fonte de massa resultante da equação (20) é visto como um balanço de conversão líquido-vapor por meio da condensação e evaporação. Quando a pressão local cai abaixo da pressão de vapor do líquido, tem-se evaporação do líquido, equação (21), ao passo que quando a pressão local está acima da pressão de vapor tem-se condensação do vapor, equação (22).

Em termos de equações, no modelo utilizado tem-se o seguinte (ANSYS FLUENT, 2013):

Quando $P_v \geq P$,

$$R_g = \frac{\rho_v \rho_L}{\rho_m} \alpha (1 - \alpha) \frac{3}{\mathcal{R}_b} \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3\rho_L}} \quad (21)$$

Quando $P_v \leq P$,

$$R_c = \frac{\rho_v \rho_L}{\rho_m} \alpha (1 - \alpha) \frac{3}{\mathcal{R}_b} \sqrt{\frac{2(P - P_v)}{3\rho_L}} \quad (22)$$

2.2.3.2 Modelo de Singhal *et al.*

Singhal *et al.* (2001) elaboraram um modelo em que os efeitos da turbulência e dos gases não-condensáveis são levados em conta. Além disso, em seu modelo dito completo, a fração de massa de vapor é a variável dependente na equação de transporte de vapor:

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_v \rho_m) + \nabla \cdot (f_v \rho_m \vec{v}) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla f_v) + R_g - R_c \quad (23)$$

onde f_v é a fração de massa de vapor e Γ é o coeficiente de difusão.

As taxas de trocas de massa são dadas pelas seguintes equações (ANSYS FLUENT, 2013):

Quando $P_v \geq P$,

$$R_g = F_{vap} \frac{\max(1, \sqrt{k})(1 - f_v - f_g)}{S} \rho_L \rho_v \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3\rho_L}} \quad (24)$$

Quando $P_v \leq P$,

$$R_c = F_{cond} \frac{\max(1, \sqrt{k})f_v}{S} \rho_L \rho_L \sqrt{\frac{2(P - P_v)}{3\rho_L}} \quad (25)$$

onde f_g é a fração de massa dos gases não-condensáveis, F_{vap} e F_{cond} são constantes do modelo em que $F_{vap} = 0,02$ e $F_{cond} = 0,01$ e k a energia cinética turbulenta.

A pressão de vapor local é corrigida pela seguinte equação:

$$P_v = P_{sat} + \frac{1}{2}(0,39\rho_m k) \quad (26)$$

onde P_{sat} é a pressão de saturação local.

2.2.3.3 Modelo de Zwart - Gerber - Belamri

O modelo de Zwart – Gerber – Belamri (2004) assume que todas as bolhas de um sistema possuem o mesmo tamanho, além disso, assim como o modelo de Schnerr - Sauer, esse modelo não leva em conta a contribuição dos gases não-condensáveis. A equação geral tem a mesma forma da equação (17) e o termo fonte de massa resultante é dado por:

$$R_r = \frac{3\alpha\rho_v}{\mathcal{R}_b} \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3\rho_L}} \quad (27)$$

As taxas de trocas de massa são dadas pelas seguintes equações (ANSYS FLUENT, 2013):

Quando $P_v \geq P$,

$$R_g = F_{vap} \frac{3\alpha_{nuc}(1 - \alpha)\rho_v}{\mathcal{R}_b} \sqrt{\frac{2(P_v - P)}{3\rho_L}} \quad (28)$$

Quando $P_v \leq P$,

$$R_c = F_{cond} \frac{3\alpha\rho_v}{\mathcal{R}_b} \sqrt{\frac{2(P - P_v)}{3\rho_L}} \quad (29)$$

onde $\alpha_{nuc} = 5 \cdot 10^{-4}$ é a fração de volume do local de nucleação, $\mathcal{R}_b = 10^{-6} \text{ m}$, $F_{vap} = 50$ e $F_{cond} = 0,01$.

2.3 Escoamento Turbulento Multifásico

2.3.1 Escoamento Turbulento

Escoamentos turbulentos podem ser encontrados em vários momentos do dia-a-dia. Seja na fumaça que sai da chaminé, na água que corre no rio ou em uma cachoeira, percebe-se que o escoamento é transiente, irregular, aparentemente aleatório e caótico e o movimento dos turbilhões imprevisíveis. Essas características acima são comuns a todos os escoamentos turbulentos.

Muitas vezes é cometido o erro de se associar o conceito de imprevisibilidade da turbulência com desorganização espacial. Um escoamento é turbulento porque é imprevisível no espaço e não porque é simplesmente um movimento desordenado. Outro erro comum é achar que caos e turbulência são a mesma coisa. Na verdade, o caos é um estado anterior à turbulência. Durante a transição do escoamento laminar para turbulento, passa-se por um processo caótico que conduz a um estado turbulento, que embora imprevisível e irreversível no tempo, apresenta um considerável grau de ordem na sua estrutura de escalas de escoamento (ORTIZ, 2010).

No processo caótico, que é caracterizado por menores valores de Reynolds, diferentemente da turbulência em que quanto maiores os valores de Reynolds maiores serão as taxas de deformação e de vorticidade das menores escalas comparado às maiores escalas, a taxa de deformação das menores escalas é menor do que das maiores escalas, ocorrendo, nesse caso, dissipação direta pelas maiores escalas (FRISCH, 1995 *apud* ORTIZ, 2010).

Considerando o caso de um escoamento turbulento compressível na ausência de efeitos térmicos, as equações da continuidade e da quantidade de movimento para o campo de velocidades e pressões instantâneas na ausência de forças de campo modelam esse escoamento e estão apresentadas, respectivamente, a seguir:

$$\frac{\partial \tilde{p}}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{p}\tilde{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (30)$$

$$\frac{\partial(\tilde{p}\tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{p}\tilde{u}_i\tilde{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \tilde{u}_i}{\partial x_j^2} \quad (31)$$

Para o caso de escoamento incompressível as equações (30) e (31) podem ser simplificadas resultando nas equações instantâneas de continuidade e de Navier-Stokes, respectivamente:

$$\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (32)$$

$$\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial t} + \tilde{u}_j \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \tilde{u}_i}{\partial x_j^2} \quad (33)$$

A velocidade instantânea $\tilde{u}_i$ pode ser decomposta em dois termos: o termo de velocidade média U_i e o termo de flutuações de velocidade u_i , processo esse conhecido como decomposição de Reynolds (REYNOLDS, 1895):

$$\tilde{u}_i = U_i + u_i \quad (34)$$

A velocidade média U_i é interpretada como uma média temporal:

$$U_i = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0 + \bar{t}} \tilde{u}_i dt \quad (35)$$

Para as flutuações de velocidade, a média temporal é apresentada por uma barra sobrescrita e por definição o valor médio é igual a zero:

$$\bar{u}_i = \lim_{\bar{t} \rightarrow \infty} \frac{1}{\bar{t}} \int_{t_0}^{t_0 + \bar{t}} (\tilde{u}_i - U_i) dt \equiv 0 \quad (36)$$

Aplicando-se a equação (34) de decomposição à equação da continuidade (32) tem-se que:

$$\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (U_i + u_i) = \frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (37)$$

Se a média de todos os termos dessa equação for realizada e sabendo que a média da derivada espacial de uma variável é igual a derivada espacial da média da variável:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (38)$$

E

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (39)$$

Dessa forma, o escoamento médio e as flutuações de velocidades turbulentas são incompressíveis.

A equação do movimento do escoamento médio U_i é obtida através da equação (33), ao multiplicá-la pela massa específica e realizando-se a média, que após sucessivas manipulações e uso de propriedades do cálculo tensorial chega-se à seguinte equação da quantidade de movimento ou equação de Reynolds (TENNEKES; LUMLEY, 1972):

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \overline{\rho u_i u_j} \right) \quad (40)$$

Dessa forma, ao se utilizar o tratamento estatístico no escoamento turbulento gerou-se um novo termo na equação da quantidade de movimento que são as tensões de Reynolds ($\overline{\rho u_i u_j}$). Esse novo termo leva ao aparecimento de seis novas incógnitas que implica o não fechamento do sistema de equações representadas pelas equações de Navier-Stokes e da continuidade. Isso levou ao aparecimento dos modelos de turbulência a fim de serem fornecidas novas equações para a solução do sistema de equações.

No estudo da cavitação em válvulas, alguns modelos de turbulência do tipo RANS têm sido bastante utilizados para a solução das equações. Modelos de turbulência de duas

equações permitem determinar a escala de comprimento turbulenta e a escala de tempo resolvendo duas equações de transporte.

Dentre os modelos de duas equações mais famosos e utilizados em códigos comerciais de CFD está o $\kappa - \varepsilon$. Ele é o modelo de turbulência completo mais simples e essencialmente foca nos mecanismos que afetam a energia cinética turbulenta do escoamento. Suas diversas aplicações incluem, por exemplo, os problemas de transferência de calor, combustão e escoamento multifásico.

Desde que foi desenvolvido, o modelo $\kappa - \varepsilon$ passou por novas formulações de forma a torná-lo mais confiável e com uma melhor acurácia. Esse modelo possui três variações listadas a seguir, por ordem cronológica de surgimento: o *standard* $\kappa - \varepsilon$ (1972), o $\kappa - \varepsilon$ *Renormalization Group* (RNG) (1993) e o $\kappa - \varepsilon$ *realizable* (1995).

De uma forma geral, as principais diferenças entre esses modelos consistem:

- a) no método de cálculo da viscosidade turbulenta;
- b) nos números de Prandtl turbulentos que governam a difusão turbulenta;
- c) nos termos de produção e destruição da equação de dissipação turbulenta.

As equações de transporte para a energia cinética turbulenta (κ) e a taxa de dissipação turbulenta (ε), considerando números de Mach pequenos, ausência de efeitos gravitacionais e de gradientes de temperatura, podem ser escritas da seguinte forma para o modelo *standard* $\kappa - \varepsilon$ (ANSYS FLUENT, 2013):

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\kappa U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] - \overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho\varepsilon \quad (41)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - \overline{\rho u_i u_j} C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (42)$$

onde, $C_1 = 1,44$; $C_2 = 1,92$; $Pr_k = 1,0$ e $Pr_\varepsilon = 1,3$ são as constantes utilizadas.

Cada termo dessas equações possui seu significado físico. O primeiro e segundo termos representam, respectivamente, a taxa de variação de κ ou ε e o transporte por convecção de κ ou ε . O primeiro termo depois do sinal de igualdade representa o transporte de κ ou ε por difusão. Por fim, os dois últimos termos das equações equivalem, respectivamente, à taxa de produção e destruição de κ ou ε .

A viscosidade turbulenta (μ_t) nas equações (41) e (42) pode ser modelada pela seguinte expressão:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (43)$$

onde, $C_\mu = 0,09$.

As constantes utilizadas foram determinadas a partir de experimentos com ar e água para escoamentos cisalhantes turbulentos fundamentais, incluindo, por exemplo, escoamentos cisalhantes homogêneos.

No caso do modelo $\kappa - \varepsilon$ RNG, utilizando as mesmas considerações anteriores e para escoamentos completamente turbulentos, a equação de transporte para a energia cinética turbulenta (κ) é a mesma da equação (41). Já a equação da taxa de dissipação turbulenta (ε) é dada por (ANSYS FLUENT, 2013):

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - \bar{\rho} u_i u_j C_1 \frac{\varepsilon}{\kappa} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \left[C_2 + \frac{C_\mu \left(\frac{\sqrt{2}\kappa S_{ij}}{\varepsilon} \right)^3 \left(1 - \frac{\sqrt{2}\kappa S_{ij}}{4,38\varepsilon} \right)}{1 + 0,012 \left(\frac{\sqrt{2}\kappa S_{ij}}{\varepsilon} \right)^3} \right] \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (44)$$

onde, $C_1 = 1,42$; $C_2 = 1,68$; $Pr_k = 0,7194$ e $Pr_\varepsilon = 0,7194$ são as constantes utilizadas para esse modelo.

A viscosidade turbulenta (μ_t) pode ser modelada pela mesma expressão da equação (43) e, nesse caso, $C_\mu = 0,0845$.

Finalmente, para o modelo $\kappa - \varepsilon$ *realizable*, utilizando novamente as mesmas considerações anteriores, tem-se também a equação (41) para o transporte da energia cinética turbulenta (κ). A equação de transporte da taxa de dissipação turbulenta (ε) é dada por (ANSYS FLUENT, 2013):

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - \rho \cdot \max \left[0,43, \frac{\sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \frac{\kappa}{\varepsilon}}{\sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \frac{\kappa}{\varepsilon} + 5} \right] \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{\kappa + \sqrt{\nu\varepsilon}} \quad (45)$$

onde, $C_2 = 1,9$; $Pr_k = 1,0$ e $Pr_\varepsilon = 1,2$ são as constantes utilizadas para esse modelo.

A viscosidade turbulenta (μ_t) pode ser modelada pela mesma expressão da equação (43), porém, o parâmetro C_μ não é mais constante nesse caso a fim de tornar o modelo realizável, ou seja, gerando resultados físicos no caso de elevadas taxas de deformação média. Esse parâmetro representa uma função da taxa de rotação, taxa de deformação média e dos parâmetros de turbulência κ e ε (ANSYS FLUENT, 2013):

$$C_\mu = \frac{1}{4,04 + \sqrt{6} \cos \left[\frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\sqrt{6} \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\sqrt{S_{ij} S_{ij}^3}} \right) \right] \frac{\kappa \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}}}{\varepsilon}} \quad (46)$$

onde $\tilde{\Omega}_{ij}$ é o tensor taxa de rotação.

Outras versões de modelos de duas equações que são muito utilizados são o *standard* $\kappa - \omega$ (1998) e o *Shear-Stress Transport* (SST) $\kappa - \omega$ (1994). O modelo SST $\kappa - \omega$ é bem similar ao *standard* $\kappa - \omega$, mas inclui as seguintes mudanças principais:

- mudança gradual do *standard* $\kappa - \omega$ na região interna à camada limite para uma versão de altos números de *Reynolds* de modelo $\kappa - \varepsilon$ na parte externa à camada limite;
- formulação modificada da viscosidade turbulenta para levar em conta efeitos do transporte da tensão de cisalhamento turbulenta principal.

O modelo *standard* $\kappa - \omega$ é um modelo empírico baseado nas equações de transporte da energia cinética turbulenta (κ) e da taxa de dissipação específica (ω), que pode ser pensada como uma razão entre κ e ε .

As equações de transporte de κ e ω , com as mesmas considerações do modelo $\kappa - \varepsilon$ e considerando também altos números de *Reynolds* e incompressibilidade, podem ser escritas, respectivamente, como se segue (ANSYS FLUENT, 2013):

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\kappa U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] - \overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - 0,09 \rho f_{\beta^*} \kappa \omega \quad (47)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\omega U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] - \overline{\rho u_i u_j} \frac{\omega}{\kappa} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - 0,072 \rho f_\beta \omega^2 \quad (48)$$

em que $Pr_\kappa = Pr_\omega = 2,0$ e f_{β^*} e f_β são funções dadas por:

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & \chi_\kappa \leq 0 \\ \frac{1 + 680\chi_\kappa^2}{1 + 400\chi_\kappa^2} & \chi_\kappa > 0 \end{cases} \quad (49)$$

e

$$f_\beta = \frac{1 + 70\chi_\omega}{1 + 80\chi_\omega} \quad (50)$$

onde

$$\chi_\kappa = \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (51)$$

e

$$\chi_{\omega} = \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}S_{ki}}{(0,09\omega)^3} \right| \quad (52)$$

O significado de cada termo das equações de transporte para os modelos $\kappa - \omega$ é similar ao descrito para os modelos $\kappa - \varepsilon$.

Finalmente, a viscosidade turbulenta (μ_t) pode ser modelada da seguinte forma para altos números de Reynolds:

$$\mu_t = \rho \frac{\kappa}{\omega} \quad (53)$$

O modelo SST $\kappa - \omega$, por sua vez, foi desenvolvido para mesclar eficientemente a formulação acurada e robusta do modelo *standard* $\kappa - \omega$ na região próxima a parede, com as vantagens de escoamento livre do modelo *standard* $\kappa - \varepsilon$ fora da camada limite (MENTER, 1994 *apud* PENDAR & ROOHI, 2016). A fim de se obter isso, o modelo $\kappa - \varepsilon$ é convertido para a formulação do modelo $\kappa - \omega$.

Como consequência, esse modelo é mais acurado e confiável que o *standard* $\kappa - \omega$ para uma grande gama de escoamentos, como escoamentos de gradientes de pressão adversa, perfis aerodinâmicos e ondas de choque transônicas. De uma forma geral, o SST $\kappa - \omega$ é similar ao *standard* $\kappa - \omega$, mas com os seguintes refinamentos (ANSYS FLUENT, 2013):

- a) o modelo $\kappa - \omega$ e o modelo transformado $\kappa - \varepsilon$ são ambos multiplicados por uma função e ambos os modelos são adicionados juntos. Essa função equivale à unidade na região próxima à parede, o que ativa apenas o modelo $\kappa - \omega$ e é zero fora dessa região, ativando dessa vez apenas o modelo transformado $\kappa - \varepsilon$;
- b) o modelo SST incorpora um termo de difusão cruzada amortecida na equação de ω ;
- c) a definição de viscosidade turbulenta é modificada para levar em conta o transporte da tensão de cisalhamento turbulenta;
- d) as constantes do modelo são diferentes.

As equações completas do modelo SST $\kappa - \omega$ podem ser encontradas no manual do *software Ansys Fluent*.

Com base nos modelos de turbulência de duas equações apresentados, diversos autores fizeram uso desses modelos para o estudo da cavitação em válvulas.

Amirante *et al.* (2014) avaliaram os efeitos da cavitação sobre o desempenho de uma válvula direcional proporcional e utilizaram para isso o modelo κ - ε RNG. Este modelo simplificado permitiu a verificação das zonas de recirculação a jusante da válvula. O mesmo modelo também foi utilizado nas simulações de Morassi (2016), base de estudo da presente dissertação, pois proporcionou maior precisão nas regiões onde havia variações bruscas de escoamento, além de ser indicado para simulações de jatos.

Trabalhos mais recentes estão fazendo uso do modelo κ - ε *realizable*, por ser o mais novo das variações do κ - ε e por ser o mais completo na formulação e resultados que o tradicional *standard* κ - ε e o κ - ε RNG.

Nesse sentido, Nzombo (2017), por exemplo, avaliou a possibilidade de se obter projetos otimizados de válvulas de esfera e borboleta em que o potencial de cavitação fosse minimizado. Em seus estudos, o modelo κ - ε *realizable* foi utilizado para a solução do conjunto de equações. Da mesma forma, Liu *et al.* (2019) utilizaram o mesmo modelo de turbulência para estudar a cavitação em válvulas diafragmas considerando diferentes aberturas.

Com relação aos modelos $\kappa - \omega$, apenas o SST $\kappa - \omega$ foi encontrado nos trabalhos relacionados ao tema. O fato dele ser mais completo e gerar resultados mais acurados que o *standard* $\kappa - \omega$ pode ter viabilizado a sua escolha.

Como exemplo, Tabrizi *et al.* (2014) analisaram a cavitação em válvulas de esfera por meio da queda de pressão e formação de vórtices a jusante da válvula para diferentes aberturas. Nesse trabalho, o modelo SST $\kappa - \omega$ foi utilizado para capturar a separação do escoamento a jusante da geometria. Lee *et al.* (2016) estudaram a otimização de parte da geometria de uma válvula globo de três vias para minimizar os efeitos da cavitação. O modelo de turbulência escolhido para esse trabalho também foi o SST $\kappa - \omega$.

2.3.2 Escoamento Multifásico

Partindo-se do princípio de que um determinado escoamento em torno de uma válvula *Hollow-Jet* é cavitante, tem-se nesse caso a coexistência de duas fases, uma líquida representada pelo fluido principal e outra vapor formada pelas bolhas de vapor.

Escoamentos desse tipo são ditos multifásicos e apresentam uma dificuldade adicional quando estudados e comparados ao caso monofásico: a forma e posição das interfaces são desconhecidas.

Existem três tipos de padrões de escoamento multifásico: o escoamento separado em que ambas as fases são contínuas podendo haver algumas gotas ou bolhas; o escoamento intermitente em que ao menos uma fase é descontínua; e o escoamento disperso em que a fase líquida é contínua, enquanto a fase vapor é descontínua.

Resultados experimentais e parâmetros de projeto desse tipo de escoamento podem muitas vezes serem estudados e obtidos com sucesso através de modelos analíticos simples que não levam em conta detalhes do escoamento. O modelo dito homogêneo é um exemplo disso, nele os componentes são tratados como um pseudofluido com propriedades médias que obedece às equações usuais de escoamento de apenas um componente, sem se preocupar com uma descrição detalhada do padrão de escoamento.

Em alguns casos o uso da teoria homogênea é completamente inapropriado por considerar uma velocidade média que não faria sentido ao problema. Um exemplo disso são os escoamentos verticais ou escoamentos em que a gravidade possui uma relevante atuação.

Considerando o caso unidimensional de um escoamento homogêneo em equilíbrio e permanente ao longo de um duto com tensões normais desprezíveis, as equações da continuidade e da quantidade de movimento podem ser escritas, respectivamente, conforme mostrado a seguir (WALLIS, 1969):

$$W = \rho_m v A = \text{constante} \quad (54)$$

$$W \frac{dv}{dz} = -A \frac{dp}{dz} - P_e \tau_w - A \rho_m g \cos \theta \quad (55)$$

Nas equações acima W representa a vazão mássica, v a velocidade do pseudofluido, A e P_e representam, respectivamente, a área e perímetro do duto, τ_w é a tensão de cisalhamento média de parede, z é a coordenada vertical, θ é a inclinação do duto com relação à vertical e ρ_m é a massa específica da mistura.

A equação (55) pode ser escrita também como uma equação explícita do gradiente de pressão, nesse caso, tem-se (WALLIS, 1969):

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{P_e}{A}\tau_w - \frac{W}{A}\frac{dv}{dz} - \rho_m g \cos\theta \quad (56)$$

Os três termos à direita da equação (56) representam, respectivamente, as componentes de fricção, de aceleração e gravitacional do gradiente de pressão.

Nas equações acima apresentadas, percebe-se a presença de um parâmetro não existente nas equações de escoamento monofásico, a massa específica da mistura ρ_m . Essa massa específica pode ser expressa de diferentes maneiras. Em termos da fração de volume de vapor α ela é escrita da seguinte forma (WALLIS, 1969):

$$\rho_m = \alpha\rho_v + (1 - \alpha)\rho_L \quad (57)$$

Além do modelo homogêneo, um modelo um pouco mais elaborado existente é o modelo de deriva. Esse modelo é considerado de escoamento separado em que é dada atenção ao movimento relativo das fases ao invés do movimento individual delas. Esse modelo é útil quando a velocidade relativa pode ser determinada através de poucos parâmetros do escoamento estudado.

Nesse caso, para modelagem das equações deve-se ser considerado um novo parâmetro chamado de fluxo de deriva, j_{21} (WALLIS, 1969):

$$j_{21} = (1 - \alpha_v)j_2 - \alpha_v j_1 \quad (58)$$

O fluxo de deriva representa o fluxo volumétrico de qualquer componente relativo a uma superfície se movendo a uma velocidade volumétrica média j , onde:

$$j = j_2 + j_1 \quad (59)$$

E, portanto, as velocidades superficiais de cada fase são dadas por:

$$j_1 = (1 - \alpha_v)j - j_{21} \quad (60)$$

$$j_2 = \alpha_v j + j_{21} \quad (61)$$

Finalmente, a massa específica da mistura para o modelo de deriva pode ser escrita da seguinte forma (WALLIS, 1969):

$$\rho_m = \frac{j_1\rho_1 + j_2\rho_2}{j} + (\rho_1 - \rho_2)\frac{j_{21}}{j} \quad (62)$$

Para o caso em que o fluxo volumétrico é nulo, ou seja, não há velocidade relativa entre as fases, o modelo se torna idêntico ao homogêneo.

Como já dito anteriormente, o modelo homogêneo simplifica muito a modelagem do escoamento multifásico, não sendo necessário recorrer a modelos mais elaborados em que muitas vezes a obtenção dos parâmetros se torna complicada. No fenômeno de cavitação, a teoria do modelo homogêneo é, portanto, comumente adotada (ŞENOCAK, 2002).

Os trabalhos já citados de Wu *et al.* (2003), Amirante *et al.* (2014), Nzombo (2017) e Liu *et al.* (2019), como exemplo, fizeram uso do modelo homogêneo em seus estudos de cavitação.

2.3.3 Números Adimensionais

Muitas vezes se utilizam números em suas formas adimensionais com o intuito de facilitar e generalizar as discussões a respeito de um assunto. Para o estudo da cavitação, a utilização de números adimensionais também se mostra recorrente e útil. Nesse contexto, os números de Reynolds e de cavitação, o coeficiente de pressão e o tempo adimensional foram definidos conforme mostrado:

$$Re = \frac{\rho_L U_\infty d}{\mu_L} \quad (63)$$

$$\sigma = \frac{P_2 - P_v}{\frac{1}{2} \rho_L V^2} \quad (64)$$

$$C_p = \frac{P - P_2}{\frac{1}{2} \rho_L U_\infty^2} \quad (65)$$

$$t^* = \frac{t}{0,06} \quad (66)$$

Em que ρ_L e μ_L representam, respectivamente, a massa específica e viscosidade da água, d é o diâmetro da válvula, V é a velocidade média (medida desde o início do escoamento até o desprendimento da bolha) na região da ponta da válvula, U_∞ é a velocidade média na entrada da tubulação, P_2 é a pressão na saída do escoamento (pressão atmosférica), P_v a pressão de vapor saturado, P a pressão local monitorada em determinado ponto e t o tempo de escoamento.

A definição do número de cavitação na equação (64) é a mesma fornecida por Wang (1999). O valor final desse número adimensional depende fortemente da localização do ponto de velocidade monitorada. O parâmetro t^* , apesar de ser adimensional, continua representando fisicamente o tempo de escoamento. Seu denominador foi definido com o intuito de se obter números adimensionais exatos nos instantes selecionados para estudo.

3. METODOLOGIA

O processo de cavitação em válvulas dispersoras *Hollow-Jet* foi analisado partindo-se dos trabalhos de Morassi (2016) e Morassi e Ortiz (2016). Nesses trabalhos foi utilizado como referência um protótipo da câmara de dissipação de *Falcon Dam* que possui válvulas do tipo *Hollow-Jet* para dissipação de energia. O objetivo foi estudar a faixa operativa da câmara de dissipação e das válvulas sem, no entanto, verificar a fundo a possibilidade de ocorrência de cavitação nas válvulas.

Com base nisso, o presente trabalho se iniciou por meio de uma pesquisa bibliográfica a respeito do tema. A pesquisa incluiu uma descrição dos principais tipos de válvulas dispersoras existentes e de suas principais características. Foram investigadas a utilização e fabricação das válvulas *Hollow-Jet* ao redor do mundo, assim como os reparos e revestimentos já realizados nesses componentes. Especificamente no Brasil, foi elaborada uma lista das barragens que utilizam válvulas dispersoras e a situação atual dessas barragens, no tocante à segurança, a partir de estudos realizados pelo governo.

Em seguida, as pesquisas focaram nos fundamentos da cavitação e nos escoamentos turbulentos multifásicos, que são a base do tema estudado.

Uma vez abordada toda teoria relacionada ao tema, foram iniciados os estudos por meio das simulações. A geometria de uma das válvulas foi isolada e adaptada para análise por simulações numéricas pelo método dos volumes finitos (*software Ansys Fluent*). A simetria da geometria original permitiu trabalhar com apenas metade da geometria, o que reduziu o número de elementos da malha e, por consequência, o tempo de processamento. Além disso, a geometria adaptada resultou do prolongamento da tubulação de descarga, a fim de garantir um escoamento plenamente desenvolvido na saída e resultados acurados. Foram também removidas

as pás que circundam a válvula, por se tratarem de componentes finos e que não alteram o campo do escoamento.

Um estudo de convergência e dependência de malhas, contendo elementos poliédricos, foi utilizado para a escolha final da malha das simulações.

Foi realizado também um estudo da influência do comprimento de descarga nos resultados, uma vez que esse comprimento foi prolongado e a pressão atmosférica mantida na condição de contorno da saída.

Para a definição do modelo de turbulência para fechamento do modelo RANS, simulações e comparações foram realizadas entre os principais modelos de duas equações. A seleção do modelo de cavitação e métodos de solução, por sua vez, foi baseada na literatura, recomendações do manual do *software* e em tentativas durante as simulações.

A faixa operativa da câmara de dissipação dos trabalhos de referência, consistindo de seis pontos de operação, foi então simulada considerando aberturas de válvula de 50% e 100%. Para a análise dos resultados, números adimensionais foram previamente definidos.

Escoamento multifásico homogêneo em regime transiente foi considerado e o acoplamento pressão-velocidade PISO foi escolhido. Esse algoritmo é mais eficiente que o SIMPLE e suas derivações, além de ser recomendado para escoamentos transientes com grandes quantidades de passos de tempo.

O fenômeno da cavitação foi verificado nos casos analisados pela queda de pressão localmente, tendo por consequência a redução da fração de volume do líquido e geração de vórtices de cavitação, onde a mudança dessa fração de volume do líquido foi estudada por meio dos contornos originados. A distribuição dos vetores velocidade, linhas de corrente e pressão em torno da válvula foi analisada. Além disso, a evolução da fração de volume do líquido e do coeficiente de pressão foi avaliada ao longo do tempo de simulação.

Para que a validação dos resultados fosse possível, uma tentativa de reprodução dos resultados da simulação de Wu *et al.* (2003) foi realizada, utilizando para isso as condições iniciais e geometria desse trabalho, além dos mesmos métodos e modelos da presente dissertação. O objetivo era obter resultados que fossem os mais similares possíveis dos resultados gerados pelo trabalho da literatura. As soluções numéricas e discussões foram também qualitativamente comparadas com as observações experimentais de Wang (1999).

Discussões a respeito da ocorrência de cavitação nos pontos da faixa de operação foram feitas e soluções para o problema foram propostas. Foi mostrado que dentre as opções uma possível solução, que inclusive possibilita reaproveitar a válvula, é a utilização de técnicas de condicionamento, seguidas da aplicação de revestimentos poliméricos especiais.

Finalmente, conclusões foram construídas e pontos pendentes para trabalhos futuros foram levantados, a fim de aprimorar os resultados do fenômeno estudado e de ampliar a análise para outros casos.

4. DESENVOLVIMENTO DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

4.1 Introdução

A utilização de técnicas em CFD se mostrou bastante útil ao longo dos últimos anos por possibilitar a simplificação dos estudos de fenômenos físicos. No entanto, segundo Versteeg e Malalasekera (2007), a validação de códigos CFD requer informações altamente detalhadas com relação às condições de contorno de um problema e gera um grande volume de resultados. Para validá-los é necessário a produção de dados experimentais de escopo similar.

Por outro lado, o custo de um experimento e tempo de execução são parâmetros variáveis que dependem fortemente das configurações testadas, do número de variáveis e dos pontos de dados monitorados. Além disso, muitas vezes as instalações para se realizar trabalhos experimentais podem não existir, nesse caso, a simulação em CFD deve se basear em experiências anteriores, comparações com soluções analíticas de escoamentos similares e mais simples e em comparações com dados de alta qualidade de problemas intimamente relacionados relatados na literatura (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

No presente trabalho, em se utilizando da discretização por volumes finitos, foi aplicada a técnica de CFD através do *software Ansys Fluent*. Além disso, como no presente trabalho também não foram realizados experimentos, foram utilizados como referência os resultados experimentais obtidos por Wang (1999) e as publicações baseadas nesses experimentos, em especial a simulação numérica realizada por Wu *et al.* (2003).

4.2 Formulação Teórica

4.2.1 Equações Governantes

As equações governantes do problema em questão consistem da forma conservativa das equações de Navier-Stokes, em que a média de Reynolds é aplicada (modelo RANS); do modelo de fechamento de turbulência de duas equações e de um modelo de cavitação apropriado.

Dessa forma, e considerando a massa específica variável e sendo a da mistura, as equações da continuidade e de quantidade de movimento podem ser escritas, respectivamente, como:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_m U_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (67)$$

$$\frac{\partial (\rho_m U_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_m U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (68)$$

Onde a massa específica da mistura ρ_m é dada pela equação (57), considerando assim o modelo homogêneo de mistura.

A escolha do modelo RANS está associada com o fato de que os escoamentos estudados são caracterizados por altos números de Reynolds. Dessa forma, comparado a outros modelos ele apresenta boa confiabilidade e menor custo computacional.

4.2.2 Modelo de Turbulência

O fechamento do sistema de equações do problema em questão só acontece se um modelo de turbulência é utilizado juntamente com as equações e modelos fundamentais do fenômeno estudado. No caso analisado, modelos de duas equações são os mais apropriados devido ao tempo de processamento inferior e à facilidade de convergência em relação a outros modelos mais elaborados. Além disso, de uma forma geral os resultados apresentam também acurácia e qualidade adequadas ao problema. Com base nisso, algumas considerações devem ser feitas em relação aos modelos desse tipo.

Em comparação ao *standard* $\kappa - \varepsilon$, o $\kappa - \varepsilon$ RNG é mais sensível aos efeitos de deformação rápida e curvatura de linha de corrente, por outro lado, este modelo não é capaz de aprimorar a análise da evolução de vórtices.

O modelo $\kappa - \varepsilon$ *realizable*, por sua vez, surgiu um pouco depois do $\kappa - \varepsilon$ RNG e foi validado para uma ampla gama de escoamentos como, por exemplo, escoamentos cisalhantes homogêneos rotativos. Ambos os modelos têm mostrado melhorias substanciais sobre o *standard* $\kappa - \varepsilon$, onde as características do escoamento incluem forte curvatura das linhas de corrente, vórtices e rotação. Contudo, estudos têm mostrado que o modelo $\kappa - \varepsilon$ *realizable* provê um desempenho melhor sobre todas as versões do modelo $\kappa - \varepsilon$ nos casos de separação de escoamentos e para escoamentos com características de escoamentos secundários complexos (ANSYS FLUENT, 2013).

O modelo *standard* $\kappa - \omega$ foi desenvolvido para modelar as interações nas proximidades da parede de forma mais precisa que os modelos $\kappa - \varepsilon$. Isso ocorre devido à natureza da formulação de ω com relação à formulação de ε (KOUKOUVINIS et al., 2017). No entanto, o modelo pode superestimar as tensões de cisalhamento das camadas limite do gradiente de pressão adversa e possui problemas com escoamentos de corrente livre. Além disso, ele é um pouco sensível às condições de contorno da taxa de dissipação específica (KOUKOUVINIS et al., 2017), o que é uma desvantagem que não se verifica no modelo $\kappa - \varepsilon$. De uma forma geral, é um modelo utilizado para simulações em turbo máquinas e onde fortes vórtices estão presentes, como nas pontas das asas.

O modelo SST $\kappa - \omega$ é bastante popular na área de aeronáutica, isso porque ele é um aprimoramento do *standard* $\kappa - \omega$ e é capaz de prever separação e junção dos escoamentos de uma forma melhor que os modelos $\kappa - \varepsilon$ e o *standard* $\kappa - \omega$. Em contrapartida, o modelo aborda algumas limitações específicas do modelo base, como a sensibilidade aos níveis de turbulência do escoamento livre.

Dessa forma, a fim de escolher o modelo de turbulência para o presente trabalho, foram realizadas simulações utilizando os modelos $\kappa - \varepsilon$ *realizable* com lei de parede, *standard* $\kappa - \omega$ e o SST $\kappa - \omega$.

Os resultados encontrados para uma abertura total de válvula (Apêndice C) mostraram que não houve diferença significativa entre os modelos. De uma forma geral, a evolução dos contornos da fração de volume do líquido apresentou muita

similaridade. A maior diferença foi em relação às linhas de corrente e a formação do vórtice de cavitação, onde o modelo $\kappa - \varepsilon$ *realizable* mostrou ligeira superioridade na captura do fenômeno. Dessa maneira, esse modelo foi o escolhido dentre os analisados.

Se optou também adotar o modelo de turbulência $\kappa - \varepsilon$ *realizable* com lei de parede, por ser um modelo robusto, de boa convergência e pelo baixo custo computacional quando comparado aos outros modelos testados.

As equações de transporte considerando a massa específica da mistura, podem ser escritas conforme mostrado:

$$\frac{\partial(\rho_m \kappa)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_m \kappa U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] - \overline{\rho_m u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho_m \varepsilon \quad (69)$$

$$\frac{\partial(\rho_m \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_m \varepsilon U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - \rho_m \cdot \max \left[0,43, \frac{\sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \frac{\kappa}{\varepsilon}}{\sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \frac{\kappa}{\varepsilon} + 5} \right] \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \varepsilon - \rho_m C_2 \frac{\varepsilon^2}{\kappa + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (70)$$

onde, $C_2 = 1,9$; $Pr_k = 1,0$ e $Pr_\varepsilon = 1,2$ são as constantes utilizadas e C_μ é dada pela equação (46).

Finalmente, para se computar o tensor das tensões de Reynolds é utilizada a famosa aproximação de Boussinesq (1877):

$$-\overline{\rho_m u_i u_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho_m \kappa \delta_{ij} \quad (71)$$

4.2.3 Modelo de Cavitação

Para que o conjunto de equações estivesse completo e a ocorrência de cavitação verificada, se utilizou o modelo de mistura (*mixture model*) disponível no software *Ansys Fluent*, que contém os modelos de cavitação. A escolha do modelo foi feita com base em algumas considerações (ANSYS FLUENT, 2013):

- os modelos de Zwart-Gerber-Belamri e Schnerr - Sauer são robustos e convergem rapidamente. Recomenda-se fortemente que se use um dos dois modelos, isso porque apesar do modelo de Singhal *et al.* ser fisicamente similar aos outros dois, ele é numericamente menos estável e mais difícil de se utilizar;

- b) o modelo de Singhal *et al.* é bastante sensível às condições iniciais, enquanto que os outros modelos são robustos o suficiente para em geral não haver necessidade de condições iniciais robustas;
- c) o modelo de Zwart-Gerber-Belamri considera que o raio da bolha é constante, enquanto que nos outros modelos esse parâmetro não é constante. No entanto, apenas o modelo de Schnerr - Sauer usa uma expressão para conectar a fração de volume do vapor com o número de bolhas por volume do líquido e com o raio da bolha.

Além das considerações acima, foram feitas simulações utilizando os três modelos e o único que resultou em convergência foi o modelo de Schnerr - Sauer. Dessa forma, por ser robusto e possibilitar convergência, além de ser o modelo padrão recomendado pelo *software Ansys Fluent*, esse foi o modelo adotado para as simulações dos casos analisados, em que sua formulação é descrita a partir da equação (18) até a equação (22).

Finalmente, no presente trabalho não foi considerado escorregamento entre fluido e bolhas, isso porque é sempre preferível simular a cavitação usando o modelo de mistura sem velocidade de escorregamento (ANSYS FLUENT, 2013).

4.3 Geometria e Condições de Contorno

As simulações foram realizadas utilizando parte da geometria do trabalho desenvolvido por Morassi (2016), que teve como referência um protótipo da câmara de dissipação de *Falcon Dam*, onde válvulas do tipo *Hollow-Jet* foram empregadas para dissipação de energia. Esse protótipo foi modelado para as simulações utilizando o *software Ansys*.

Para efeito de simulação e análise de cavitação, apenas uma das válvulas (juntamente com sua tubulação de entrada) foi utilizada. A Figura 16 mostra a geometria original da válvula e da tubulação.

Figura 16 - Geometria original da válvula e tubulação (Abertura de 100%)

Com relação à válvula, como já explicado no subitem 2.1.5, ela consiste de um cone interno que se movimenta axialmente abrindo e fechando passagem para o escoamento. A Figura 17 a) apresenta a situação em que a válvula está completamente aberta e a Figura 17 b) apresenta o caso completamente fechado.

a) Válvula completamente aberta

b) Válvula completamente fechada

Figura 17 - Funcionamento da válvula original

A fim de garantir um escoamento plenamente desenvolvido na descarga e, portanto, possibilitar a exequibilidade das simulações, um prolongamento da tubulação de descarga foi implementado.

É importante destacar também que a geometria utilizada para análise foi considerada na horizontal, isso porque as vazões de projeto por válvula utilizadas por Morassi (2016) são calculadas considerando um ponto logo a montante de cada válvula, assim os efeitos da gravidade são praticamente nulos sob o escoamento.

Com relação à região das pás, conforme explicado por Wang (1999) e Wu *et al.* (2003), tais estruturas podem ser consideradas com espessura desprezível e possuem forma que não altera o campo de escoamento.

Diante do exposto, no presente trabalho a fim também de facilitar a geração de malha e evitar a ocorrência desnecessária de elementos de baixa qualidade que possam prejudicar a convergência das simulações, foram desconsideradas as pás na geometria utilizada. Finalmente, com o intuito de reduzir o tempo de simulações e conforme também considerado por Wang (1999), apenas a metade inferior da geometria foi considerada para efeito de cálculo.

A Figura 18 mostra a geometria adaptada empregada e a Figura 19 apresenta uma melhor visualização da geometria final da válvula utilizada e seu funcionamento.

Figura 18 - Geometria adaptada e plano de simetria resultante (Abertura de 100%)

a) Válvula completamente aberta

b) Válvula completamente fechada

Figura 19 - Funcionamento da válvula utilizada

No que diz respeito às condições de contorno, as seguintes considerações foram feitas para cada domínio:

Entrada (*Inlet*): como a pressão na entrada não era conhecida, as velocidades a partir das vazões de projeto foram utilizadas. De acordo com o material do Ansys Fluent (2014), as condições de contorno mais robustas para solução de problemas com uma entrada e uma saída são justamente velocidade na entrada (*velocity inlet*) e pressão estática na saída (*pressure outlet*).

Saída (*Outlet*): O prolongamento da tubulação de descarga fez com que a saída do escoamento ficasse bem distante da válvula. Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), se regiões de saída do escoamento são alocadas próximas à obstáculos, é possível que o escoamento ainda não tenha alcançado um estado completamente desenvolvido (com gradientes zero na direção do escoamento) o que pode levar a erros relevantes. Por isso, é imperativo que a região de saída esteja localizada bem a jusante, muito além de uma distância relativa à 10 alturas do último obstáculo. Dessa forma, como o último obstáculo é a base das pás e ela possui uma altura um pouco maior que o raio da válvula, foi considerado um prolongamento equivalente a 10 vezes o diâmetro ($d = 2,286\text{ m}$) da válvula, o que é suficiente para garantir as condições descritas. Para a condição de contorno, conforme já explicado anteriormente, será utilizada a pressão estática nula na saída (*pressure outlet*).

Simetria (*Symmetry*): O uso de simetria na geometria é muito útil por reduzir o tempo de simulação, no entanto, de acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), escoamento e fluxo escalar através dessa região não podem ocorrer. Além disso, velocidades normais devem ser nulas e os valores de todas as outras propriedades imediatamente fora do domínio da solução são equacionados para valores dos nós mais próximos imediatamente dentro do domínio. Essas condições foram respeitadas para garantir validade do uso de simetria. Finalmente, na região de simetria foi considerada a ocorrência de escorregamento não nulo.

Parede (*Wall*): A região de parede é representada pelas tubulações de entrada e saída, além da válvula e base das pás. A condição mandatória nesse caso é o escorregamento nulo do fluido durante escoamento.

4.4 Configuração de Malha

A obtenção de uma boa malha é crítica para a qualidade e convergência de simulações com escoamentos. Existe uma relação de compromisso entre a qualidade da malha, facilidade de geração, requisitos do *software* e geração paralela de malha ao escolher entre os tipos de malha estruturada e não-estruturada.

Malhas estruturadas oferecem maior precisão numérica, menos contagem de células do que as malhas não-estruturadas e também apresentam implementação relativamente mais fácil de esquemas numéricos de ordem superior. Por outro lado, as malhas não-estruturadas oferecem mais flexibilidade para gerar malhas em domínios 3D complexos (ALI; TUCKER, 2014).

Com base nesse contexto, a escolha da malha passou por diversas questões relacionadas não somente à qualidade resultante das soluções, mas também à exequibilidade de geração e tempo das simulações que está intimamente relacionado ao tipo e quantidade de elementos empregados.

Nesse aspecto, no que diz respeito à geometria, verificou-se que algumas regiões do problema possuíam uma dificuldade maior de modelagem caso fosse utilizada uma malha estruturada multibloco, por exemplo.

A geração de malha estruturada multibloco está entre as técnicas de malha mais amplamente utilizadas. Essa geração é essencialmente um processo de dois estágios. No primeiro estágio, é gerada uma topologia de blocos adequada que divide o domínio complexo em subdomínios simples. Os blocos resultantes são então combinados por vários métodos de mapeamento. Embora isso ofereça uma maneira eficiente de criar malha nos domínios complexos, a criação de blocos no domínio em si é uma tarefa muito demorada e requer considerável intervenção humana para produzir a malha (ALI; TUCKER, 2014).

Devido a esse fato e seguindo a recomendação de que para geometrias relativamente complexas deve-se usar malhas tetraédricas/triangulares com elementos prismáticos nas bordas (ANSYS FLUENT, 2013), optou-se por uma malha desse tipo que é classificada como não-estruturada.

A característica mais atrativa de uma malha não-estruturada é que ela permite o cálculo do escoamento dentro ou ao redor de regiões geométricas com complexidades arbitrárias sem ter que gastar um longo tempo de geração e mapeamento de malha (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

A malha não-estruturada pode ser imaginada como uma limitação da malha multibloco, onde cada elemento individual é tratado como um bloco e cada bloco é topologicamente simples. Malhas podem, então, ser geradas independentemente para cada bloco com pouca dificuldade. Além disso, a resolução (refino) em cada subdomínio pode ser melhor controlada de acordo com as características do fluido na região, como por exemplo altos gradientes (SHYY, 1997).

Dessa forma, como na geometria em estudo a região de interesse estava ao redor da válvula e é caracterizada por grandes gradientes de velocidade, o refino da malha nessa região foi maior a fim de se obter uma melhor acurácia e facilitar a convergência da simulação.

De forma geral, a malha tetraédrica empregada possui muitas vantagens frente às outras, porém, possuem também algumas desvantagens, como por exemplo o fato de que seus elementos não podem se deformar muito, de modo que para se obter acurácia razoável nas bordas, canais longos ou pequenos saltos (gaps), muitos elementos são requeridos quando comparada à uma malha estruturada.

Essa grande quantidade de elementos para se obter resultados satisfatórios eleva consideravelmente o tempo de processamento das simulações. Esse fato levou à procura de um aprimoramento desse tipo de malha que veio através de uma funcionalidade do *software Ansys Fluent*, a conversão de malha tetraédrica para poliédrica.

Uma grande vantagem dos elementos poliédricos é que eles possuem muitos vizinhos (por volta de 10), assim os gradientes podem ser melhor aproximados quando comparados ao caso de elementos tetraédricos. Além disso, o tempo computacional na malha poliédrica é menor que um décimo do tempo computacional para a malha tetraédrica com a mesma acurácia. Isso ocorre porque são necessários aproximadamente quatro vezes menos elementos e metade da memória que seria utilizada (PERIC; FERGUSON, 2005).

4.4.1 Convergência e Dependência de Malha

Para que as simulações numéricas realizadas fossem caracterizadas por resultados válidos e confiáveis, se fez necessário o estudo da convergência e da dependência de malha utilizada.

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), a única forma de evitar erros devido à uma malha grosseira é através da realização de um estudo de dependência de malha, que é um procedimento de sucessivos refinamentos de uma malha inicialmente grosseira até que resultados principais não variem. Assim, a simulação é dita independente da malha. Partindo-se do regime transiente, que será utilizado para os casos estudados, foram utilizadas quatro malhas poliédricas em que a quantidade de elementos foi variada de forma a refinar as malhas gradualmente.

O tamanho do passo de tempo para essa análise foi de $\Delta t = 0,1 \text{ ms}$ (uma vez que as simulações de ocorrência de cavitação foram realizadas considerando esse valor) e o primeiro passo de tempo foi utilizado para comparação dos resultados. A variável monitorada nas simulações para convergência e independência de malha foi a pressão nas proximidades da ponta da válvula, para isso a média da pressão em um mesmo nó nessa região e nos nós vizinhos foi medida.

Finalmente, as soluções convergiram com um residual de 10^{-4} sem serem observadas diferenças nas pressões médias medidas para valores menores de residuais.

A Figura 20 a seguir mostra os valores de pressão média para cada malha utilizada e a Tabela 2 fornece a diferença percentual do valor de pressão média à medida que a malha é refinada.

Figura 20 - Pressão média na ponta da válvula versus elementos poliédricos utilizados

Quantidade de Elementos Tetraédricos (Milhões)	Quantidade de Elementos Poliédricos Resultantes (Milhões)	Residual	Pressão (Pa)	Diferença Percentual (%)
2,4	0,8	10^{-4}	1606500	-
3,6	1	10^{-4}	1478200	8,68
4,5	1,2	10^{-4}	1497500	1,29
6	1,4	10^{-4}	1495500	0,13

Tabela 2 – Convergência e dependência de malha para as simulações

Pode-se perceber da tabela acima que a malha com 1,4 milhão de elementos poliédricos resultou em uma pressão média com diferença percentual de 0,13% com relação à malha anterior.

Como essa diferença é inferior ao critério usado de 1%, a malha com 1,2 milhão de elementos poliédricos, que equivale à malha com 4,5 milhões de elementos tetraédricos, foi utilizada para os casos estudados. A Figura 21 apresenta a malha tetraédrica que originou a malha poliédrica utilizada. A Figura 22 a) mostra a malha poliédrica resultante da conversão de malha e a Figura 22 b) representa a região próxima à ponta da válvula delimitada pelo retângulo pontilhado vermelho na Figura 22 a), onde se podem ver as camadas de elementos prismáticos próximas às paredes.

Figura 21 - Plano de simetria da malha tetraédrica (Abertura de 50%)

a) Malha poliédrica resultante da conversão de malha

b) Malha na proximidade da região da ponta

Figura 22 - Plano de simetria da malha poliédrica (Abertura de 50%)

4.5 Simulações Numéricas

As simulações foram realizadas com base em tudo que foi discutido anteriormente por meio do uso do *software Ansys Fluent*. Após a geometria e malhas criadas e validadas, as condições de contorno para cada caso foram inseridas e os modelos do problema em questão selecionados.

Com relação aos métodos de solução, o ANSYS FLUENT apresenta dois tipos, o *pressure – based* e o *density – based*. Ambas as soluções podem ser usadas para uma ampla gama de escoamentos, embora em alguns casos uma solução pode ter melhor desempenho do que outra. A solução baseada na pressão (*pressure-based*) é utilizada para escoamentos incompressíveis e pouco compressíveis, já a solução baseada na densidade (*density – based*) foi projetada para escoamentos compressíveis de alta velocidade. O primeiro método foi o utilizado nas simulações, isso porque de forma geral o escoamento analisado é incompressível e apenas em alguns locais onde ocorre cavitação existe mistura de água e vapor.

Num problema de transporte de quantidade de movimento, a solução correta é obtida quando o campo de pressões introduzido nas equações de Navier-Stokes gera velocidades que satisfaçam a equação da conservação da massa. O algoritmo utilizado para garantir essa condição é denominado acoplamento pressão-velocidade. Para o problema estudado, o algoritmo do tipo segregado escolhido para o método de solução foi o algoritmo PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operators*).

O algoritmo PISO é um procedimento desenvolvido em sua origem por Issa (1986) para o cálculo não-iterativo de escoamentos transientes compressíveis. Ele pode ser visto como uma extensão do método SIMPLE, porém, com o uso de um passo a mais para a correção do campo de pressão. Comparativamente, o PISO apresenta melhor convergência (menos iterações por passo de tempo para convergir) e é recomendado para escoamentos transientes, no entanto, não é indicado para casos com pequenos passos de tempo.

Com relação à interpolação da pressão, no modelo de mistura utilizado apenas dois tipos estavam disponíveis, o *body-force weighted*, recomendado para problemas que envolvem grandes forças de corpo, e o *Presto!*, recomendado para escoamentos com elevados números de redemoinho, convecção natural com elevados números de Rayleigh, escoamentos rotativos de alta velocidade e escoamentos em domínios de

grande curvatura (ANSYS FLUENT, 2013). Para os casos estudados, o método *Presto!* foi considerado.

Finalmente, para a interpolação dos outros parâmetros foi utilizado o método de discretização *Upwind* de segunda ordem. Isso porque quando o escoamento está alinhado com a malha, o método *Upwind* de primeira ordem ainda é aceitável, contudo, quando isso não ocorre, resultados com maior acurácia são obtidos através da discretização de segunda ordem.

A interpolação por meio do método *QUICK* (*Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics*) foi descartada, uma vez que ela é utilizada apenas para células quadrilaterais e poliédricas. Quando empregada com outros tipos de malhas, a discretização de segunda ordem é automaticamente aplicada à todas as células (ANSYS FLUENT, 2013).

4.6 Estudos de Caso

Seguindo o trabalho de Morassi (2016), as simulações foram realizadas para cada ponto da faixa operativa da câmara de dissipação estudada, que teve como referência o protótipo de *Falcon Dam*. Cada ponto possui uma vazão, queda líquida e abertura de válvula correspondente. A Figura 23 mostra a faixa operativa com as características de cada ponto utilizado.

Figura 23 - Faixa operativa da câmara dissipadora, vazão versus altura manométrica total de cada válvula

Fonte: Morassi (2016).

Dessa forma, as aberturas de válvula de 50% e 100% e pontos de operação relacionados foram analisados quanto à ocorrência de cavitação.

A Tabela 3 apresenta os parâmetros que possuem valores constantes e que foram utilizados na simulação.

Parâmetro	Dimensão	Unidade
Diâmetro da válvula (d)	2,286	m
Massa específica da água (ρ_L)	998,2	kg/m^3
Viscosidade da água (μ_L)	0,001003	$Pa.s$
Pressão de vapor saturado (P_v)	3540	Pa
Pressão a jusante da válvula (P_2)	101325	Pa

Tabela 3 - Parâmetros e valores utilizados na simulação

Além desses parâmetros, os números adimensionais definidos a partir da equação (63) até a equação (66) também foram utilizados.

Devido ao fato do fenômeno de cavitação apresentar natureza transitória, todas as simulações foram realizadas em regime transiente. A convergência para todos os casos foi obtida sem para isso se utilizar da solução do regime permanente como solução inicial.

O tamanho do passo de tempo utilizado consistiu no mesmo apresentado por Wang (1999) em seus estudos de simulação, que corresponde ao valor de $\Delta t = 0,1 \text{ ms}$. Quanto menor o tamanho de passo de tempo mais precisa é a solução, no entanto, maior é o tempo para reprodução das simulações. Dessa forma, os 50 primeiros passos de tempo foram realizados considerando esse valor a fim de que fosse detectada a ocorrência ou não de cavitação. Os passos de tempo seguintes foram realizados considerando um valor de $\Delta t = 5 \text{ ms}$. O tempo de processamento médio das simulações foi de aproximadamente 2 dias para cada caso, utilizando para isso um *notebook* com 8 GB de memória RAM e um processamento paralelo com 8 núcleos.

Para todos os casos, as linhas de corrente, a distribuição de pressão ao redor da válvula e os contornos de fração volumétrica do líquido foram gerados e analisados. O plano de simetria da geometria foi selecionado para essa análise, devido ao fato dele ser também o plano das pás (*splitters*).

Além disso, as evoluções no tempo para diferentes localidades da fração volumétrica do líquido e do coeficiente de pressão foram traçadas. A Figura 24 mostra a localização dos pontos escolhidos para monitoramento, além da região específica da geometria que será mais utilizada ao longo do trabalho para um estudo detalhado. É importante salientar, que o valor monitorado dos parâmetros nos pontos mostrados, não se limitou apenas à uma medição referente ao nó do ponto, mas consistiu de uma média com relação ao valor no nó e em quatro nós vizinhos. Dessa forma, o valor do parâmetro monitorado acabou não sendo uma medição estritamente pontual.

Figura 24 - Pontos monitorados e região de interesse (Plano de simetria e abertura de 50%)

Nessa figura, o ponto A representa a entrada do escoamento, o ponto B o plano de início da válvula, o ponto C a ponta da válvula e o ponto D está representando a localização geométrica do plano de saída do escoamento na geometria original. Os valores medidos no ponto D foram fixados apenas para representação nos gráficos, já que os valores reais monitorados não corresponderiam ao que de fato se teria no caso de *Falcon Dam*. Além disso, a região de maior interesse é a ponta da válvula, pois ela está mais propícia a apresentar o fenômeno de cavitação. Adicionalmente, à medida que o escoamento se afasta dessa região e se aproxima do ponto D, há um redirecionamento do escoamento em direção à tubulação de saída. Portanto, nesse estudo os resultados serão discutidos levando-se em conta informações apenas das regiões de interesse (até o ponto D).

5. RESULTADOS

5.1 Influência do Comprimento da Tubulação de Descarga

Dada a geometria original de *Falcon Dam*, devido à limitação da simulação numérica em termos de condições de contorno (*outlet*), geração de malha e convergência para o estudo da cavitação especificamente nessa geometria, foi necessário prolongar a tubulação de descarga, garantindo assim um escoamento plenamente desenvolvido na saída e resultados mais precisos.

Assim, antes das simulações de cada ponto de operação da válvula *Hollow-Jet*, estudou-se a influência do comprimento da tubulação de descarga nos resultados das simulações.

Embora a pressão definida na saída não corresponda exatamente à atmosférica quando se é prolongado o comprimento de descarga, a escolha desse valor se deu para facilitar a solução e com o objetivo de se obter resultados conservativos. Isso porque no caso de detecção do fenômeno para cada caso analisado, tem-se, portanto, a certeza que ele ocorreria também na geometria original. Além disso, será mostrado também que o impacto desse comprimento nas pressões máximas e no coeficiente de pressão é pequeno.

Dessa forma, com o intuito de tentar se aproximar ao máximo do caso real em estudo e a fim de analisar a sensibilidade dos resultados à variação do comprimento de descarga, foram realizadas simulações para uma abertura de 100% da válvula e vazão de $64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ (vazão estabelecida em projeto de *Falcon Dam*) considerando diferentes comprimentos de tubulação de descarga.

Os comprimentos relativos a $10d$, $5d$ e d foram selecionados e a quantidade de elementos poliédricos resultante foi de 1,2 milhão, 1,0 milhão e 0,8 milhão, respectivamente. A Figura 25 apresenta a geometria para cada caso.

a) d b) $5d$ c) $10d$

Figura 25 - Plano de simetria das geometrias em função do comprimento de descarga

Com base nas geometrias, o gradiente de pressão e a fração de volume do líquido na ponta da válvula foram então obtidos.

A Figura 26 mostra o gradiente de pressão (pressões manométricas) em planos longitudinais para os três casos no instante $t^* = 1,75$.

a) d

b) 5d

c) 10d

Figura 26 – Gradiente de pressão em função do comprimento de descarga ($t^* = 1,75$)

Conforme será mostrado mais adiante, o instante $t^* = 1,75$ coincide com o momento em que ocorre o desprendimento da cavidade da ponta da válvula para o caso de comprimento de descarga igual a $10d$.

Uma vez que as pressões mostradas correspondem às manométricas e considerando as pressões de vapor saturado da água e atmosférica da Tabela 3, o fenômeno de cavitação ocorre para valores de pressão abaixo de -97785 Pa.

Nos três casos, percebe-se que as maiores pressões estão localizadas no nariz da válvula e próximo à parede da tubulação. Em especial, a máxima pressão foi encontrada na região do nariz no plano $y = 0$ (estagnação). Já as menores pressões foram verificadas principalmente na ponta com a mínima também no mesmo plano. De fato, com relação à região de valores máximos de pressão, pequenas diferenças são observadas, sugerindo assim uma interferência do comprimento de descarga quase nula.

Já com relação à região de pressões negativas na ponta (regiões dentro do retângulo pontilhado vermelho), percebe-se que ela é de certa forma influenciada por esse comprimento, de forma que quando ele diminui, tem-se uma região um pouco maior, e vice-versa.

A Figura 27, Figura 28 e Figura 29 apresentam, para cada comprimento de descarga analisado, a evolução no tempo da fração de volume do líquido referente às regiões dentro do retângulo pontilhado vermelho no plano $y = 0$ (plano da pá), mostradas na figura anterior.

As frações de volume do líquido ajudam a identificar o que ocorre de fato nessas regiões de pressões negativas. Pelas figuras percebe-se que a cavitação é verificada apenas na região da ponta e é caracterizada pela formação de cavidades. A morfologia dessas cavidades, no entanto, difere uma da outra. Especificamente no maior comprimento de descarga, acontece um descolamento da cavidade na direção do escoamento. Nos outros dois casos isso não se verifica e à medida que esse comprimento é reduzido, a morfologia da cavidade adquire cada vez mais uma extensão única.

a) $t^* = 0,25$ b) $t^* = 0,75$ c) $t^* = 1,75$

Figura 27 - Fração de volume do líquido em função do comprimento de descarga (d)

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1,75$

Figura 28 - Fração de volume do líquido em função do comprimento de descarga (5d)

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1,75$

Figura 29 - Fração de volume do líquido em função do comprimento de descarga ($10d$)

A Figura 30 apresenta as curvas de valores da fração de volume do líquido e de coeficiente de pressão em um mesmo ponto da válvula (ponto C na Figura 27, Figura 28 e Figura 29) com o intuito de monitorar os parâmetros ao longo do escoamento.

a) Fração de volume do líquido

b) Coeficiente de pressão

Figura 30 - Evolução no tempo dos parâmetros para diferentes comprimentos de descarga

De acordo com as curvas obtidas na Figura 30 a), existem diferenças nos valores medidos da fração de volume do líquido ao longo do tempo, onde o menor comprimento de descarga apresenta os maiores valores medidos do parâmetro e o maior comprimento os menores valores. No entanto, é interessante notar que para o maior comprimento de descarga percebe-se pequenas oscilações na curva, fato este não verificado nas outras curvas. Essa característica quase oscilatória do fenômeno foi encontrada durante os estudos de simulação de Wu *et al.* (2003).

Examinando as figuras anteriores, pode-se observar que a diferença na fração de volume do líquido está mais relacionada à dinâmica de formação da cavidade na

ponta. Em outras palavras, percebe-se um deslocamento da cavidade para a jusante da ponta quando se diminui o comprimento de descarga.

Já na Figura 30 b), as curvas de coeficiente de pressão mostram que os valores do coeficiente de pressão medidos são bem próximos entre si ao longo do escoamento. Esse resultado é importante e evidencia uma baixa influência da perda de carga relativa a um prolongamento do comprimento de descarga no parâmetro medido.

A Tabela 4 quantifica esse impacto nas pressões obtidas em $t^* = 1,75$ para o plano $y = 0$ da Figura 26.

Parâmetro	d	5d	10d
Pressão máxima absoluta (Pa)	256333	259396	261233
Pressão mínima absoluta (Pa)	-36581	-23723	-5630
Perda de carga absoluta do comprimento de descarga (Pa)	1147	5736	11472
Razão entre perda de carga e pressão máxima absolutas	0,4%	2,2%	4,4%

Tabela 4 – Impacto do comprimento de descarga nas pressões obtidas

Os resultados da Tabela 4 são interessantes no tocante à alguns aspectos. Com relação às pressões máximas, percebe-se que houve pouca variação à medida que se alterou o comprimento de descarga. Já as pressões mínimas, tiveram uma considerável variação entre os casos. Conforme já dito, se regiões de saída do escoamento são alocadas próximas à obstáculos, é possível que o escoamento ainda não tenha alcançado um estado completamente desenvolvido, o que pode levar a erros relevantes. Dessa forma, o fato dessas pressões mínimas divergirem bem entre si pode ser consequência desses erros.

Tendo isso como base, o impacto da perda de carga do comprimento de descarga foi calculado como uma razão entre este e as pressões máximas obtidas, visto que os valores dessas pressões possuem maior confiabilidade. Assim, de acordo com a Tabela 4, percebe-se que mesmo para o comprimento 10d, a razão obtida é inferior a 5%, o que torna aceitável a consideração de pressão atmosférica como condição de contorno na saída do sistema.

Diante dos resultados obtidos, verifica-se que o comprimento de descarga não possui um efeito considerável no fenômeno de cavitação em torno da válvula, principalmente na região de maior interesse que é a ponta. Uma redução do comprimento de descarga causa principalmente um impacto na dinâmica de formação da cavidade e,

por consequência, nos resultados da fração de volume do líquido e na descrição do fenômeno ao longo do tempo.

Com relação às pressões obtidas na Figura 26, embora a região de menores pressões seja ligeiramente maior à medida que se diminui o comprimento de descarga, em termos de coeficiente de pressão essa diferença é muito pequena. Além disso, em termos de precisão e qualidade da simulação é sempre recomendável que a condição de contorno da saída esteja distante do último obstáculo. Outro ponto importante é que durante as simulações dos casos apresentados, percebeu-se uma maior dificuldade na convergência à medida que o comprimento de descarga era reduzido. Assim, por todos os motivos supracitados foi utilizado para o presente trabalho o comprimento de descarga relativo à $10d$. Dessa forma, o estudo da ocorrência de cavitação na geometria original foi baseado nos resultados obtidos para essa geometria modificada.

5.2 Simulação de *Hollow-Jet* com 100% de Abertura de Válvula

Os casos em que a válvula estava totalmente aberta foram analisados um a um, onde o parâmetro variável foi a vazão na entrada. Os contornos de fração de volume do líquido, linhas de corrente e vetores de velocidade, distribuição de pressão, juntamente com a evolução do coeficiente de pressão e fração de volume do líquido serão apresentados.

5.2.1 Simulação de *Hollow-Jet* com $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$

Os principais parâmetros desse caso estão listados na Tabela 5.

Velocidade na Entrada $U_{\infty} \text{ (m/s)}$	Número de Reynolds Re	Velocidade Média de Escoamento $V \text{ (m/s)}$	Número de Cavitação σ
12,9	$2,9 \times 10^7$	8,2	2,91

Tabela 5 - Principais parâmetros da simulação com $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$

5.2.1.1 Contornos da Fração de Volume do Líquido para $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 31 apresenta a evolução da fração de volume do líquido para a vazão utilizada.

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1,75$

Figura 31 - Formação de cavidade na ponta da válvula para $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$

Percebe-se que inicialmente já em $t^* = 0,25$ ocorre a formação de uma cavidade na região da ponta da válvula.

Essa cavidade é estratificada em função da fração de volume do líquido e passa a aumentar de tamanho com o tempo de escoamento, de forma que para $t^* = 1,75$ há o seu desprendimento.

Na abertura de válvula considerada, a cavidade formada já se encontraria em contato com a pá desde $t^* = 0,75$. Para períodos de tempo maiores que $t^* = 1,75$ nas simulações realizadas, não foi verificado um novo crescimento e desprendimento de cavidade, apenas o deslocamento da cavidade desprendida com o escoamento.

5.2.1.2 Linhas de Corrente e Vetores Velocidade para $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$

Com relação às linhas de corrente, conforme mostrado na Figura 32, para os mesmos períodos de tempo considerados ocorre a formação de um vórtice de cavitação a partir da região da ponta.

Nos primeiros instantes, esse vórtice não pode ser notado através das linhas de corrente, mas à medida que o escoamento acontece e já no último instante mostrado é possível ver a sua existência.

O vórtice formado é resultado dos altos gradientes de velocidade, principalmente na região de cisalhamento da parede da tubulação de descarga, e é acompanhado pelo desprendimento e deslocamento da cavidade.

A Figura 33 confirma o aumento da quantidade de vetores velocidade de alta intensidade na região de cisalhamento da parede da tubulação de descarga e nas proximidades da ponta da válvula à medida que se aumenta o tempo de escoamento. Esses mesmos vetores perdem intensidade com o passar do tempo, de acordo com a figura. Além disso, a formação do vórtice também pode ser observada por meio dos vetores e de suas cores indicadas.

Figura 32 - Linhas de corrente para $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$

a) $t^* = 0,25$ b) $t^* = 0,75$ c) $t^* = 1,75$ Figura 33 - Vetores velocidade para $Q = 53 m^3/s$

5.2.1.3 Distribuição de Pressão para $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$

Na Figura 34 a distribuição de pressão em planos longitudinais da geometria é detalhada.

Figura 34 - Planos longitudinais de pressão para $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$

Logo no início do escoamento, em $t^* = 0,25$, já se pode notar que na região da ponta, na interface da tubulação de entrada e descarga e na base das pás existem a presença de pressões negativas. Com o passar do tempo e até chegar em $t^* = 1,75$, momento que ocorreria desprendimento da cavidade, a região de pressão negativa na ponta passa a ficar maior. O mesmo ocorre nas outras regiões de pressões negativas, porém sem serem suficientes para gerar cavitação. Conforme verificado nas figuras anteriores, apenas o gradiente de pressão na ponta da válvula resultou no fenômeno de cavitação. Nos três instantes mostrados a região do nariz da válvula é a primeira a receber o impacto do escoamento e as pressões mais altas são encontradas nessa região, especificamente nos planos centrais mostrados.

5.2.1.4 Curvas dos pontos monitorados para $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$

As curvas da fração de volume do líquido e do coeficiente de pressão foram obtidas a fim de se ter uma ideia do comportamento desses parâmetros ao longo do escoamento para pontos específicos. A Figura 35 mostra o resultado obtido.

a) Fração de volume do líquido

b) Coeficiente de pressão

Figura 35 - Evolução no tempo dos parâmetros para abertura de 100% e $Q = 53 \text{ m}^3/\text{s}$

Em ambas as curvas é interessante observar que o desprendimento da cavidade da ponta da válvula em $t^* = 1,75$ praticamente coincide com o momento em que a fração de volume do líquido e o coeficiente de pressão atingem seus valores mínimos.

Além disso, em a) a curva para a ponta (ponto C) mostra a formação de uma onda que não se repete no tempo, evidenciando uma não periodicidade de formação da cavidade. De fato, após o desprendimento da cavidade em $t^* = 1,75$, um novo desprendimento não ocorreu. Para as outras curvas em a) o valor unitário apenas confirma que essas regiões não são susceptíveis ao fenômeno.

Finalmente, em b) pode-se ver que a região da ponta (ponto C) é a única que possui pressões negativas, o que nem sempre caracteriza a cavitação, mas nesse caso sim, conforme já visto. Além disso, praticamente não foi observada oscilação em nenhuma das curvas obtidas. Para a saída, como já explicado, o valor do parâmetro foi nulo uma vez que a pressão atmosférica foi fixada como pressão local.

5.2.2 Simulação de *Hollow-Jet* com $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$

Os principais parâmetros desse caso estão listados na Tabela 6.

Velocidade na Entrada $U_\infty \text{ (m/s)}$	Número de Reynolds Re	Velocidade Média de Escoamento $V \text{ (m/s)}$	Número de Cavitação σ
15,8	$3,6 \times 10^7$	10,0	1,96

Tabela 6 - Principais parâmetros da simulação com $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$

5.2.2.1 Contornos da Fração de Volume do Líquido para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 36 apresenta a evolução da fração de volume do líquido para a vazão utilizada.

Percebe-se que para essa vazão novamente já em $t^* = 0,25$ ocorre a formação de uma cavidade na região da ponta da válvula.

As características dessa cavidade são similares às do caso anterior, com exceção da estratificação dos contornos do parâmetro estudado e do seu tamanho que agora se apresenta maior.

O desprendimento e deslocamento mais uma vez ocorrem em $t^* = 1,75$ e também não foi verificado um novo crescimento e desprendimento de cavidades.

a) $t^* = 0,25$ b) $t^* = 0,75$ c) $t^* = 1,75$

Figura 36 - Formação de cavidade na ponta da válvula para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$

5.2.2.2 Linhas de Corrente e Vetores Velocidade para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$

Para o presente caso, as linhas de corrente são mostradas conforme Figura 37, para os mesmos períodos de tempo considerados.

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1,75$

Figura 37 - Linhas de corrente para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$

Novamente ocorre a formação do vórtice de cavitação a partir da região da ponta. Na vazão utilizada, como já esperado, esse vórtice e a região de recirculação se apresentam maiores quando comparados ao caso anterior e, como já dito, são resultados dos altos gradientes de velocidade. Tais gradientes de velocidade podem ser vistos pela Figura 38.

Figura 38 - Vetores velocidade para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$

5.2.2.3 Distribuição de Pressão para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$

A distribuição de pressão em planos longitudinais da geometria é detalhada na Figura 39.

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1,75$

Figura 39 - Planos longitudinais de pressão para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$

Assim como no caso anterior, a partir de $t^* = 0,25$ já se pode notar regiões de pressões negativas. Devido à maior vazão, a pressão mínima na ponta atinge um valor menor e a pressão máxima no nariz um valor maior, quando comparadas aos resultados anteriores. Novamente, tanto as pressões máximas como as mínimas ocorreram no plano central.

Com o passar do tempo e até chegar em $t^* = 1,75$, as regiões de pressão negativa se apresentam maiores e mais uma vez somente na ponta foi verificado o fenômeno da cavitação.

5.2.2.4 Curvas dos pontos monitorados para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 40 apresenta as curvas da fração de volume do líquido e do coeficiente de pressão para a presente vazão.

a) Fração de volume do líquido

b) Coeficiente de pressão

Figura 40 - Evolução no tempo dos parâmetros para abertura de 100% e $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$

Em a) a principal diferença com relação aos resultados obtidos anteriormente está na curva para a ponta, já que nos outros pontos monitorados não ocorre cavitação. Nessa curva, nota-se que os valores mínimos do parâmetro são ligeiramente menores devido à uma pressão local também ligeiramente menor. Além disso, logo após o desprendimento em $t^* = 1,75$ não há mais a formação de um pico elevado como obtido antes. A explicação para isso pode estar mais relacionada ao fato de que para vazões menores, a região de valores mínimos dos contornos de fração de volume do líquido também é menor, de tal forma que a dinâmica da cavidade e dos contornos permite um monitoramento local de valores mais elevados do parâmetro.

Para os resultados em b), como já era esperado o coeficiente de pressão para a entrada e o nariz da válvula foram maiores que no caso anterior. No entanto, o que mais chama atenção é o fato do módulo do coeficiente de pressão na ponta ser menor que o módulo do parâmetro no caso anterior. Isso ocorre, pois embora a pressão nesse local seja um pouco mais negativa, o denominador da equação (70) compensa essa diferença, tornando o parâmetro menor em valores absolutos.

5.2.3 Simulação de *Hollow-Jet* com $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$

Os principais parâmetros desse caso estão listados na Tabela 7.

Velocidade na Entrada $U_\infty \text{ (m/s)}$	Número de Reynolds Re	Velocidade Média de Escoamento $V \text{ (m/s)}$	Número de Cavitação σ
18,3	$4,2 \times 10^7$	11,5	1,47

Tabela 7 - Principais parâmetros da simulação com $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$

5.2.3.1 Contornos da Fração de Volume do Líquido para $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 41 apresenta a evolução da fração de volume do líquido para a última vazão utilizada com abertura total de válvula.

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1,75$

Figura 41 - Formação de cavidade na ponta da válvula para $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$

Para essa última vazão, não se verificam muitas diferenças com relação ao instante $t^* = 0,25$ e os casos anteriores.

Por outro lado, para $t^* = 0,75$ fica evidente que uma maior vazão gera uma região de cavitação também maior. Pela figura, a cavidade já passa a apresentar uma morfologia de desprendimento.

Devido à essa elevada vazão no presente caso quando comparado aos anteriores, percebe-se ao longo do escoamento uma cavidade de dimensões bem superiores. Além disso, através dos contornos de fração de volume do líquido, pode-se observar que a região interna da cavidade possui principalmente contornos com valores elevados do parâmetro, o que evidencia maior intensidade de ocorrência do fenômeno nesse caso.

Finalmente, em $t^* = 1,75$ ocorre o desprendimento da cavidade que muito antes já se encontraria em contato com uma das pás. Novamente não foi percebido uma reincidência do processo.

5.2.3.2 Linhas de Corrente e Vetores Velocidade para $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 42 apresenta as linhas de corrente para a última vazão da abertura de 100% da válvula. As características gerais da figura são similares às dos casos anteriores, no entanto, o fato da vazão ser a mais elevada tem como consequência um vórtice na região da ponta da válvula com maiores proporções. Além disso, ao contrário dos outros casos, o início da formação desse vórtice já pode ser melhor percebido nos instantes iniciais.

Tal fato é corroborado pelos vetores velocidade apresentados na Figura 43. Como já era esperado também, esses vetores velocidade apresentam agora a maior das intensidades e, portanto, pode-se ver a maior das regiões de recirculação nas proximidades da ponta.

Figura 42 - Linhas de corrente para $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$

a) $t^* = 0,25$ b) $t^* = 0,75$ c) $t^* = 1,75$ **Figura 43 - Vetores velocidade para $Q = 74,95\ m^3/s$**

5.2.3.3 Distribuição de Pressão para $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$

A distribuição de pressão em planos longitudinais da geometria é detalhada na Figura 44.

Figura 44 - Planos longitudinais de pressão para $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$

Pela figura mostrada, para a última e maior vazão da abertura de 100% da válvula, é interessante notar que, embora a pressão máxima no nariz em $t^* = 0,25$ seja a maior dos casos analisados, conforme já esperado, a pressão mínima no mesmo instante praticamente não se alterou. Devido a esse fato, mais uma vez ocorreu cavitação apenas na ponta. A principal diferença para essa vazão consiste na dimensão da região de pressões negativas na ponta em $t^* = 1,75$, o que ocasiona uma cavidade maior, como já mostrado anteriormente.

5.2.3.4 Curvas dos pontos monitorados para $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 45 apresenta as curvas da fração de volume do líquido e do coeficiente de pressão para a última vazão da abertura total da válvula.

a) Fração de volume do líquido

b) Coeficiente de pressão

Figura 45 - Evolução no tempo dos parâmetros para abertura de 100% e $Q = 74,95 \text{ m}^3/\text{s}$

Para as curvas em a), a principal influência dessa vazão mais elevada se mostra no comportamento da curva. Embora os valores mínimos do parâmetro praticamente não se alteraram, a curva para a ponta dessa vez apresentou quase nenhuma oscilação. Já em b), as curvas para a entrada e o nariz da válvula mostraram valores ligeiramente mais elevados que nos casos anteriores. Para a ponta, uma vez que as pressões mínimas são bem similares às dos casos anteriores e conforme já explicado, os valores absolutos do parâmetro foram ainda menores.

5.3 Simulação de *Hollow-Jet* com 50% de Abertura de Válvula

Os casos em que a válvula estava parcialmente aberta foram analisados um a um, onde o parâmetro variável novamente foi a vazão na entrada. Os contornos de fração de volume do líquido, linhas de corrente e vetores de velocidade, distribuição de pressão, juntamente com a evolução do coeficiente de pressão e fração de volume do líquido, serão apresentados.

5.3.1 Simulação de *Hollow-Jet* com $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$

Os principais parâmetros desse caso estão listados na Tabela 8.

Velocidade na Entrada $U_{\infty} \text{ (m/s)}$	Número de Reynolds Re	Velocidade Média de Escoamento $V \text{ (m/s)}$	Número de Cavitação σ
7,23	$1,6 \times 10^7$	8,2	2,89

Tabela 8 - Principais parâmetros da simulação com $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$

5.3.1.1 Contornos da Fração de Volume do Líquido para $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 46 apresenta a evolução da fração de volume do líquido para a primeira vazão utilizada com abertura parcial de válvula.

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1$

Figura 46 - Formação de cavidade na ponta da válvula para $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$

Apesar da vazão ser a menor dos casos analisados, o fato da válvula estar parcialmente aberta com uma região de passagem do escoamento mais limitada

aumentam as chances da ocorrência da cavitação. Para o presente caso, de acordo com a figura mostrada, percebe-se que o fenômeno mais uma vez ocorreu. Além disso, notam-se algumas semelhanças e diferenças nos resultados com relação às vazões apresentadas anteriormente para o caso de abertura total.

No primeiro instante de tempo em $t^* = 0,25$ verifica-se que uma cavidade já surge na região da ponta. Para $t^* = 0,75$ é interessante notar que a cavidade já se encontra em estágio mais avançado para o desprendimento quando se compara o mesmo instante para uma abertura total. No último instante de tempo, a cavidade se desprende e segue em direção à região das pás, no entanto, esse desprendimento acontece em um tempo menor de escoamento quando comparado aos casos de abertura total. O fato da vazão utilizada ser a menor de todas, resulta na menor cavidade, que por sua vez provocaria um dano mais limitado na válvula devido à sua dimensão.

5.3.1.2 Linhas de Corrente e Vetores Velocidade para $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$

As linhas de corrente para o presente caso podem ser vistas através da Figura 47. Devido à limitação de abertura para o escoamento, pode-se verificar que já no primeiro instante mostrado, as linhas de corrente se apresentam muito concentradas e próximas à parede da válvula.

Como consequência dessa abertura e embora a vazão seja a menor de todas, no instante $t^* = 0,75$ já se verifica a formação do vórtice de cavitação. Nos casos de abertura total de válvula, para o mesmo instante considerado não houve formação de vórtice. Finalmente, para o último instante mostrado, o vórtice apenas aumenta de dimensão.

A Figura 48 ratifica os resultados apresentados quando mostra que os vetores velocidade são intensos já no início e estão concentrados na ponta e parede da tubulação. Além disso, ao longo da tubulação de entrada e descarga da válvula, verifica-se que os vetores velocidade apresentam baixa intensidade, o que não se verificou nos casos de abertura total. Finalmente, para os dois últimos instantes verifica-se através dos vetores a formação dos vórtices. Os vórtices, como já dito anteriormente, resultam do alto cisalhamento na parede que no caso de abertura parcial também é intensificado.

Figura 47 - Linhas de corrente para $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$

a) $t^* = 0,25$ b) $t^* = 0,75$ c) $t^* = 1$ **Figura 48 - Vetores velocidade para $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$**

5.3.1.3 Distribuição de Pressão para $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 49 apresenta a distribuição de pressão em planos longitudinais para o caso considerado.

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1$

Figura 49 - Planos longitudinais de pressão para $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$

Assim como nos casos de abertura total de válvula, logo no primeiro instante de tempo já se pode notar que na região da ponta existem pressões negativas. No entanto, devido à nova geometria para o escoamento, pressões negativas nas outras regiões não foram verificadas. Além disso, devido à abertura limitada pode-se notar a existência de pressões mais elevadas ao longo de outras partes da geometria, principalmente no plano central, especificamente no nariz, onde está a maior delas. O fato da abertura ter mudado não impactou a pressão mínima atingida quando se compara aos casos de abertura total. Da mesma forma, à medida que o escoamento ocorreu até o último instante mostrado, não se verificou pressões menores que as já mostradas. O que ocorreu foi um aumento da região de pressões negativas na ponta, como já era de se esperar. Isso pode ser visto através dos planos indicados na figura.

5.3.1.4 Curvas dos pontos monitorados para $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$

As curvas da fração de volume do líquido e do coeficiente de pressão foram obtidas para o primeiro caso de abertura parcial da válvula, a fim de se ter uma ideia do comportamento desses parâmetros ao longo do escoamento e em pontos específicos. A Figura 50 apresenta os resultados obtidos.

a) Fração de volume do líquido

b) Coeficiente de pressão

Figura 50 - Evolução no tempo dos parâmetros para abertura de 50% e $Q = 29,66 \text{ m}^3/\text{s}$

Pela figura mostrada e pelos resultados já obtidos, percebe-se em a) que os valores mínimos da fração de volume do líquido são semelhantes aos valores dos casos com abertura parcial. No entanto, existe uma antecipação do instante em que a cavidade se desprende da ponta. Como já apontado pelas figuras anteriores, em $t^* = 1$ a cavidade já se desprenderia da ponta e esse instante de tempo praticamente coincide com o instante onde ocorre o valor mínimo do parâmetro medido.

Além disso, outra característica distinta para esse caso consiste no fato de que assim que o valor mínimo do parâmetro é atingido, os valores subsequentes medidos passaram a se estabilizar em um patamar acima, ao passo que nos casos de abertura total eles permaneceram próximos ao valor mínimo obtido. Tal verificação pode ser justificada pela dinâmica de formação e desprendimento da cavidade na ponta para abertura parcial. Após o evento do desprendimento, a cavidade remanescente na ponta apresentou dimensões inferiores e uma menor estratificação com valores mais elevados do parâmetro.

Em b), como já era esperado, as curvas do parâmetro indicaram que apenas na ponta os valores foram negativos, resultando em cavitação, e que praticamente não houve oscilação nas curvas. Além disso, tanto para a ponta como para o nariz e entrada, o módulo do parâmetro medido se mostrou elevado comparado aos casos anteriores, o que é consequência não apenas da equação utilizada para geração da curva, mas também da abertura parcial.

5.3.2 Simulação de *Hollow-Jet* com $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$

Os principais parâmetros desse caso estão listados na Tabela 9.

Velocidade na Entrada $U_\infty \text{ (m/s)}$	Número de Reynolds Re	Velocidade Média de Escoamento $V \text{ (m/s)}$	Número de Cavitação σ
8,84	$2,0 \times 10^7$	10,1	1,93

Tabela 9 - Principais parâmetros da simulação com $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$

5.3.2.1 Contornos da Fração de Volume do Líquido para $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$

A evolução da fração de volume do líquido para a vazão atual utilizada está mostrada na Figura 51.

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1$

Figura 51 - Formação de cavidade na ponta da válvula para $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$

Como já era de se esperar, mais uma vez detectou-se cavitação na ponta. Devido à abertura ser a mesma do caso anterior, uma vazão maior apresentou ligeiras diferenças nos resultados.

A principal diferença nos resultados do parâmetro apresentado entre o caso atual e o anterior está na morfologia e dimensão da cavidade. Já no primeiro instante mostrado, percebe-se que a cavidade se apresenta mais pontiaguda, o que é evidenciado no segundo instante de tempo. Isso ocorre devido à uma maior vazão que resulta em vetores velocidade também mais intensos.

Finalmente, em $t^* = 1$ verifica-se o desprendimento de uma cavidade, que dessa vez é maior, em direção à região das pás

5.3.2.2 Linhas de Corrente e Vetores Velocidade para $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 52 mostra as linhas de corrente para a vazão considerada. Nesse caso, a principal diferença nos resultados quando comparados aos da vazão anterior é referente ao tamanho ligeiramente superior do vórtice formado. Esse vórtice já pode ser verificado no instante em $t^* = 0,75$ e aumenta suas dimensões em $t^* = 1$. O vórtice formado, como já explicado, acompanha a cavidade ao longo do escoamento.

A Figura 53 por sua vez apresenta os vetores velocidade resultantes do escoamento na vazão considerada. Novamente é verificada a concentração desses vetores na região entre a ponta da válvula e a tubulação de descarga, o que confirma o alto cisalhamento nas paredes dessa região. Além disso, devido à uma vazão maior, as velocidades máximas também são superiores.

Figura 52 - Linhas de corrente para $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$

a) $t^* = 0,25$ b) $t^* = 0,75$ c) $t^* = 1$ Figura 53 - Vetores velocidade para $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$

5.3.2.3 Distribuição de Pressão para $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 54 apresenta a distribuição de pressão em planos longitudinais para a vazão atual utilizada.

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1$

Figura 54 - Planos longitudinais de pressão para $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$

Como nesse caso apenas a vazão foi alterada, percebe-se apenas um aumento na pressão máxima obtida para o nariz da válvula no plano central. Além disso, com o passar do tempo de escoamento percebe-se também a presença de uma região com pressão negativas maior na ponta. Por fim, é interessante notar também que embora a vazão tenha aumentando, a pressão mínima negativa obtida praticamente não se alterou.

5.3.2.4 Curvas dos pontos monitorados para $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 55 apresenta as curvas da fração de volume do líquido e do coeficiente de pressão para o presente caso.

a) Fração de volume do líquido

b) Coeficiente de pressão

Figura 55 - Evolução no tempo dos parâmetros para abertura de 50% e $Q = 36,3 \text{ m}^3/\text{s}$

Para as curvas em a), é interessante notar que os resultados para a ponta são praticamente os mesmos do caso anterior. Existe apenas uma pequena variação de valores que é consequência da vazão maior utilizada.

Em b), as diferenças são um pouco mais evidenciadas. Na ponta e nariz, os valores do coeficiente de pressão são de certa forma maiores com relação à vazão anterior, já na ponta o módulo desse parâmetro é menor. Esses resultados são explicados pelo fato da pressão na entrada e nariz terem aumentado em comparação à vazão anterior, no entanto, a pressão na ponta praticamente não variou, o que na equação do parâmetro gerou valores menos negativos.

5.3.3 Simulação de *Hollow-Jet* com $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$

Os principais parâmetros desse caso estão listados na Tabela 10.

Velocidade na Entrada $U_{\infty} \text{ (m/s)}$	Número de Reynolds Re	Velocidade Média de Escoamento $V \text{ (m/s)}$	Número de Cavitação σ
10,22	$2,3 \times 10^7$	11,7	1,44

Tabela 10 - Principais parâmetros da simulação com $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$

5.3.3.1 Contornos da Fração de Volume do Líquido para $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 56 apresenta a evolução da fração de volume do líquido para a última vazão utilizada com abertura parcial de válvula.

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1$

Figura 56 - Formação de cavidade na ponta da válvula para $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$

Para o último caso apresentado, devido à vazão ser a maior para a abertura considerada, a principal diferença está novamente na morfologia e dinâmica da cavidade. Essa diferença é evidenciada nos instantes $t^* = 0,75$ e $t^* = 1$, onde se percebe uma cavidade mais alongada e de maiores proporções.

É interessante notar que para os casos de abertura parcial da válvula, a cavidade realmente conseguiria se desprender fisicamente indo em direção à região das pás. Já nos casos de abertura total, devido ao fato dessa região estar bem próxima à ponta, as cavidades já se formam e provavelmente implodem em contato com as paredes dessa região.

5.3.3.2 Linhas de Corrente e Vetores Velocidade para $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$

As linhas de corrente para a última vazão com abertura parcial da válvula são mostradas na Figura 57. No instante $t^* = 0,25$ para esse caso, já é possível verificar o início de formação do vórtice, ao passo que na vazões anteriores isso não era possível. Devido essa vazão ser a maior das três para a mesma abertura, percebe-se que os vórtices formados nos outros instantes são maiores, assim como foi também a cavidade formada.

A Figura 58 apenas ratifica a formação e dimensão do vórtice através dos instantes mostrados. Além disso, a velocidade máxima atingida também é a maior entre os casos, consequência direta da vazão utilizada.

Figura 57 - Linhas de corrente para $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$

a) $t^* = 0,25$ b) $t^* = 0,75$ c) $t^* = 1$ Figura 58 - Vetores velocidade para $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$

5.3.3.3 Distribuição de Pressão para $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$

A distribuição de pressão em planos longitudinais para a última vazão da abertura parcial está mostrada na Figura 59.

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1$

Figura 59 - Planos longitudinais de pressão para $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$

Nesse último caso, com uma vazão ainda maior nota-se novamente uma pressão máxima atingida também maior quando se compara aos outros casos. Da mesma forma, a região de pressões negativas também teve um ligeiro aumento, principalmente nos instantes $t^* = 0,75$ e $t^* = 1$. Ainda que a pressão para esse caso seja a maior para a abertura considerada, não se verificou uma pressão mínima menor em nenhum dos instantes considerados. Além disso, nenhuma outra região dos planos e instantes mostrados foi propícia à cavitação, com exceção da ponta.

5.3.3.4 Curvas dos pontos monitorados para $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$

A Figura 60 apresenta as curvas da fração de volume do líquido e do coeficiente de pressão para o último caso de abertura parcial de válvula.

a) Fração de volume do líquido

b) Coeficiente de pressão

Figura 60 - Evolução no tempo dos parâmetros para abertura de 50% e $Q = 41,95 \text{ m}^3/\text{s}$

Em a), os resultados obtidos foram novamente similares aos das vazões anteriores para mesma abertura. Embora a vazão seja a maior das três, a pressão na ponta foi

ligeiramente mais negativa e a morfologia da cavidade remanescente na ponta sofreu poucas alterações.

Nas curvas em b), como já era esperado por conta dos resultados passados, os valores do parâmetro na entrada e nariz foram superiores aos valores nas vazões anteriores e o módulo do parâmetro na ponta foi inferior. Além disso, uma característica importante que pode ser visualizada nesse caso é que as curvas atingiram seus valores mínimos mais rapidamente e se estabilizaram em valores praticamente fixos ao longo do escoamento.

5.4 Conclusões dos Resultados das Simulações

Em todos os pontos de operação analisados, tanto na abertura total como parcial da válvula, houve ocorrência do fenômeno da cavitação, especificamente na região da ponta. Nessa região, foram detectadas as menores pressões na geometria, o que por consequência acarretou no fenômeno.

Em termos do número de cavitação σ , é importante verificar que para as duas aberturas de válvula consideradas, à medida que se aumenta a vazão do sistema, esse número adquire valores mais baixos. A Figura 61 confirma a relação inversa obtida quando os parâmetros são comparados.

Figura 61 - Relação entre vazões e números de cavitação obtidos

Esse fato está diretamente relacionado ao potencial e intensidade da cavitação, onde quanto mais baixo o número de cavitação, maior o potencial de ocorrência e a intensidade da cavitação. As figuras mostradas da fração de volume do líquido

refletem bem isso quando se visualiza o tamanho e extensão das cavidades nas maiores vazões.

Com relação às pressões mínimas alcançadas, embora as vazões tenham variado para as aberturas consideradas, não houve uma diferença significativa entre elas, nem mesmo comparando entre as aberturas. As principais diferenças quando se variou a abertura foram com relação às dimensões da cavidade formada e naturalmente com relação à disposição das linhas de corrente e do vórtice gerado.

Portanto, seria necessário considerar pontos de operação com vazões inferiores às de Morassi (2016) para verificar o comportamento da pressão na ponta e se de fato ainda ocorreria cavitação em níveis relevantes. Essa foi uma das soluções já apresentadas no início dessa dissertação, de acordo com Tullis (1989), para evitar danos decorrentes do fenômeno.

No entanto, a mudança de pontos de operação nem sempre é viável, pois envolve não só a operação da válvula, mas também o funcionamento da câmara de dissipação projetada.

5.5 Validação das Simulações Realizadas

A fim de tentar validar os resultados das simulações, a geometria e condições de contorno do trabalho de Wu *et al.* (2003) foram reproduzidas. A Tabela 11 apresenta os principais parâmetros utilizados nessa simulação.

Parâmetro	Dimensão	Unidade
Diâmetro da válvula	0,812	m
$\frac{\rho_L}{\rho_V}$	1000	-
Abertura da válvula	33%	-
Número de Reynolds	5×10^5	-
Número de cavitação	0,9	-

Tabela 11 - Principais parâmetros da simulação da literatura

Os métodos, modelos e considerações adotados para esta dissertação foram utilizados com o intuito de se obter resultados os mais similares possíveis aos dessa referência. Além disso, os resultados experimentais de Wang (1999) também serviram como base comparativa.

A geometria utilizada no trabalho de Wu *et al.* (2003), que foi reproduzida, pode ser vista na Figura 62. Percebe-se que nela as pás também não estão presentes, pois segundo o trabalho, esses componentes possuem espessura desprezível, portanto, não interferem no campo do escoamento e nos resultados. Essa mesma simplificação foi adotada na presente dissertação, como já explicado anteriormente.

Figura 62 – Reprodução da geometria utilizada nas simulações de Wu *et al.* (2003).

Para as condições de contorno, foi considerada a velocidade na entrada com base no número de *Reynolds* utilizado. Para a saída, foi considerada a pressão atmosférica e a condição de não-eskorregamento foi adotada para as paredes da geometria. Finalmente, apenas metade da geometria foi selecionada para as simulações.

O tamanho do passo de tempo adotado foi similar ao utilizado nos pontos de operação estudados do presente trabalho, ou seja, $\Delta t = 0,1 \text{ ms}$ para os 50 primeiros passos e $\Delta t = 5 \text{ ms}$ para os demais. O tempo de processamento foi igual a 1 dia e meio, onde a mesma máquina foi empregada para as simulações.

A malha poliédrica final utilizada, após um estudo da malha (Apêndice E), consistiu de aproximadamente 1 milhão de elementos e pode ser vista na Figura 63 a). A Figura 63 b) representa a região próxima à ponta da válvula delimitada pelo retângulo pontilhado vermelho na Figura 63 a).

a) Malha poliédrica resultante da conversão de malha

b) Malha na proximidade da região da ponta

Figura 63 – Plano de simetria da malha poliédrica utilizada na geometria reproduzida

Com relação aos resultados obtidos, uma vez que no trabalho a ser reproduzido não há informação de como o tempo adimensional foi obtido, eles serão comparados principalmente entre instantes onde os resultados parecem mais se assemelhar.

A primeira comparação abordada será entre as linhas de corrente de ambos os trabalhos.

A Figura 64 a) apresenta as linhas de corrente obtidas no trabalho da literatura e na Figura 64 b) é apresentado o mesmo parâmetro obtido através das simulações realizadas. A Figura 65, por sua vez, mostra os resultados obtidos nos experimentos de Wang (1999) para a mesma região e que foram apresentados no trabalho de Wu *et al.* (2003).

Figura 64 - Comparação das linhas de corrente obtidas

Figura 65 – Resultados experimentais do padrão de escoamento

Fonte: Adaptado de Wu *et al.* (2003).

Como pode-se ver, em ambos os resultados simulados na Figura 64 existe a formação do vórtice de cavitação no plano de uma das pás da válvula, resultado do alto cisalhamento gerado nas paredes. Além disso, embora os vórtices não sejam exatamente os mesmos, percebe-se uma relativa semelhança entre as linhas de corrente obtidas das simulações e as linhas de corrente do trabalho de referência. Com relação à Figura 65 a), pode ser visto que estruturas de escoamento cavitante estão presentes atrás da válvula. Essa característica do escoamento nessa região foi bem capturada pela simulação de Wu *et al.* (2003), no entanto, nas simulações realizadas aqui houve dificuldade em reproduzir as mesmas linhas de corrente na região.

Por outro lado, na Figura 65 b) são mostradas as estruturas de escoamento cavitante na região de pá. Elas coincidem tanto com a simulação da literatura como com a do presente estudo. Além disso, o núcleo do vórtice formado nos três casos também está localizado na faixa onde $x = 3,4 \sim 4,2$.

Uma outra comparação importante é com relação aos contornos de fração de volume do líquido. Esse parâmetro é diretamente ligado à ocorrência e intensidade da cavitação, uma vez que representa uma proporção entre o vapor gerado e o líquido para um mesmo volume considerado.

A Figura 66 apresenta a fração de volume do líquido resultante do trabalho de referência e do presente estudo.

Em ambos os resultados mostrados fica evidente mais uma vez que a ponta da válvula é a região onde o fenômeno está presente. Como já explicado nos resultados da geometria de Morassi (2016), essa é a região onde estão presentes as menores pressões resultantes do escoamento.

Além disso, uma comparação dos valores encontrados do parâmetro mostra que embora tenha sido detectado o fenômeno da cavitação na ponta, os valores dos contornos obtidos divergiram um pouco entre eles.

Por fim, o que mais chama atenção quando se comparam os dois resultados é o fato de haver desprendimento da cavidade apenas nas simulações do presente estudo. Nas simulações de Wu *et al.* (2003), embora tenha sido verificada periodicidade de formação da cavidade na ponta, o que não ocorreu nas simulações do presente estudo, não foi possível detectar o desprendimento da cavidade da ponta da válvula. Essa limitação também foi apontada pelo autor em sua publicação.

Por outro lado, quando se analisa os resultados dos experimentos de Wang (1999), por meio da Figura 67, é interessante notar que esse desprendimento de fato ocorreu, o que confirma o importante resultado obtido.

Figura 66 - Comparação dos contornos de fração de volume do líquido

Figura 67 – Observações experimentais: cavidade na ponta da válvula

Fonte: Adaptado de Wu *et al.* (2003).

Como última comparação, serão mostradas as curvas do coeficiente de pressão e da fração de volume do líquido obtidas ao longo do escoamento. A Figura 68 apresenta os resultados da fração de volume do líquido.

As curvas na Figura 68 a) foram obtidas por meio do monitoramento do parâmetro em pontos específicos da geometria. Esses pontos são os mesmos apresentados na Figura 24. Pela figura, percebe-se que em ambos os casos apenas na ponta (C) que o valor do parâmetro foi diferente da unidade, o que caracterizou ocorrência de cavitação.

a) Curvas de Wu *et al.* (2003)

b) Curvas das simulações

Figura 68 - Comparação das curvas de fração de volume do líquido

Enquanto nas curvas de Wu *et al.* (2003) ocorreu uma oscilação do parâmetro medido, indicando periodicidade de formação da cavitação, nas curvas resultantes do estudo a formação, crescimento e desprendimento da cavidade foi verificada apenas uma vez. O fato da curva na ponta na Figura 68 b) apresentar apenas um fundo e em seguida voltar ao valor unitário, ocorre uma vez que o ponto monitorado (ponto C na Figura 66) se encontra dentro da cavidade durante um espaço de tempo, mas passa a estar apenas em líquido quando a cavidade se desprende.

De todo modo, apesar das curvas na ponta serem distintas, os valores mínimos alcançados por elas são similares. Os resultados do coeficiente de pressão, por sua vez, são mostrados pela Figura 69.

a) Curvas de Wu *et al.* (2003)

b) Curvas das simulações

Figura 69 - Comparação das curvas de coeficiente de pressão

As curvas na região da entrada e nariz (A e B, respectivamente) apresentaram valores positivos nos dois casos, o que já era esperado. Além disso, embora não haja uma oscilação das curvas obtidas nas simulações, as ordens de grandeza dos valores são

semelhantes ao longo do escoamento, com maiores diferenças para o nariz. Isto provavelmente ocorreu, uma vez que a posição exata do nariz não pôde ser conhecida a partir do trabalho da literatura.

Valores negativos do parâmetro são encontrados apenas na região da ponta (C) em ambos os casos, como consequência da cavitação. A ordem de grandeza dos valores mínimos na ponta também foi semelhante de acordo com a figura.

Finalmente, uma vez que a pressão atmosférica foi definida na saída (D) das duas simulações, o valor do coeficiente de pressão foi nulo.

5.5.1 Conclusões dos Resultados da Tentativa de Validação

De forma geral, os resultados comparados não foram exatamente iguais, no entanto, as principais características encontradas na literatura, como a formação do vórtice de cavitação, a cavidade na ponta e os valores dos parâmetros medidos, foram de certa forma similares. Uma característica importante que foi obtida no presente trabalho, mas que não foi verificada na literatura de base foi o evento do desprendimento da cavidade da ponta. Esse mesmo evento foi detectado nos experimentos que serviram também de base comparativa.

Por outro lado, existiram também algumas limitações, como por exemplo, a não periodicidade de formação da cavidade na ponta ou a não oscilação das curvas dos parâmetros medidos. Essas e outras pequenas limitações podem ser explicadas a seguir por alguns métodos e modelos abordados pelo trabalho da literatura e que não foram aplicados no presente trabalho.

Inicialmente, não foi indicado qual plataforma ou *software* o trabalho da literatura fez uso. Outra diferença diz respeito ao modelo de cavitação utilizado, enquanto neste trabalho foi utilizado o modelo de Schnerr – Sauer (2001), o trabalho da literatura utilizou o método de Kunz *et al.* (2000), que de certa forma é um pouco mais antigo que os apresentados aqui e apresenta uma formulação diferente para a cavitação. As malhas utilizadas também divergiram, no presente trabalho foi utilizada uma malha não-estruturada cartesiana, ao passo que no outro trabalho a malha estruturada curvilínea foi empregada, sendo esta de complexidade superior para geração, onde um outro *software* de geração de malha seria necessário. Finalmente, enquanto no presente estudo foi utilizado o modelo de turbulência RANS, no outro trabalho a média de Favre foi empregada em substituição à média de Reynolds.

Todas essas diferenças justificam o fato dos resultados comparados não serem ainda mais similares, entretanto, não invalidaram a reprodução do fenômeno que também foi verificado, ainda que utilizando métodos e modelos distintos. Dessa forma, os estudos anteriores já realizados e a metodologia utilizada puderam ser considerados adequados para a avaliação da ocorrência de cavitação na geometria de Morassi (2016).

5.6 Soluções em Revestimentos nas Válvulas *Hollow-Jet*

De acordo com Tullis (1989), uma solução também possível para o problema seria a utilização de revestimentos eficientes contra cavitação e, também, corrosão.

Muitas barragens que utilizam válvulas do tipo *Hollow-Jet* estão adotando soluções desse tipo, que se baseiam na proteção das áreas de maiores riscos por meio do seu revestimento. Como mostrado anteriormente, em *Anderson Ranch Dam*, *Palisades Dam*, *Kakki Dam*, *Bissorte Dam* e *Yellowtail Dam*, a manutenção e reparo das válvulas se tornaram tarefas obrigatórias a fim de se evitar sérias consequências e um comprometimento do sistema como um todo.

Em especial, em algumas barragens o trabalho de condicionamento das válvulas está sendo mais profundo, com o intuito de garantir componentes que estejam de fato protegidos contra cavitação. Nesse sentido, em *Yellowtail Dam*, revestimentos especiais foram aplicados nas válvulas reparadas para esse propósito. Nessas válvulas, o revestimento anterior de 1988 foi removido da superfície e esta foi preparada (Apêndice D) para ser novamente revestida.

Os revestimentos finais empregados, após condicionamento das válvulas, foram o *FLEXICLAD™ DuraTouch DL* nas áreas mais vulneráveis à cavitação e o *METALCLAD CeramAlloy™ CL+* para as outras superfícies. Esses revestimentos são ambos da empresa americana ENECON, especializada em reparos e tecnologias de manutenção (HYDRO REVIEW, 2009).

O *FLEXICLAD™ DuraTouch DL* é um polímero elasto-cerâmico formado por dois componentes, 100% sólidos. Após misturado com seu ativador, o produto adquire consistência de fluido. Ele é especialmente formulado para a proteção de superfícies de equipamentos sujeitos à cavitação e corrosão/erosão aceleradas devido à sua tenacidade e propriedades. O *METALCLAD CeramAlloy™ CL+* é um polímero de alta performance formado por dois componentes, 100% sólidos. Ele é usado para a

reparação/recuperação de superfícies e os seus componentes apresentam uma excelente resistência à erosão e corrosão. Ao ser misturado, o produto torna-se também um líquido viscoso (ENECON, 2019).

A solução de revestimento utilizada nas válvulas de *Yellowtail Dam* se mostrou eficaz contra danos futuros da cavitação e evitou a troca da válvula por outras. Além disso, a principal vantagem de revestir as válvulas *Hollow-Jet* é o custo-benefício associado. Quando o revestimento se limita à algumas partes, o custo final fica bastante reduzido. No caso da válvula simulada nesta dissertação para os pontos de operação considerados, um estudo de viabilidade econômica de aplicação de revestimentos foi realizado. Os custos para recondicionar a válvula e para revestir áreas específicas sujeitas aos danos da cavitação foram considerados. Em seguida, esses custos foram comparados com o valor obtido da literatura de uma válvula do tipo *Howell-Bunger* com dimensões um pouco maiores que as da válvula *Hollow-Jet* utilizada. A comparação foi feita com esse tipo de válvula devido ao fato de seu preço ser menor que o de uma válvula *Hollow-Jet* nova, portanto, um valor conservador a ser comparado, e devido também à dificuldade de encontrar preços disponíveis da válvula no mercado ou na literatura.

A área revestida total considerada para o estudo é a soma das áreas relativas às pás (total de 8), base das pás e corpo da válvula (apenas a área a jusante da ponta). A Figura 70 mostra na cor verde as áreas consideradas para revestimento.

Figura 70 - Áreas consideradas para revestimento (Abertura de 100%)

O produto considerado para o revestimento é o *FLEXICLAD™ DuraTouch DL* (recomendado para cavitação e corrosão/erosão) e as informações sobre preço aproximado foram disponibilizadas pela empresa ENECON Brasil.

A Tabela 12 apresenta os parâmetros considerados e os seus respectivos valores.

Parâmetro	Dimensão	Unidade
Área revestida total	30	m ²
Custo de revestimento (1 m ²)	4575	R\$
Custo total de revestimento	137250	R\$
Dólar estimado	5,60	R\$
Custo total de revestimento	24509	U\$
Custo de recondicionamento (HYDRO REVIEW, 2012)	198285	U\$
Custo total	222794	U\$
Preço de válvula <i>Howell-Bunger</i> com d = 2743 mm (USACE, 2017)	800000	U\$
Razão entre custo total e preço de válvula	27,8%	-

Tabela 12 – Análise de custos de recondicionamento e revestimento

De acordo com a Tabela 12, fica evidente a economia quando se restaura a válvula ao invés de substituí-la por outra. Além disso, diversos sistemas são projetados considerando inicialmente um tipo de válvula específico. A substituição do componente por outro requer todo um estudo prévio de dimensionamento para que haja compatibilidade com o projeto inicial.

No caso do Brasil, considerando a grande quantidade de válvulas dispersoras em barragens, muitas das quais apresentando problemas e do tipo *Hollow-Jet*, é fundamental que se tenham soluções para o fenômeno da cavitação. O Apêndice B lista alguns exemplos de válvulas dispersoras onde se pode ver muitas delas apresentando problemas dos mais diversos tipos. Dessa forma, a solução apresentada por meio de revestimentos especiais é válida para ser adotada nas válvulas das barragens do Brasil, sobretudo diante dos problemas de segurança enfrentados por muitas barragens, já apresentados anteriormente pelos relatórios da Agência Nacional de Águas (ANA) e da Secretaria de Infraestrutura e do Meio Ambiente do Governo do Estado de São Paulo (SIMA). Assim, são necessárias soluções rápidas e com boa economia, como o processo de renovação das válvulas *Hollow-Jet* que reúne todos esses benefícios, garantindo a segurança e operação das

barragens. Ainda sobre a questão da segurança, a ANA está realizando todos os esforços para aumentar o banco de dados das diversas barragens do país. Assim, serão detectadas mais barragens operando com válvulas do tipo *Hollow-Jet* em diferentes níveis de conservação.

6. CONCLUSÕES FINAIS

As simulações realizadas nesse trabalho foram capazes de prever o fenômeno de cavitação em todos os pontos de operação estudados por Morassi (2016). Devido às altas vazões associadas aos pontos de operação utilizados e à geometria da válvula, o fenômeno foi verificado mesmo considerando diferentes estados de abertura, o que caracteriza a válvula desse trabalho como susceptível à cavitação.

Além disso, foi constatado o padrão de um único evento de impacto de bolha resultante de vórtices de cavitação junto à ponta da válvula, como também identificado por Wang (1999). Este padrão é a principal causa de sérios danos à região das pás quando se opera continuamente a válvula.

Por outro lado, o padrão que consiste de vários impactos fracos causados por pequenas bolhas não foi detectado durante as simulações. Essa limitação também ocorreu durante as simulações de Wu *et al.* (2003) e representa um desafio futuro de simulação a ser encarado, através da variação da malha, modelos, métodos e até mesmo talvez de *software*, isso porque essas pequenas bolhas também têm uma importância nos danos causados na válvula.

Com relação aos resultados numéricos obtidos, foi realizada uma tentativa de validação dos resultados. Para que isso fosse possível, os mesmos métodos e modelos adotados no presente trabalho foram utilizados com a geometria e parâmetros do trabalho de Wu *et al.* (2003), de forma a reproduzir os resultados dessa literatura. A conclusão obtida foi que mesmo empregando métodos e modelos distintos (inclusive a malha) do trabalho da literatura, os resultados obtidos podem ser considerados aceitáveis no que diz respeito ao estudo da cavitação. Dessa forma, essa mesma metodologia adotada pode ser utilizada em qualquer válvula do tipo *Hollow-Jet* ou mesmo em qualquer válvula dispersora, bastando para isso adaptá-la à geometria e às condições de contorno/operação do problema. Mais ainda, vislumbra-se a possibilidade de se determinar uma faixa segura de operação para os sistemas, de forma a limitar o impacto do fenômeno da cavitação.

As simulações CFD, portanto, se mostram úteis do ponto de vista prático, pois permitem complementar os resultados experimentais, que por vezes são demorados e custosos, reproduzindo-os em sua boa parte. Além disso, o uso das técnicas de CFD representa uma poderosa ferramenta para ajudar nas decisões de escolha, substituição ou reforma das válvulas.

Diante da comprovação do fenômeno nas válvulas estudadas, se torna necessário adotar soluções para o problema em questão. Como já discutido anteriormente, a fim de não limitar a operação nem alterar os parâmetros de funcionamento de um determinado sistema, a solução mais viável parece ser a aplicação de revestimentos poliméricos, como exemplo, nas áreas mais sujeitas à cavitação.

Isso porque foi mostrado que de fato existe um custo-benefício associado muito interessante quando se aplicam esses revestimentos. Essa solução, em especial, poderia ser adotada nas diversas barragens que existem espalhadas pelo país que utilizam válvulas dispersoras, como as que foram listadas no início do presente trabalho.

Por outro lado, a aplicação de revestimentos nas válvulas não evita possíveis problemas de vibração induzida causada não somente pelo escoamento, mas também pela implosão das cavidades formadas. Embora não tenha sido abordado por esse trabalho, a vibração induzida é um assunto importante que merece ser estudado em trabalhos futuros. Nesse caso, análises por meio de técnicas de CFD devem ser juntamente aplicadas com um estudo de interação fluido-estrutura, a fim de que a vibração induzida possa ser monitorada.

Finalmente, com relação às válvulas *Howell-Bunger* também apresentadas nesta dissertação, diversos trabalhos da literatura apontam que elas são alternativas mais eficientes que as válvulas *Hollow-Jet*, principalmente no quesito cavitação. Todavia, é necessário verificar nas diversas barragens brasileiras que operam com *Howell-Bunger* e através de simulações, se esse tipo de válvula está imune ao fenômeno da cavitação. Além disso, nem sempre essas válvulas são as mais adequadas para determinado projeto de câmara de dissipação ou como solução de substituição de válvulas *Hollow-Jet* preexistentes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMIRANTE, R.; DISTASO, E.; TAMBURRANO, P. **Experimental and Numerical Analysis of Cavitation in Hydraulic Proportional Directional Valves**. Energy Conversion and Management 87, 2014, p. 208-219.

AGÊNCIA NACIONAL DE ÁGUAS (Brasil). **Reservatórios do Semiárido Brasileiro: Hidrologia, Balanço Hídrico e Operação**. Engecorps Engenharia S.A., Ficha Resumo, Brasília, DF: ANA, 2016, Disponível em <<http://portal1.snirh.gov.br/arquivos/semiarido/204res/>>. Acesso em 08 outubro 2020.

AGÊNCIA NACIONAL DE ÁGUAS (Brasil). **Relatório de Segurança de Barragens 2019**. Ministério do Desenvolvimento Regional, Brasília, DF: ANA, 2020, p. 96.

ALI, Z.; TUCKER, P. G. **Multiblock Structured Mesh Generation for Turbomachinery Flows**. In: Sarrate J., Staten M. (eds) Proceedings of the 22nd International Meshing Roundtable, Springer, 2014, p. 165-166.

ANSYS. **Fluent User's Guide 15.0**. Pennsylvania, United States, November, 2013, p. 127:582-588:1410-1411.

ANSYS. **Cell Zone and Boundary Conditions**. Lecture 3, Pennsylvania, United States, 2014, p. 19.

ARNDT, R. **Cavitation in Fluid Machinery and Hydraulic Structures**. Annu. Rev. Fluid Mech., 13(1), 1981, p. 273–328.

BLACKHALL ENGINEERING LTD. **Fixed Cone Free Discharge Valve**. Reino Unido, 2018, Disponível em: <<http://www.blackhallwatervalves.com/fixed-cone-free-discharge-howell-bunger-valve.html>>. Acesso em: 29 fevereiro 2020.

BOUSSINESQ, J. **Essai sur la Théorie des Eaux Courantes**. Mémoires Présentés par Divers Savants à l'Académie des Sciences de l'Institut National de France, Tome XXIII, N° 1, Imprimerie Nationale, Paris, 1877, p. 1-680.

BRENNEN, C. E. **Cavitation and Bubble Dynamics**. Oxford University Press, New York, 1995, p. 47-53.

DATA OPER. **Aproveitamento Jaguari-Jacareí**. SABESP, São Paulo, Brasil, 2020.

ENECON. **Produtos ENECON**. Brasil, 2019. Disponível em: <<http://www.eneconbrasil.com.br/produtos>>. Acesso em: 02 janeiro 2020.

FAIRALL, R., TASK, H., SIMMS, T., QUINTON, C. **Rebuilding the Hollow-Jet Outlet Valves at Monticello Dam, Solano Project**. Water Operation and Maintenance, Bulletin N° 128, United States, June, 1984.

FEDERAL EMERGENCY MANAGEMENT AGENCY (EUA). **Technical Manual: Outlet Works Energy Dissipation**. P-679, Washington: FEMA, June, 2010, p. 62:109:A-75.

HYDRO REVIEW. **Coatings Provide Smooth Surface on Hollow Jet Valves at Yellowtail.** Waterpower XVI Conference and Exhibition, Issue 4, Volume 28, MAY, 2009, p. 32-34.

HYDRO REVIEW. **Reclamation Awards Contract for Anderson Ranch Dam Parts Refurbishment.** North America, Rehabilitation and Repair, Turbines and Mechanical Components, July, 2012.

ISSA, R. I. **Solution of the Implicit Discretized Fluid Flow Equations by Operator-Splitting.** Journal of Computational Physics, Vol. 62, 1986, p. 40-65.

ISHIGE, T. IWASAKI, M.; TANI, K.; ITO, Y.; OBA, R. **Several Erosion Occurred in Big Valves.** Proc. 28 th Tohoku Branch of JSME Annual Meeting, 1993, p. 19-21.

KAKKI - ANATHODU DAMS. **Operation and Maintenance Manual.** Doc. No. 2_DSO_O&M_SGHEP: Kakki & Anathodu Dams_v1, Kerala State Electricity Board Ltd, Pallom, Kottayam, India, July, 2019.

KOUKOUVINIS, P.; NASERI, H.; GAVAISES, M. **Performance of Turbulence and Cavitation Models in Prediction of Incipient and Developed Cavitation.** International Journal of Engine Research, Vol. 18, Issue 4, 2017.

KUNZ, R. F.; BOGER, D. A.; STINEBRING, D. R.; CHYCZEWSKI, T. S.; LINDAU, J. W.; GIBELING, H. J.; VENKATESWARAN, S.; GOVINDAN, T. R. **A Preconditioned Navier-Stokes Method for Two-Phase Flows with Application to Cavitation Prediction.** Computers & Fluids, vol. 29, p. 849-875.

LEE, M. G.; LIM, C. S.; HAN, S. H. **Shape Design of the Bottom Plug Used in a 3-Way Reversing Valve to Minimize the Cavitation Effect.** International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, Vol. 17, N°3, 2016, p. 401-406.

LIU, Y.; LU, L.; ZHU, K. **Numerical Analysis of the Diaphragm Valve Throttling Characteristics.** Processes, 7, 671, September, 2019.

MANANG. **Chemin de Roulement Vanne de Vidange du Barrage de Bissorte.** Construction Hydroélectricité, 2015. Disponível em: <<http://www.manang.fr/chemin-de-roulement-bissorte/>>. Acesso em: 20 novembro 2019.

MAY, R.W.P. **Cavitation in Hydraulics Structures: Occurrence and Prevention.** Technical Report, Hydraulics Research Wallingford, 1987, p. 9.

MINISTÉRIO DE DESENVOLVIMENTO REGIONAL. **Projeto de Integração do Rio do São Francisco com Bacias Hidrográficas do Nordeste Setentrional.** Consórcio Concremat Engenharia / Arcadis Logos, 1377-REL-3200-00-00-072-R00, Brasília, Brasil, Outubro, 2019.

MORASSI, R.S. **Estudo com CFD sobre a Faixa Operativa da Câmara de Dissipação para Válvulas Dispersoras.** Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, 2016.

MORASSI, R.S.; ORTIZ, J.P. **Estudo com CFD sobre a Influência das Dimensões da Câmara de Dissipação para Válvulas Dispersoras**. XXVII Congresso Latinoamericano de Hidráulica, Lima, Peru, 2016.

NOVAK, P.; MOFFAT, A.I.B.; NALLURI, C.; NARAYANAN, R. **Hydraulic Structures**. Taylor & Francis Group, Fourth Edition, 2007, p. 277.

NZOMBO, D. N. **A numerical investigation of cavitation in valves and techno-economic analysis of Pinewood solvent liquefaction**. Master of Science Thesis, Iowa State University, Graduate Theses and Dissertations (15593), 2017.

ORTIZ, J.P. **Fundamentos da Turbulência de Escoamentos Incompressíveis Aplicados à Engenharia**. 2010, Site: disciplinas.stoa.usp.br, Capítulo 4, p. 89-95.

PENDAR, M; ROOHI E. **Investigation of Cavitation Around 3D Hemispherical Head-Form Body and Conical Cavitators Using Different Turbulence and Cavitation Models**, Ocean Engineering, Vol. 112, 2016, p. 289.

PERIC, M.; FERGUSON, S. **The Advantage of Polyhedral Meshes**. CD-adapco, 2005, p.1-2.

REYNOLDS, O. **On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion**. Phil Trans. R. Soc. Lond. A, Vol. 186, 1895, p. 123-164.

SCHNERR, G. H.; SAUER, J. **Physical and Numerical Modeling of Unsteady Cavitation Dynamics**. In Fourth International Conference on Multiphase Flow, New Orleans, USA, 2001.

SENOCAK, I. **Computational Methodology for the Simulation of Turbulent Cavitating Flows**. Ph.D. Dissertation, University of Florida, Gainesville, USA, 2002, p. 7-8:10-12:38.

SHYY, W. **Computational Modeling for Fluid Flow and Interfacial Transport**. Elsevier, Amsterdam, The Netherlands, 1997, p. 203.

SECRETARIA DE INFRAESTRUTURA E MEIO AMBIENTE (Brasil). **Barragens no Estado de São Paulo: Relatório do Grupo de Trabalho**. Secretaria de Infraestrutura do Meio Ambiente, Governo do Estado de São Paulo, São Paulo: SIMA, 2019.

SINGHAL, A. K.; LI, H. Y.; ATHAVALE, M. M.; JIANG, Y. **Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model**. ASME FEDSM'01, New Orleans, Louisiana, 2001.

TABRIZI, A. S.; ASADI, M.; XIE, G.; LORENZINI, G.; BISERNI, C. **Computational Fluid-Dynamics-Based Analysis of a Ball Valve Performance in the Presence of Cavitation**. ISSN 1810-2328, Journal of Engineering Thermophysics, Vol. 23, N°1, 2014, p. 27-38.

TENNEKES, H.; LUMLEY, J. L. **A First Course in Turbulence**. MIT Press, Cambridge, Mass., 1972, p. 38-43.

TULLIS, J.P., **Hydraulic of Pipelines: Pumps, Valves, Cavitation, Transients**, John Wiley & Sons, Inc., Utah State University Foundation, 1989, p. 125-126.

UNITED STATES ARMY CORPS OF ENGINEERS (EUA). **Replacing a Fixed Cone Valve on Summersville Dam**. Huntington District Public Affairs Staff, Washington: USACE, June, 2017.

UNITED STATES BUREAU OF RECLAMATION (EUA). **Budget Justifications and Performance Information**. Fiscal Year 2019, Washington: USBR, 2019, p. 42-43.

UNITED STATES BUREAU OF RECLAMATION (EUA). **Engineering Monograph N°25, Hydraulic Design of Stilling Basins and Energy Dissipators**. Section 8, Denver, Washington: USBR, 1984, p. 127-152.

UNITED STATES BUREAU OF RECLAMATION (EUA). **FIST 4-1A, Maintenance Scheduling for Mechanical Equipment**. Denver, Washington: USBR, 2009, p. 69.

UNITED STATES SOCIETY OF DAMS (EUA). **Improving Reliability of Commonly Used Hydraulic Valves**. Denver, Westminster: USSD, 2017, Chapter 2, p. 10.

VERSTEEG, H. K; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method**. Pearson Prentice Hall, Second Edition, 2007, p. 5-6:75-76:280-283:305-312.

WALLIS, G. B. **One-dimensional Two-Phase Flow**. McGraw Hill, New York City, NY, 1969, p. 43-115.

WANG, G. **A Study on Safety Assessment of a Hollow-Jet Valve Accompanied with Cavitation**. Ph.D. Dissertation, Tohoku University, Sendai, Japan, 1999, p. 16-86.

WANG, G.; LIU, S.; SHINTANI, M.; IKOHAGI, T. **Study on Cavitation Damage Characteristics around a Hollow-Jet Valve**. JSME International Journal, Series B, Vol. 42, N° 4, 1999, p.649-657.

WANG, G.; SHINTANI, M.; LIU, S.J.; SHIN, B.R.; IKOHAGI, T. **Cavitation Characteristics around a Hollow-Jet Valve (Observation by High-Speed Photographs and Monitoring by Vibration)**. Turbomachinery, Vol. 26, 1998, p.361-368.

WU, J.; SENOCAL, I.; WANG, G.; WU, W.; SHYY, W. **Three-Dimensional Simulation of Turbulent Cavitating Flows in a Hollow-Jet Valve**. CMES, Vol. 4, No. 6, 2003, p. 679-689.

ZWART, P. J.; GERBER, A. G.; BELAMRI, T. **A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics**. In Fifth International Conference on Multiphase Flow, Yokohama, Japan, 2004.

APÊNDICE A – Válvula Dispersora da Barragem Jaguari-Jacareí

Construída no início da década de 80 e localizada no município de Vargem-SP, a barragem Jaguari-Jacareí pertence à Companhia de Saneamento Básico do Estado de São Paulo (SABESP) e faz parte do Sistema Cantareira que abastece a região metropolitana de São Paulo.

Essa barragem utiliza como descarregador de fundo válvulas dispersoras do tipo *Howell-Bunger* ($d = 1\text{ m}$). As características da vazão com relação à cota e abertura de válvula podem ser vistas na Tabela 13 e Figura 71.

Carga (m)	Cota Consolidada (m)	Vazão (m³/s) / aberturas (%)						
		5%	10%	20%	40%	60%	80%	100%
0	797,07	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5	802,07	0,35	0,75	1,25	2,60	3,65	4,50	5,20
10	807,07	0,6	1,15	2,05	3,95	5,50	6,75	7,65
15	812,07	0,75	1,40	2,60	4,75	6,85	8,40	9,35
20	817,07	0,85	1,60	3,00	5,55	8,00	9,70	10,85
25	822,07	0,98	1,80	3,40	6,25	8,95	10,90	12,25
30	827,07	1,10	1,98	3,75	6,90	9,80	12,05	13,50
35	832,07	1,20	2,13	4,10	7,50	10,55	13,15	14,70
40	837,07	1,25	2,28	4,40	8,05	11,25	14,10	15,65
45	842,07	1,30	2,45	4,68	8,53	11,90	15,10	16,60
50	847,07	1,33	2,60	4,95	8,95	12,50	16,05	17,53

Tabela 13 – Valores cota x vazão de descarga da válvula x abertura de válvula

Fonte: DATA OPER (SABESP) (2020)

Figura 71 – Curvas de descarga da válvula *Howell-Bunger* do descarregador de fundo

Fonte: DATA OPER (SABESP) (2020)

APÊNDICE B - Válvulas Dispersoras em Barragens Brasileiras

Barragem	Tipo de Válvula	Quantidade	Dimensão (m)	Situação da Válvula	Referência
Acauã (PB)	<i>Howell-Bunger</i>	1	1,5	Parcialmente operante / Válvula funcionando em condições precárias	(ANA, 2016)
Anagé (BA)	<i>Howell-Bunger</i>	2	0,8	Operante / Válvulas apresentando vazamentos constantes	(ANA, 2016)
Areias (PE)	<i>Howell-Bunger</i>	1	-	Operante / Conexões oxidadas	(Ministério do Desenvolvimento Regional, 2019)
Atalho (CE)	<i>Howell-Bunger</i>	2	-	Concluindo montagem e pintura	(Ministério do Desenvolvimento Regional, 2019)
Bocaina (PI)	<i>Howell-Bunger</i>	1	1,0	Parcialmente operante / Problemas de vedação gerando vazamentos	(ANA, 2016)
Boqueirão de Parelhas (RN)	<i>Howell-Bunger</i>	1	0,4	Inoperante / Problemas na válvula, incluindo vazamentos	(ANA, 2016)
Bruscas (PB)	<i>Howell-Bunger</i>	1	-	Operante	(ANA, 2016)
Carnaúba (RN)	<i>Howell-Bunger</i>	1	0,35	Parcialmente operante / Com vazamentos	(ANA, 2016)
Condado (PB)	<i>Howell-Bunger</i>	1	0,5	Operante	(ANA, 2016)
Cordeiro (PB)	<i>Howell-Bunger</i>	1	0,4	Operante	(ANA, 2016)
Edson Queiroz (CE)	<i>Howell-Bunger</i>	2	1,0	Operante	(ANA, 2016)
Eng. Armando Ribeiro Gonçalves (RN)	<i>Howell-Bunger</i>	2	-	Operante / Operação antes eletromecânica, hoje manual devido à falta de manutenção	(ANA, 2016)
Entremontes (PE)	<i>Hollow-Jet</i>	1	2	-	(ANA, 2016)
Gasparino (BA)	<i>Howell-Bunger</i>	1	1,0	Operante	(ANA, 2016)
Jaguari (SP)	<i>Howell-Bunger</i>	2	1,0	Operante	(DATA OPER, 2020)

Barragem	Tipo de Válvula	Quantidade	Dimensão (m)	Situação da Válvula	Referência
Jati (CE)	<i>Howell-Bunger</i>	2	-	Concluindo montagem	(Ministério do Desenvolvimento Regional, 2019)
Jenipapeiro (PB)	<i>Howell-Bunger</i>	1	-	Operante / Bastante oxidada	(ANA, 2016)
Jucazinho (PE)	<i>Howell-Bunger</i>	1	1,5	Operante	(ANA, 2016)
Luiz Vieira (BA)	<i>Howell-Bunger</i>	2	0,5	Operante	(ANA, 2016)
Milagres (PE)	<i>Howell-Bunger</i>	1	0,7	Operante	(Ministério do Desenvolvimento Regional, 2019)
Orós (CE)	<i>Howell-Bunger</i>	1	1,5	Operante	(ANA, 2016)
Passagem das Traíras (RN)	<i>Hollow-Jet</i>	1	0,5	Inoperante / Emperrada	(ANA, 2016)
Pedra (BA)	<i>Howell-Bunger</i>	2	1,8	Operante	(ANA, 2016)
Pentecoste (CE)	<i>Hollow-Jet</i>	2	-	-	(ANA, 2016)
Petrônio portela (PI)	<i>Howell-Bunger</i>	2	0,8	Operante	(ANA, 2016)
Porcos (CE)	<i>Howell-Bunger</i>	2	-	Concluindo montagem e pintura	(Ministério do Desenvolvimento Regional, 2019)
Riacho do Paulo (BA)	<i>Howell-Bunger</i>	1	0,5	Operante	(ANA, 2016)
Saco (PB)	<i>Howell-Bunger</i>	1	0,5	Operante	(ANA, 2016)
São José do Jacuípe (BA)	<i>Howell-Bunger</i>	1	-	Operante	(ANA, 2016)
Santa Cruz do Apodi (RN)	<i>Howell-Bunger</i>	1	1,0	Parcialmente operante	(ANA, 2016)
Terra Nova (PE)	<i>Howell-Bunger</i>	1	-	Operante	(Ministério do Desenvolvimento Regional, 2019)
Truvsico (BA)	<i>Howell-Bunger</i>	1	0,5	Inoperante / Válvula aberta sem condições de fechamento	(ANA, 2016)
Tucutu (PE)	<i>Howell-Bunger</i>	1	-	Operante	(Ministério do Desenvolvimento Regional, 2019)
Umari (RN)	<i>Howell-Bunger</i>	1	0,6	Operante	(ANA, 2016)

Tabela 14 - Características das válvulas dispensoras em barragens brasileiras

APÊNDICE C - Comparação dos Modelos de Turbulência

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1,75$

Figura 72 – Fração de volume do líquido para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ e modelo $\kappa - \varepsilon$ *realizable*

Figura 73 - Linhas de corrente para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ e modelo $\kappa - \varepsilon$ *realizable*

a) $t^* = 0,25$ b) $t^* = 0,75$ c) $t^* = 1,75$

Figura 74 - Fração de volume do líquido para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ e modelo *standard* $\kappa - \omega$

a) $t^* = 0,25$ b) $t^* = 0,75$ c) $t^* = 1,75$

Figura 75 - Linhas de corrente para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ e modelo *standard* $\kappa - \omega$

a) $t^* = 0,25$

b) $t^* = 0,75$

c) $t^* = 1,75$

Figura 76 - Fração de volume do líquido para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ e modelo SST $\kappa - \omega$

a) $t^* = 0,25$ b) $t^* = 0,75$ c) $t^* = 1,75$

Figura 77 - Linhas de corrente para $Q = 64,76 \text{ m}^3/\text{s}$ e modelo SST $\kappa - \omega$

APÊNDICE D - Recondicionamento de Válvulas *Hollow-Jet*

Em caso de necessidade de recondicionamento de válvulas *Hollow-Jet*, algumas etapas de caráter geral podem ser seguidas. Para o detalhamento dessas etapas, será utilizado como referência o trabalho desenvolvido por Fairall *et al.* (1984) do *Bureau of Reclamation*, que embora seja antigo, apresenta procedimentos que permanecem sendo utilizados na restauração dessas válvulas ao redor do mundo.

Inicialmente, devido ao espaço normalmente limitado para desmontar esse tipo de válvula, inúmeras partes, requisitos de soldagem e usinagem, além de testes a serem feitos, é necessária a utilização de uma oficina de reparos qualificada.

A desmontagem da válvula é realizada com ela na posição aberta e na vertical. Isto facilita a remoção das partes internas do corpo e reduz requisitos de içamento. Uma vez removidas as partes internas, as seções remanescentes devem ser totalmente desmembradas até se encontrarem em suas menores partes. Essas partes devem ser limpas e inspecionadas. As inspeções incluem:

- a) batentes: desgaste, entalhes, cortes e área de contato;
- b) engrenagens: condição dos dentes, padrão de desgaste, acessibilidade de lubrificação e movimento de mancal;
- c) vedações: desgaste e forma, condição de retenção e vedação do anel;
- d) eixo de controle: indicação de deterioração, desgaste e trincas;
- e) porca e parafuso de controle: desgaste, indicação de deterioração, filetes, acoplamento e vedação.

Após o término das inspeções, todos os componentes são limpos novamente e aqueles que necessitarem retrabalho ou substituição são identificados para que se tome a ação necessária. Os restantes devem receber um revestimento de proteção e ficarem isolados em bolsas ou caixas.

A inspeção do corpo da válvula somente é feita após jateamento de areia tanto internamente como externamente. Esse processo permite limpar toda a superfície de óxidos e sujeiras, além de facilitar a identificação dos danos de cavitação. Essa identificação é potencializada pela utilização do ensaio não-destrutivo de líquidos penetrantes.

A etapa subsequente consiste na soldagem das regiões que sofreram danos. Técnicas comuns de soldagem, no entanto, não são recomendadas, isso porque além de não repararem as áreas afetadas, não impedem cavitação futura. Dessa forma, a

soldagem aplicada deve ser capaz de reparar as regiões com danos sem causar problemas adicionais ao metal base, além de utilizar um material de soldagem compatível com o corpo que seja resistente e dúctil para resistir à cavitação.

O procedimento de soldagem deverá, portanto, consistir das seguintes etapas:

- a) jatear com areia o corpo;
- b) examinar por meio de líquido penetrante todas as pás e áreas do corpo da válvula onde o desgaste está aparente;
- c) esmerilhar todas as áreas onde trincas, porosidades ou desgastes anormais estão aparentes, removendo todo o material deteriorado;
- d) conduzir outro ensaio de líquido penetrante para certificar que todas as áreas indesejáveis foram removidas e que não existe mais trincas residuais;
- e) soldar usando *N1-ROD* (3 mm) de acordo com a *AWS A5.15 Class ENi-C1*;
- f) o procedimento de soldagem para áreas goivadas é:
 - reduzir a amperagem para aproximadamente 60 ampères;
 - manter uma temperatura ambiental local numa faixa entre 18,3°C e 26,7°C;
 - aplicar não mais que 50 mm de solda em uma área. (A região vizinha não deve se submeter a um aumento apreciável de temperatura, permitindo ser tocada com a pele da mão);
 - remover todas as incrustações com uma escova de aço e martelar as áreas soldadas para alívio de tensões;
 - mover para outra área e repetir os passos, conduzindo periodicamente ensaios de líquidos penetrantes para garantir a integridade das áreas e do metal base;
 - finalizar a soldagem esmerilhando as superfícies soldadas de forma a deixá-las no contorno original ou na forma desejável;
 - checar novamente com ensaios não-destrutivos a presença de trincas ou vazios.
- g) o procedimento de soldagem para áreas onde todo o metal foi removido é:
 - chanfrar as bordas dos furos;
 - inserir aço doce de forma a preencher o espaço onde o metal foi removido;
 - utilizar o eletrodo eutético *CP H-002* (este é um material duro designado a resistir à abrasão e à cavitação);
 - soldar utilizando o *N1-ROD* (3 mm) e seguir todos os passos já citados para áreas goivadas.

Antes da montagem da válvula, alguns procedimentos devem ser adotados para garantir uma operação satisfatória:

- a) os batentes devem ser verificados e caso precise, devem ser substituídos por outros de material de qualidade, como o aço inoxidável 304;
- b) todas as vedações e suas bases devem ser substituídas;
- c) extremo cuidado deve ser tomado para evitar que os batentes não sejam danificados e que nenhuma força esteja sendo exercida nas engrenagens;
- d) a válvula deve ser montada na posição aberta e todas as suas partes devem ser lubrificadas e pintadas;
- e) um gabarito pode ser utilizado para certificar que o contorno desejado foi obtido para todas as superfícies do metal em contato com o fluido;
- f) finalmente, um teste hidrostático deve ser conduzido para verificação de possíveis vazamentos.

Terminadas todas as etapas apresentadas, a válvula está pronta para ser submetida a aplicação de um revestimento que se julgue ser o mais adequado contra cavitação e erosão. Nesse caso, as superfícies externas da válvula ao invés de serem pintadas com produtos comumente utilizados, devem ser revestidas com soluções que sejam as mais eficientes possíveis.

APÊNDICE E - Estudo de Malha para a Geometria Reproduzida

A Figura 78 a seguir mostra os valores de pressão média para cada malha utilizada e a Tabela 15 fornece a diferença percentual do valor de pressão média à medida que a malha é refinada. Os procedimentos e considerações adotados para a geometria de Morassi (2016) foram novamente utilizados para o presente caso.

Figura 78 - Pressão média na ponta da válvula versus elementos poliédricos utilizados na geometria reproduzida

Quantidade de Elementos Tetraédricos (Milhões)	Quantidade de Elementos Poliédricos Resultantes (Milhões)	Residual	Pressão (Pa)	Diferença Percentual (%)
3,0	0,6	10^{-4}	656945	-
3,6	0,8	10^{-4}	647900	1,40
4,5	1,0	10^{-4}	595993	8,71
5,1	1,2	10^{-4}	600884	0,81

Tabela 15 – Convergência e dependência de malha para a geometria reproduzida

Pode-se perceber da tabela acima que a malha com 1,2 milhão de elementos poliédricos resultou em uma pressão média com diferença percentual de 0,81% com relação à malha anterior. Como essa diferença é inferior ao critério usado de 1%, a malha com 1,0 milhão de elementos poliédricos, que equivale à malha com 4,5 milhões de elementos tetraédricos, foi utilizada para o caso estudado.