



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA HIDRÁULICA E AMBIENTAL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL

JOSÉ PAULO DA SILVEIRA NETO

MODELAGEM COMPUTACIONAL DO FECHAMENTO DINÂMICO DE
VÁLVULAS DE RETENÇÃO EM REGIME DE TRANSITÓRIO HIDRÁULICO

FORTALEZA
2026

JOSÉ PAULO DA SILVEIRA NETO

MODELAGEM COMPUTACIONAL DO FECHAMENTO DINÂMICO DE VÁLVULAS
DE RETENÇÃO EM REGIME DE TRANSITÓRIO HIDRÁULICO

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil (Recursos Hídricos), da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Civil. Área de concentração: Recursos Hídricos.

Orientador: Prof. Marco Aurélio Holanda de Castro, Ph.D.

Coorientador: Dr. João Marcelo Costa Barbosa

FORTALEZA

2026

JOSÉ PAULO DA SILVEIRA NETO

MODELAGEM COMPUTACIONAL DO FECHAMENTO DINÂMICO DE VÁLVULAS
DE RETENÇÃO EM REGIME DE TRANSITÓRIO HIDRÁULICO

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil (Recursos Hídricos), da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Civil. Área de concentração: Recursos Hídricos.

Aprovada em: 08/07/2026.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Marco Aurélio Holanda de Castro, Ph.D. (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Dr. João Marcelo Costa Barbosa (Coorientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Profa. Dra. Samiria Maria Oliveira da Silva
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Paulo Roberto Lacerda Tavares
Universidade Federal do Cariri (UFCA)

Prof. Dr. Alessandro de Araújo Bezerra
Universidade Federal do Piauí (UFPI)

Prof. Dr. Alexandre Kepler Soares
Universidade de Brasília (UnB)

A Deus.

Aos meus pais, família e amigos.

AGRADECIMENTOS

À minha mãe, Antônia Maria, agradeço o imenso amor, suporte e incentivo durante toda a minha caminhada. Essa conquista é nossa. Ao meu pai, Domício, por me apoiar sempre que precisei e por acreditar em mim. Ao meu irmão, Domício Júnior, pelo companheirismo, amizade e apoio. À minha madrinha, Maria José, por todo o amor e cuidado a mim destinados. Ao meu companheiro, Micaías, pela sua parceria, incentivo, exemplo, e por não ter me deixado desistir, mesmo quando eu já tinha desistido.

A toda minha família, tias e tios, primos e primas, minhas avós e minha afilhada, pelo carinho e por sempre acreditarem e me incentivarem a seguir meus sonhos. À minha psicóloga Annyele, agradeço por ter me ajudado a acreditar que era possível vencer esse desafio.

Ao Professor Marco Aurélio Holanda de Castro, pela orientação, confiança e por todo o aprendizado desde o mestrado. Ao meu coorientador João Marcelo Barbosa Costa, pela disponibilidade, incentivo e dedicação.

Ao professor Alessandro, que foi meu primeiro orientador, ainda na iniciação científica, e desde então exerce um papel de exemplo para mim. À professora Samiria, que foi minha orientadora do primeiro estágio em docência, ainda no mestrado. Ao professor Paulo Roberto, que participou da minha defesa de mestrado, e agora se faz presente novamente. E ao Professor Alexandre Kepler, pelas valiosas contribuições na fase de qualificação deste trabalho.

Aos colegas pesquisadores do Laboratório de Hidráulica Computacional (LAHC), pela parceria nesta jornada e por compartilharem seus conhecimentos e experiências. Ao corpo docente do Departamento de Engenharia Hidráulica e Ambiental (DEHA), pela formação técnica e intelectual.

À Instituição CAPES, pelo apoio financeiro com a manutenção da bolsa de auxílio. O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

RESUMO

A análise do fechamento dinâmico da válvula de retenção constitui um problema de grande relevância, uma vez que o fechamento sob fluxo reverso pode gerar surtos de pressão significativos. A modelagem numérica desse fenômeno é complexa e demanda o conhecimento de uma grande quantidade de parâmetros de entrada. O objetivo deste trabalho foi modelar o fechamento dinâmico da válvula de retenção durante escoamentos transitórios, incorporando o Método da Cavitação com Vazios e Amortecimento de Ondas (CMVWD), e propor uma condição de contorno simplificada baseada em curvas características adimensionais. Foram implementadas três condições de contorno: o modelo de fechamento dinâmico completo baseado na resolução da equação da quantidade de movimento; a condição de fechamento instantâneo à iminência da inversão do fluxo; e a condição de contorno simplificada, baseada na equação geral dos orifícios com determinação da velocidade reversa máxima a partir de curvas características. A comparação entre as três condições demonstrou que, em regime de fluxo direto, os resultados de vazão e pressão foram idênticos. As diferenças se manifestaram no instante de fechamento e na variação de pressão decorrente desse fenômeno. A condição de contorno simplificada mostrou-se capaz de reproduzir adequadamente os resultados do modelo de fechamento dinâmico completo, desde que a curva característica utilizada seja representativa das condições operacionais e do tipo de válvula simulada, e foi validada a partir de dados experimentais de Himr *et al.* (2017). Em seguida, realizou-se uma análise de sensibilidade dos parâmetros do método CMVWD, especificamente a fração inicial de vazios e o coeficiente de amortecimento, os quais demonstraram expressiva influência na desaceleração do escoamento na válvula de retenção, bem como na velocidade reversa máxima e na resposta de pressão associada ao seu fechamento. Foi proposta também uma abordagem de correlação adimensional de curvas características de diferentes fontes experimentais, para a válvula de retenção do tipo portinhola, visando a generalização para diferentes diâmetros nominais e condições operacionais. A correlação obtida apresentou caráter preliminar, com ajuste compatível com a abrangência pretendida pela metodologia.

Palavras-chave: Válvula de Retenção; Fechamento Dinâmico; Transitório Hidráulico.

ABSTRACT

The analysis of dynamic check valve closure constitutes a problem of great relevance, since closure under reverse flow can generate significant pressure surges. The numerical modeling of this phenomenon is complex and requires the definition of a large number of input parameters. The objective of this study was to model the dynamic closure of a check valve during hydraulic transients, incorporating the Cavitation Method with Voids and Wave Damping (CMVWD), and to propose a simplified boundary condition based on dimensionless characteristic curves. Three boundary conditions were implemented: the complete dynamic closure model based on the resolution of the momentum equation; the instantaneous closure condition at the onset of flow reversal; and the simplified boundary condition, based on the general orifice equation with determination of the maximum reverse velocity from characteristic curves. The comparison between the three conditions demonstrated that, under direct flow, the discharge and pressure results were identical. The differences were manifested in the closure instant and in the pressure variation resulting from this phenomenon. The simplified boundary condition proved capable of adequately reproducing the results of the complete dynamic closure model, provided that the characteristic curve used is representative of the operational conditions and type of valve simulated, and was validated against experimental data from Himr *et al.* (2017). A sensitivity analysis was subsequently performed for the CMVWD parameters, specifically the initial void fraction and the damping coefficient, which demonstrated significant influence on flow deceleration at the check valve, as well as on the maximum reverse velocity and the pressure response associated with check valve closure. A dimensionless correlation approach for characteristic curves from different experimental sources was also proposed for the swing check valve, aiming at generalization for different nominal diameters and operating conditions. The correlation obtained had a preliminary character, with a fit compatible with the intended scope of the methodology.

Keywords: Check Valve; Dynamic Closure; Hydraulic Transients.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Mapa de ocorrência e agrupamento das palavras-chave relacionadas ao tema desta pesquisa	28
Figura 2 – Mapa de ocorrência e agrupamento dos autores relacionadas ao tema desta pesquisa	29
Figura 3 - Linhas características no plano x-t.	33
Figura 4 – Malha característica do MOC	34
Figura 5 – Aproximação da curva característica da bomba.....	40
Figura 6 – Condição de contorno da bomba.....	40
Figura 7 –Curvas características dinâmicas para diferentes tipos de válvulas de retenção.....	44
Figura 8 – Esquema geométrico da válvula de retenção de disco inclinado	50
Figura 9 - Fluxograma da metodologia da pesquisa.....	65
Figura 10 – Condição de contorno da bomba sem linha de sucção.....	67
Figura 11 – Condições de contorno da bomba e da válvula de retenção individualizadas	68
Figura 12 – Fluxograma do modelo de fechamento imediato da válvula de retenção	70
Figura 13 - Fluxograma do modelo de fechamento da válvula de retenção com velocidade reversa calculada pelas curvas de Ballun (2007).....	73
Figura 14 – Equações polinomiais ajustadas a partir dos coeficientes de descarga de Tran (2015)	75
Figura 15 - Fluxograma do modelo de fechamento da válvula de retenção de Tran (2015)....	81
Figura 16 – Esquema hidráulico de Tran (2015)	82
Figura 17 – Esquema hidráulico de Tran (2015) no UFC7, para simulação do fechamento da válvula de controle.....	83
Figura 18 – Esquema hidráulico de Tran (2015) no UFC7, para simulação do desligamento da bomba	87
Figura 19 – Esquema do aparato experimental de Himr <i>et al.</i> (2017)	92
Figura 20 – Curva característica obtida a partir do experimento de Himr <i>et al.</i> (2017).....	93
Figura 21 – Esquema hidráulico de Himr <i>et al.</i> (2017) no UFC7	94

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Evolução temporal da produção científica sobre o tema desta pesquisa	30
Gráfico 2 - Variação da vazão na válvula de retenção - fechamento da válvula de controle - MOC – Tran (2015)	98
Gráfico 3 - Variação da carga na válvula de retenção - fechamento da válvula de controle - MOC – Tran (2015)	100
Gráfico 4 - Variação da vazão na válvula de retenção - fechamento da válvula de controle - CMVWD – Tran (2015)	102
Gráfico 5 - Variação da carga na válvula de retenção - fechamento da válvula de controle - CMVWD - Tran (2015)	104
Gráfico 6 - Variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba - MOC - Tran (2015)	108
Gráfico 7 - Variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba - MOC - Tran (2015)	110
Gráfico 8 - Variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba - CMVWD – Tran (2015)	112
Gráfico 9 - Efeito do coeficiente de correção na curva característica sobre a variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba – CMVWD – Tran (2015)	115
Gráfico 10 - Variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba - CMVWD – Tran (2015)	116
Gráfico 11 - Efeito do coeficiente de correção na curva característica sobre a variação da carga hidráulica na válvula de retenção – parada da bomba – CMVWD – Tran (2015).....	119
Gráfico 12 - Variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($\varepsilon_0 = 0$) – A1	123
Gráfico 13 - Variação da carga hidráulica na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($\varepsilon_0 = 0$) – A1	125
Gráfico 14 - Variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($k_3 = 0,03447$) – A2	128
Gráfico 15 - Variação da carga hidráulica na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($k_3 = 0,03447$) – A2	130
Gráfico 16 - Variação da celeridade imediatamente a jusante da válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($k_3 = 0,03447$) – A2	133

Gráfico 17 - Variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($\epsilon_0 = 2,0045E-4$) – A3	134
Gráfico 18 - Variação da carga na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($\epsilon_0 = 2,0045E-4$) – A3	136
Gráfico 19 - Variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba ($\epsilon_0 = 0$) – B1	140
Gráfico 20 - Variação da carga hidráulica na válvula de retenção – parada da bomba ($\epsilon_0 = 0$) – B1	142
Gráfico 21 - Variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba ($k_3 = 0,03831$) – B2	145
Gráfico 22 - Variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba ($k_3 = 0,03831$) – B2	147
Gráfico 23 - Variação da celeridade imediatamente a jusante da válvula de retenção – parada da bomba ($k_3 = 0,03831$) – B2	149
Gráfico 24 - Variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba ($\epsilon_0 = 1,7699E-4$) – B3	150
Gráfico 25 - Variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba ($\epsilon_0 = 1,7699E-4$) – B3	152
Gráfico 26 - Variação da vazão – Experimento de Himr <i>et al.</i> (2017)	158
Gráfico 27 - Variação da pressão a jusante da válvula de retenção – Experimento de Himr <i>et al.</i> (2017)	160
Gráfico 28 – Correlação Adimensional para válvula de retenção do tipo portinhola.....	161
Gráfico 29 – Aplicação da curva característica genérica – variação da vazão na válvula de retenção.....	163
Gráfico 30 – Aplicação da curva característica genérica – variação da pressão a jusante da válvula de retenção	165

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficientes de descarga e de perda de carga da válvula de retenção modelada....	76
Tabela 2 – Parâmetros físicos e geométricos da válvula de retenção do modelo de Tran (2015)	76
Tabela 3 - Dados de entrada do esquema hidráulico de Tran (2015) no UFC7 (fechamento da válvula de controle)	83
Tabela 4 - Dados de entrada do esquema hidráulico de Tran (2015) no UFC7 (desligamento da bomba).....	87
Tabela 5 – Características dos grupos de dados experimentais	95
Tabela 6 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – MOC – Tran (2015)	99
Tabela 7 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – fechamento da válvula de controle – MOC – Tran (2015).....	99
Tabela 8 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – MOC – Tran (2015)	101
Tabela 9 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – fechamento da válvula de controle – MOC – Tran (2015)	101
Tabela 10 - Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – CMVWD – Tran (2015)	103
Tabela 11 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – fechamento da válvula de controle – CMVWD – Tran (2015)	104
Tabela 12 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – CMVWD – Tran (2015)	105
Tabela 13 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – fechamento da válvula de controle – CMVWD – Tran (2015)	106
Tabela 14 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – CMVWD – Tran (2015)	106
Tabela 15 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – desligamento da bomba – MOC – Tran (2015)	109
Tabela 16 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – parada da bomba – MOC – Tran (2015).....	110

Tabela 17 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – desligamento da bomba – MOC – Tran (2015)	111
Tabela 18 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – parada da bomba – MOC – Tran (2015)	112
Tabela 19 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – desligamento da bomba – CMVWD – Tran (2015)	113
Tabela 20 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – parada da bomba – CMVWD – Tran (2015)	114
Tabela 21 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – desligamento da bomba – CMVWD – Tran (2015)	116
Tabela 22 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – parada da bomba – CMVWD – Tran (2015)	118
Tabela 23 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – parada da bomba – CMVWD – Tran (2015)	119
Tabela 24 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($\epsilon_0 = 0$) – A1	123
Tabela 25 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – fechamento da válvula de controle – ($\epsilon_0 = 0$) – A1	124
Tabela 26 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($\epsilon_0 = 0$) – A1	126
Tabela 27 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – fechamento da válvula de controle – ($\epsilon_0 = 0$) – A1	126
Tabela 28 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($\epsilon_0 = 0$) – A1	127
Tabela 29 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($k_3 = 0,03447$) – A2	128
Tabela 30 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – fechamento da válvula de controle – ($k_3 = 0,03447$) – A2	129
Tabela 31 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($k_3 = 0,03447$) – A2	130

Tabela 32 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – fechamento da válvula de controle – ($k_3 = 0,03447$) – A2	131
Tabela 33 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($k_3 = 0,03447$) – A2	131
Tabela 34 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($\epsilon_0 = 2,0045E-4$) – A3.....	134
Tabela 35 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – fechamento da válvula de controle – ($\epsilon_0 = 2,0045E-4$) – A3 ..	135
Tabela 36 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($\epsilon_0 = 2,0045E-4$) – A3.....	137
Tabela 37 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – fechamento da válvula de controle – ($\epsilon_0 = 2,0045E-4$) – A3.....	137
Tabela 38 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($\epsilon_0 = 2,0045E-4$) – A3.....	138
Tabela 39 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba – ($\epsilon_0 = 0$) – B1.....	141
Tabela 40 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – parada da bomba – ($\epsilon_0 = 0$) – B1	141
Tabela 41 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba – ($\epsilon_0 = 0$) – B1.....	142
Tabela 42 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – parada da bomba – ($\epsilon_0 = 0$) – B1	143
Tabela 43 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – parada da bomba – ($\epsilon_0 = 0$) – B1	144
Tabela 44 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba – ($k_3 = 0,03831$) – B2	145
Tabela 45 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – parada da bomba – ($k_3 = 0,03831$) – B2	146
Tabela 46 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba – ($k_3 = 0,03831$) – B2	147

Tabela 47 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – parada da bomba – ($k_3 = 0,03831$) – B2	148
Tabela 48 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – parada da bomba – ($k_3 = 0,03831$) – B2	148
Tabela 49 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba – ($\epsilon_0 = 1,7699E-4$) – B3	150
Tabela 50 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – parada da bomba – ($\epsilon_0 = 1,7699E-4$) – B3	151
Tabela 51 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba – ($\epsilon_0 = 1,7699E-4$) – B3	152
Tabela 52 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – parada da bomba – ($\epsilon_0 = 1,7699E-4$) – B3	153
Tabela 53 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – parada da bomba – ($\epsilon_0 = 1,7699E-4$) – B3	153
Tabela 54 – Indicadores de desvio para as diferentes curvas características.....	163
Tabela 55 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima para cada curva característica	164
Tabela 56 – Comparativo das pressões máximas e mínimas para cada curva característica..	165
Tabela 57 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção para cada curva característica...	166

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> – Dinâmica dos Fluidos Computacional
CMVWD	<i>Cavitation Method with Voids and Wave Damping</i> - Método da Cavitação com Vazios e Amortecimento de Ondas
DGCM	<i>Discrete Gas Cavity Model</i> – Modelo da Cavidade de Gás Livre Discreto
DI	Diâmetro Interno
DN	Diâmetro Nominal
DVCM	<i>Discrete Vapor Cavity Model</i> – Modelo da Cavidade de Vapor Discreto
IAB	<i>Instantaneous Acceleration Behavior</i> – Método de Aceleração Instantânea
LAHC	Laboratório de Hidráulica Computacional
MOC	Método das Características
NSE	<i>Nash-Sutcliffe Error</i> - Coeficiente de Nash-Sutcliffe
RMSE	<i>Root Mean Square Error</i> - Erro Quadrático Médio
TAU	Tanques de Admissão Unidirecional
TDCV	<i>Tilting-Disk Check Valve</i> - Válvula de Retenção de Disco Inclinado
UFC	Universidade Federal do Ceará

LISTA DE SÍMBOLOS

Q	Vazão volumétrica [L^3T^{-1}]
H	Carga piezométrica [L]
x	Comprimento ao longo do tubo [L]
t	Tempo [T]
g	Aceleração da gravidade [LT^{-2}]
A	Área da seção transversal do tubo [L^2]
f	Fator de atrito [ad.]
D	Diâmetro interno do tubo [L]
a	Celeridade [LT^{-1}]
t_0	Tempo inicial [T]
Δt	Incremento de tempo [T]
Δx	Incremento espacial [L]
Q_P	Vazão no ponto P (Incógnita), no tempo atual [L^3T^{-1}]
H_P	Carga piezométrica no ponto P (Incógnita), no tempo atual [L]
H_{res}	Carga no reservatório [L]
$Q_{o_{i,n+1}}$	Vazão que escoar através da válvula, em regime permanente [L^3T^{-1}]
$H_{o_{i,n+1}}$	Carga imediatamente à montante da válvula, em regime permanente [L]
τ	Coeficiente de abertura da válvula [ad.]
C_d	Coeficiente de descarga [ad.]
A_v	Área de abertura da válvula [L^2]
C_P	Característica positiva MOC [L^3T^{-1}]
C_N	Característica negativa MOC [L^3T^{-1}]
R	Constante Característica MOC [L^{-3}]
λ	Multiplicador da combinação linear do MOC [ad.]

Bomba

N	Velocidade de rotação [T^{-1}]
T	Torque líquido [ML^2T^{-2}]
N_s	Velocidade específica [ad.]
n_p	Número de bombas em paralelo [ad.]

v	Adimensional de vazão [ad.]
h	Adimensional de carga [ad.]
α	Adimensional de velocidade de rotação [ad.]
β_b	Adimensional de torque [ad.]
I	Momento de inércia polar da bomba [ML^2]
γ	Peso específico da água [$\text{ML}^{-2}\text{T}^{-2}$]
η_R	Eficiência da bomba na condição de maior rendimento [ad.]
H_{suc}	Carga piezométrica do reservatório de montante da bomba [L]

Válvula de Retenção

V_R	Velocidade reversa [LT^{-1}]
D_v	Diâmetro característico da válvula [L]
dV/dt	Desaceleração média do fluido [LT^{-2}]
V_o	Velocidade do fluxo com a válvula totalmente aberta [LT^{-1}]
ρ_m	Densidade do elemento móvel [ML^{-3}]
ρ_f	Densidades do fluido [ML^{-3}]
T_o	Torques molares e gravitacionais sobre o elemento móvel quando completamente aberto [ML^2T^{-2}]
T_s	Torques molares e gravitacionais sobre o elemento móvel quando completamente fechado [ML^2T^{-2}]
μ	Viscosidade do fluido [$\text{ML}^{-1}\text{T}^{-1}$]
Δp	Perda de pressão por atrito [$\text{ML}^{-1}\text{T}^{-2}$]
x_d	Deslocamento percorrida pelo elemento móvel [L]
T	Torque atuante sobre o disco [ML^2T^{-2}]
I_d	Momento de inércia do disco [ML^2]
θ	Ângulo de rotação do disco [ad]
T_f	Torque decorrente das pressões hidrodinâmicas incidentes sobre o disco [ML^2T^{-2}]
T_w	Torque associado ao peso do disco [ML^2T^{-2}]
T_b	Torque provocado pela fricção [ML^2T^{-2}]
T_e	Torque provocado por forças externas adicionais (como uma mola) [ML^2T^{-2}]
T_{fs}	Torque hidráulico estacionário [ML^2T^{-2}]
T_{fr}	Torque hidráulico rotacional [ML^2T^{-2}]

W_s	Peso submerso do disco [MLT ⁻²]
L_g	Distância do eixo de rotação ao centro de massa do disco [L]
β	Ângulo do centro de massa em relação à face do disco [ad]
L_c	Distância do eixo de rotação até a linha normal à face do disco em seu centro [L]
A_d	Área projetada do disco sobre um plano paralelo à sua face [L]
k_f	Coefficiente de perda de carga em fluxo direto [ad]
V_f	Velocidade do fluxo na entrada da válvula de retenção [LT ⁻¹]
f_b	Coefficiente de atrito do rolamento [ad.]
D_b	Diâmetro de rolamento [L]
F_b	Carga no rolamento causada pelo peso submerso do disco e pela diferença de forças através do disco [MLT ⁻²]
ΔP	Queda de pressão [ML ⁻¹ T ⁻²]
D_v	Diâmetro na entrada da válvula [L]
ω	Velocidade angular do disco [T ⁻¹]
A_{vr}	Área de entrada da válvula [L ²]
C_b	Folga entre o eixo e o rolamento [L]
k_b	Coefficiente de correção em função da razão L_b/D_b [ad.]
ΔH_{P_v}	Perda de carga na válvula de retenção no tempo atual [L]
C_v	Coefficiente de vazão [L ⁵ T ⁻²]
ΔH_{0_v}	Perda de carga através da válvula de retenção em regime permanente [L]
Q_{P_v}	Vazão através da válvula de retenção no tempo atual [L ³ T ⁻¹]
Q_{0_v}	Vazão através da válvula de retenção em regime permanente [L ³ T ⁻¹]
$\Delta v/\Delta t$	Desaceleração do fluido na válvula de retenção [LT ⁻²]
t_{VR}	Instante em que ocorre a inversão do fluxo na válvula de retenção [T]
v_{0_v}	Velocidade inicial na válvula de retenção [LT ⁻¹]
v_{P_v}	Velocidade no instante t_{VR} [LT ⁻¹]
α_a	Ângulo de abertura [ad.]
C_{vr}	Coefficientes de descarga para fluxo reverso [M ^{-1/2} L ^{7/2}]
C_{vf}	Coefficiente de descarga para fluxo direto [M ^{-1/2} L ^{7/2}]
V_{dx}	Velocidade do centro do disco em relação ao eixo horizontal [LT ⁻¹]

Fluxo Bifásico

ε	Fração de vazios [ad]
M_g	Massa de gás livre [M]
R_g	Constante do gás [$\text{ML}^2\text{T}^{-2}\text{mol}^{-1}\theta^1$]
T^*	Temperatura absoluta [θ]
$\forall_m$	Volume da mistura (líquido e cavidade) [L^3]
$\forall_g$	Volume do gás [L^3]
P_g^*	Pressão absoluta do gás [$\text{ML}^{-1}\text{T}^{-2}$]
z	Elevação da tubulação [L]
H_B	Carga de pressão barométrica [L]
Ψ	Fator de ponderação na direção do tempo [ad.]
Q_{Pm}	Fluxo a montante em cada seção computacional [L^3T^{-1}]
Q_{Pu}	Fluxo a jusante em cada seção computacional [L^3T^{-1}]
$\forall_g^t$	Volume de gás atual [L^3]
$\forall_g^{t-2\Delta t}$	Volume de gás no passo de tempo anterior ao anterior [L^3]
a_m	Celeridade da mistura [LT^{-1}]
a_l	Celeridade do líquido [LT^{-1}]
ρ_l	Massa específica do líquido [ML^{-3}]
$a_{j,k}$	Celeridade da onda em um passo de tempo k (atual) num tubo i e seção j [LT^{-1}]
$P_{j,k-\Delta t}$	Pressão em um passo de tempo k (anterior) num tubo i e seção j [$\text{ML}^{-1}\text{T}^{-2}$]
$\varepsilon_{j,k-\Delta t}$	Fração de vazio em um passo de tempo k (anterior) num tubo i e seção j [ad.]
n	Constante anisotrópica [ad.]
K	Módulo de elasticidade volumétrica do fluido [$\text{ML}^{-1}\text{T}^{-2}$]
E	Módulo de elasticidade do tubo [$\text{ML}^{-1}\text{T}^{-2}$]
e	Espessura do tubo [L]
c_l	Parâmetro de ancoragem [ad.]
J_u	Termo de atrito variável [LT^{-2}]
k_3	Coeficiente de amortecimento [ad.]
$\partial Q/\partial t$	Aceleração local instantânea [L^3T^{-1}]
$\partial Q/\partial x$	Aceleração convectiva instantânea [L^2]
J_q	Termo de atrito semiestacionário [LT^{-2}]
ε_0	Fração de vazios inicial [ad.]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	22
1.1	Objetivos	25
1.1.1	<i>Objetivo Geral</i>	25
1.1.2	<i>Objetivos Específicos</i>	25
2	REFERENCIAL TEÓRICO	27
2.1	Produção Científica sobre Fechamento de Válvulas de Retenção	27
2.2	Método das Características (MOC)	31
2.3	Condições de Contorno	36
2.3.1	<i>Reservatório de Montante</i>	36
2.3.2	<i>Reservatório de Jusante</i>	36
2.3.3	<i>Junção</i>	37
2.3.4	<i>Fechamento de Válvula de Jusante</i>	37
2.3.5	<i>Fechamento de uma Válvula entre dois Tubos</i>	38
2.3.6	<i>Condição de Contorno da Bomba</i>	38
2.4	Comportamento Dinâmico das Válvulas de Retenção	42
2.4.1	<i>Curva Característica Dinâmica</i>	42
2.4.2	<i>Modelos Matemáticos e Experimentais</i>	46
2.4.3	<i>Entrada de ar</i>	53
2.5	Fluxo Bifásico e Modelos de Cavitação	54
2.5.1	<i>Discrete Gas Cavity Model – DGCM</i>	56
2.5.2	<i>Celeridade Variável com o Modelo Politrópico Termodinâmico</i>	58
2.5.3	<i>Fator de Atrito Variável: Modelo de Aceleração Instantânea</i>	59
2.5.4	<i>Método da Cavitação com Vazios e Amortecimento de Ondas (CMVWD)</i>	60
2.6	UFC7	62
3	METODOLOGIA	65
3.1	Desenvolvimento dos Modelos de Fechamento da Válvula de Retenção	66
3.1.1	<i>Fechamento imediato</i>	66
3.1.2	<i>Modelo com Velocidade Reversa</i>	71
3.1.3	<i>Modelo de Tran (2015)</i>	73
3.1.3.1	<i>Abertura Inicial da Válvula de Retenção no Regime Permanente</i>	76
3.1.3.2	<i>Modelo Dinâmico de fechamento da válvula de retenção</i>	77
3.2	Aplicação dos Modelos de Fechamento da Válvula de Retenção	82

3.2.1 Modelagem do Transitório Hidráulico Provocado pelo Fechamento da Válvula de Controle	82
3.2.1.1 Condição de Contorno da Válvula de Controle	84
3.2.1.2 Comparação com os Resultados de Tran (2015) – Fechamento da Válvula de Controle	85
3.2.2 Modelagem do Transitório Hidráulico Provocado pelo Desligamento de uma Bomba	86
3.2.2.1 Comparação com os Resultados de Tran (2015) – Desligamento da Bomba	88
3.3 Aplicação do Método da Cavitação com Vazios e Amortecimento de Ondas (CMVWD)	89
3.3.1 Análise de Sensibilidade de ε_0 e k_3	90
3.3.2 Indicadores de Desvio	90
3.4 Validação da Condição de Contorno Simplificada	91
3.4.1 Experimento de Himr et al. (2017)	92
3.4.2 Curva Característica Adimensional	95
4 RESULTADOS	97
4.1 Comparativo entre as Condições de Contorno da Válvula de Retenção	97
4.1.1 Transiente Provocado pelo Fechamento de Válvula de Controle	97
4.1.1.1 Vazão na Válvula de Retenção - Fechamento de Válvula de Controle - MOC	97
4.1.1.2 Carga Hidráulica na Válvula de Retenção - Fechamento de Válvula de Controle - MOC	100
4.1.1.3 Vazão na Válvula de Retenção - Fechamento de Válvula de Controle – CMVWD	102
4.1.1.4 Carga Hidráulica na Válvula de Retenção - Fechamento de Válvula de Controle – CMVWD	104
4.1.2 Transiente Provocado pela Parada da Bomba	108
4.1.2.1 Vazão na Válvula de Retenção – Parada da Bomba – MOC	108
4.1.2.2 Carga Hidráulica na Válvula de Retenção – Parada da Bomba – MOC	110
4.1.2.3 Vazão na Válvula de Retenção – Parada da Bomba – CMVWD	112
4.1.2.4 Carga Hidráulica na Válvula de Retenção – Parada da Bomba – CMVWD	115
4.1.3 Discussão Comparativa dos Resultados – Fechamento da Válvula de Controle e Parada da Bomba	120
4.2 Análise de sensibilidade dos parâmetros ε_0 e k_3	121
4.2.1 Fechamento da Válvula de Controle – Tran (2015)	122
4.2.1.1 Cenário A1 - $\varepsilon_0 = 0$	122

4.2.1.2	Cenário A2 - $k_3 = 0,03447$	127
4.2.1.3	Cenário A3 - $\varepsilon_0 = 2,0045E-4$	133
4.2.2	Parada da bomba – Tran (2015)	139
4.2.2.1	Cenário B1 - $\varepsilon_0 = 0$	140
4.2.2.2	Cenário B2 - $k_3 = 0,03831$	144
4.2.2.3	Cenário B3 - $\varepsilon_0 = 1,7699E-4$	149
4.2.3	Discussão comparativa da análise de sensibilidade entre os casos de transitório hidráulico	154
4.3	Validação da Condição de Contorno Simplificada – Experimento de Himr et al. (2017)	157
4.3.1	Experimento de Himr et al. (2017)	158
4.3.2	Ajuste da Curva Característica Adimensional	160
4.3.3	Comparação entre as Curvas Características	162
5	CONCLUSÃO	168
	REFERÊNCIAS	172

1 INTRODUÇÃO

Escoamento transiente é definido como o regime intermediário localizado temporalmente entre dois regimes permanentes e é caracterizado por variações temporais e espaciais na velocidade e na pressão do fluido (FERREIRA; BARBOSA; CASTRO, 2016). O transitório hidráulico manifesta-se através de ondas de sobrepressão e subpressão propagadas através de uma tubulação, como resultado de uma súbita aceleração ou desaceleração do fluxo (WANG; YANG, 2014).

Em sistemas de abastecimento de água, o transiente hidráulico é causado por eventos que promovem mudanças abruptas de vazão e pressão, como acionamento e desligamento no sistema de bombeamento ou manobras com válvulas (CAO; NISTOR; MOHAREB, 2020).

Sobrepressão é o aumento de pressão acima da pressão em regime permanente, decorrente do movimento de desaceleração do fluido, que converte energia cinética em energia de pressão, como no caso clássico do fechamento de uma válvula a jusante de uma tubulação. Por sua vez, a subpressão é a redução da pressão abaixo da pressão em regime permanente. No caso do fechamento da válvula, enquanto à montante surgem sobrepressões, à jusante a coluna d'água continua em movimento por inércia sem reposição de fluido, gerando uma região de rarefação e consequente queda de pressão.

A variação da pressão durante o transiente hidráulico pode levar à fadiga e ruptura da tubulação e à quebra de equipamentos, comprometendo a segurança e o funcionamento do sistema (MALESÍNSKA *et al.*, 2020). As sobrepressões provocadas pelo transiente hidráulico podem superar a capacidade de resistência dos tubos, causando sua ruptura, bem como danificar conexões e provocar vazamentos na rede (BOULOS *et al.*, 2005). Por outro lado, as subpressões eventualmente ocasionam pressões negativas em pontos da rede que podem elevar o risco de cavitação e provocar o colapso da tubulação (STEPHENSON, 2002; HIMR, 2015).

Devido aos potenciais riscos de prejuízos econômicos e sociais, a análise do fenômeno transitório é tão importante quanto a análise da operação do sistema em regime permanente. O sistema deve ser projetado de modo a garantir segurança e obter um bom desempenho frente às diferentes condições operacionais, a fim de suportar as variações de pressão que, às forças atuantes sobre a tubulação em regime estacionário, acrescentam novos esforços provocados pelo Golpe de Aríete (BOULOS *et al.*, 2005; TRIKI, 2017).

As válvulas de retenção são equipamentos amplamente empregados em instalações hidráulicas, sendo utilizadas principalmente para a proteção de bombas contra danos potenciais decorrentes de escoamentos reversos de alta velocidade durante paradas inesperadas (ZHAO *et*

al., 2024). Em condições ideais, quando o bombeamento é interrompido e a vazão desacelera até zero, a válvula de retenção se fecha, impedindo o retorno do fluxo em direção à bomba.

Entretanto, o fechamento da válvula de retenção constitui um fenômeno complexo, influenciado pela interação entre forças hidráulicas e mecânicas. Em condições reais de operação, a válvula não se fecha instantaneamente, ocorrendo um intervalo de tempo entre a reversão do sentido do escoamento e o fechamento completo. Esse processo é frequentemente acompanhado pela ocorrência de sobrepressões a jusante e subpressões a montante da válvula de retenção (HIMR *et al.*, 2017).

O fechamento brusco da válvula de retenção interrompendo o fluxo reverso de forma abrupta caracteriza o fenômeno conhecido como *slamming*. Esse evento gera um golpe de aríete capaz de provocar pressões elevadas no sistema hidráulico, com potencial para causar danos estruturais e operacionais (CHANG; JIANG, 2022a).

O comportamento da válvula frente ao escoamento reverso varia conforme o tipo de válvula de retenção adotado, estando diretamente relacionado às suas características dinâmicas. Tais características determinam a velocidade máxima do escoamento reverso através da válvula antes do fechamento. Quanto maior essa velocidade, maior tende a ser o surto de pressão gerado no sistema (HIMR; HABÁN; ZÁVORKA, 2019).

A velocidade máxima do escoamento reverso depende, além das características do tipo de válvula de retenção, da desaceleração do fluido, a qual está associada às propriedades do sistema, como comprimento da adutora, altura manométrica e inércia da bomba (PROVOOST, 1980; HIMR; HABÁN; ZÁVORKA, 2019). Nesse contexto, a seleção adequada do tipo de válvula de retenção para cada sistema constitui uma medida eficaz para a mitigação de surtos de pressão decorrentes do fechamento brusco (BALLUN, 2007). Contudo, essa escolha requer o conhecimento das características dinâmicas das válvulas, informações que geralmente só podem ser obtidas por meio de ensaios experimentais e que, em geral, não são disponibilizadas pelos fabricantes.

As características dinâmicas das válvulas de retenção vêm sendo investigadas há décadas (PROVOOST, 1980; THORLEY, 1989). Diversos estudos experimentais foram conduzidos com o objetivo de analisar o comportamento dinâmico de diferentes tipos e dimensões de válvulas de retenção, propondo relações entre a desaceleração do escoamento e a velocidade máxima do fluxo reverso (COLLIER; HOERNER, 1983; DOKOUPIL; HIMR; HABÁN, 2019; CHANG; JIANG, 2022b). A partir do valor da velocidade reversa máxima, a literatura admite que o acréscimo de pressão pode ser estimado por meio da equação de Joukowski (THORLEY, 1989).

Entretanto, as curvas características são específicas para as válvulas de retenção para as quais foram desenvolvidas, limitando sua aplicação. Além disso, a estimativa do surto de pressão baseada exclusivamente na equação de Joukowsky apresenta caráter simplificado e limitações reconhecidas na representação do comportamento transiente do sistema. Diante da disponibilidade de ferramentas computacionais avançadas para a modelagem de escoamentos transientes, a adoção exclusiva dessas abordagens mostra-se restritiva.

Na modelagem computacional de sistemas de abastecimento de água, geralmente adota-se uma válvula de retenção ideal, na qual se assume que o obturador possui inércia nula e que sua posição é apenas totalmente aberta ou totalmente fechada. Assume-se que a válvula está inicialmente totalmente aberta e que se fecha instantaneamente quando o escoamento direto se reduz a zero. Embora seja de fácil implementação, esse método simplificado de modelagem pode resultar em surtos de pressão muito inferiores aos valores medidos, uma vez que, na prática, todas as válvulas de retenção fecham a uma velocidade finita de escoamento reverso e necessitam de um intervalo de tempo finito para passar da posição aberta para a posição fechada (TRAN, 2015).

Uma outra abordagem utilizada em programas de simulação hidráulica, que conduz a resultados mais conservadores, consiste na definição preliminar do tempo de fechamento da válvula, ou seja, o tempo que ela levará para ir da posição aberta (parcialmente ou completamente), até a posição totalmente fechada, contando a partir do momento em que o fluxo reverso é detectado. O fechamento é linear, com taxa de fechamento constante ao longo do tempo.

Provoost (1980) propôs e validou um modelo matemático capaz de prever o comportamento dinâmico de alguns tipos de válvulas de retenção. O modelo fundamentou-se na aplicação da segunda Lei de Newton à conservação do movimento, partindo da determinação dos diferentes torques atuantes sobre os componentes girantes da válvula de retenção. Esse modelo vem sendo aplicado e aprimorado em alguns estudos de natureza matemática (LI; LOU, 2003; TRAN, 2015), porém ainda apresenta elevada complexidade tanto na implementação quanto na definição dos parâmetros de entrada, o que limita sua aplicação prática.

Somando-se a essa limitação, verifica-se também uma carência de estudos que abordem a modelagem do fechamento da válvula de retenção a partir de um modelo de transitório hidráulico mais robusto, capaz de incorporar os efeitos de cavitação, celeridade e atrito variáveis. Ainda não foi avaliado como os parâmetros desse modelo, cuja definição dos valores é objeto de pesquisa por si só, influenciam a modelagem do fechamento dinâmico das válvulas de retenção, o que constitui uma lacuna relevante para a compreensão desse fenômeno.

Este trabalho propõe uma análise inovadora do fechamento dinâmico das válvulas de retenção, refinando a simulação hidráulica por meio do Método da Cavitação com Vazios e Amortecimento de Ondas (PAIVA, 2023), associado a uma abordagem numérica para investigar diferentes alternativas de modelagem desse fechamento e aprofundar a compreensão do comportamento do fluxo reverso em escoamentos transitórios, o que representa uma contribuição científica ao estado da arte. A partir dessa análise, desenvolve-se uma condição de contorno simplificada, que incorpora as curvas características ao processo de modelagem, caracterizando uma contribuição tecnológica com grande potencial de aplicação prática em simulações de transitórios hidráulicos envolvendo válvulas de retenção.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

Modelar computacionalmente o fechamento dinâmico de válvulas de retenção em sistemas hidráulicos sujeitos a transitórios, propondo uma condição de contorno simplificada baseada em curvas características adimensionais e aplicando o Método da Cavitação com Vazios e Amortecimento de Ondas.

1.1.2 Objetivos Específicos

- a) Definir e individualizar as condições de contorno da bomba e da válvula de retenção, na plataforma computacional do UFC7;
- b) Desenvolver o cálculo do escoamento reverso através da válvula de retenção;
- c) Desenvolver uma condição de contorno simplificada baseada na equação geral dos orifícios;
- d) Implementar a determinação da velocidade reversa máxima e do instante de fechamento com base nas curvas características da válvula de retenção;
- e) Implementar o modelo de fechamento dinâmico por meio da resolução da equação da quantidade de movimento para a válvula de retenção;
- f) Comparar os resultados do modelo de fechamento dinâmico completo com os da condição de contorno simplificada, em termos de variação de pressão e vazão na válvula de retenção;

- g) Aplicar o Método da Cavitação com Vazios e Amortecimento de Ondas (CMVWD) ao processo de fechamento da válvula de retenção;
- h) Realizar análise de sensibilidade dos parâmetros do CMVWD: fração de vazios inicial e coeficiente de amortecimento;
- i) Propor uma metodologia de adimensionalização das curvas características da válvula de retenção do tipo portinhola, visando a generalização para diferentes diâmetros nominais e condições operacionais.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Nesta seção serão apresentados os principais tópicos e conceitos que serviram como fundamentação teórica direta para a metodologia desenvolvida nesta pesquisa, dentre os quais modelos matemáticos, equações e premissas de trabalho.

2.1 Produção Científica sobre Fechamento de Válvulas de Retenção

No cenário atual da produção científica, as bases de periódicos constituem importantes repositórios digitais, reunindo um amplo acervo digital de trabalhos científicos, as quais auxiliam de forma significativa o desenvolvimento de pesquisas. Por meio dessas bases, é possível realizar buscas com diferentes níveis de refinamento, aplicando filtros por temas, palavras-chave e autores, o que contribui para o aprofundamento e direcionamento das investigações.

No presente estudo, a realização de uma pesquisa bibliográfica sobre o fechamento de válvulas de retenção durante transitórios hidráulicos foi etapa imprescindível. A busca inicial foi conduzida no repositório da plataforma *Scopus*, utilizando como palavras-chave, em inglês, os termos “*check valve*” e “*transient*”. A pesquisa foi restrita inicialmente a artigos publicados em periódicos e redigidos em língua inglesa, uma vez que não foram identificados trabalhos relevantes sobre o tema em português, totalizando 143 trabalhos.

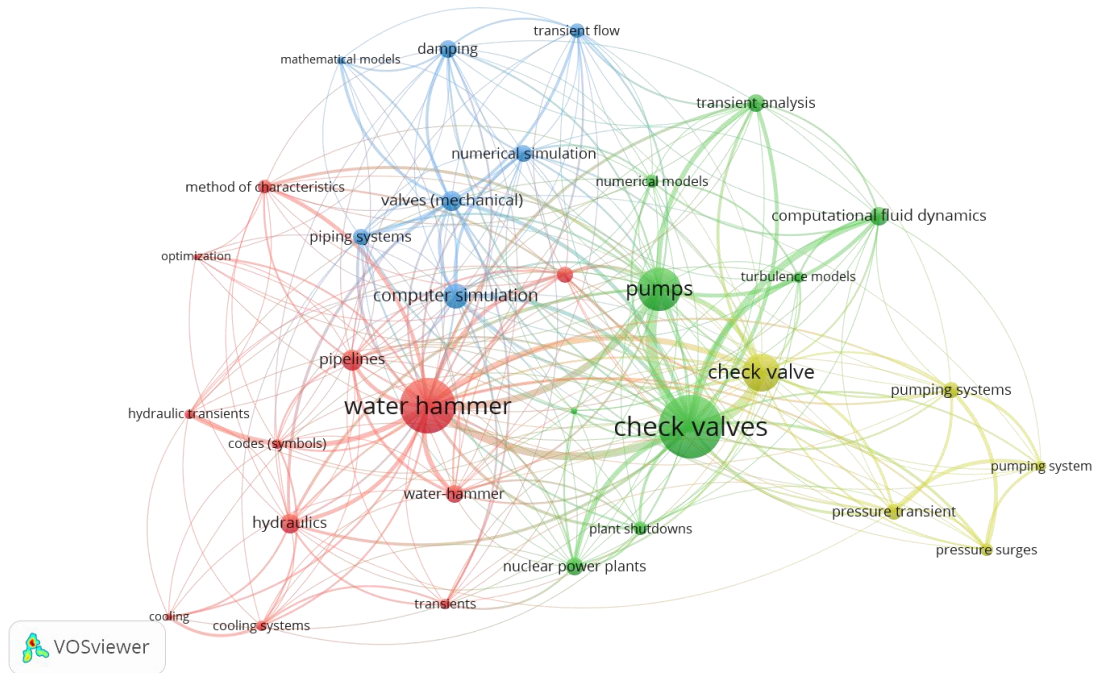
Os resultados obtidos foram organizados em uma lista, classificada pela própria plataforma segundo o nível de relevância. A partir da leitura e análise dos trabalhos, associada ao uso de ferramentas de visualização quantitativa, foi possível identificar os autores mais citados e com contribuições mais expressivas, consolidando assim a estrutura conceitual que fundamentou o desenvolvimento desta pesquisa.

A revisão bibliométrica é uma ferramenta de uso crescente na produção acadêmica, pois oferece uma visão quantitativa da literatura científica sobre um determinado tema. Essa abordagem auxilia na tomada de decisão, aumentando a precisão na seleção dos trabalhos que servirão como base para novas pesquisas e permitindo uma análise mais direcionada das tendências e lacunas existentes na área de estudo.

Na Figura 1 é apresentado um infográfico gerado a partir do software *VOSviewer*, disponibilizado gratuitamente, que evidencia as principais palavras-chave associadas ao tema desta pesquisa. Essas palavras-chave foram agrupadas em escalas de cores e representadas por círculos de diferentes tamanhos, de acordo com a frequência de ocorrência. Cada cor

corresponde a uma linha de pesquisa distinta, associada a um tema central indicado por um círculo de maior diâmetro (SANDERS NETO, 2024).

Figura 1 – Mapa de ocorrência e agrupamento das palavras-chave relacionadas ao tema desta pesquisa

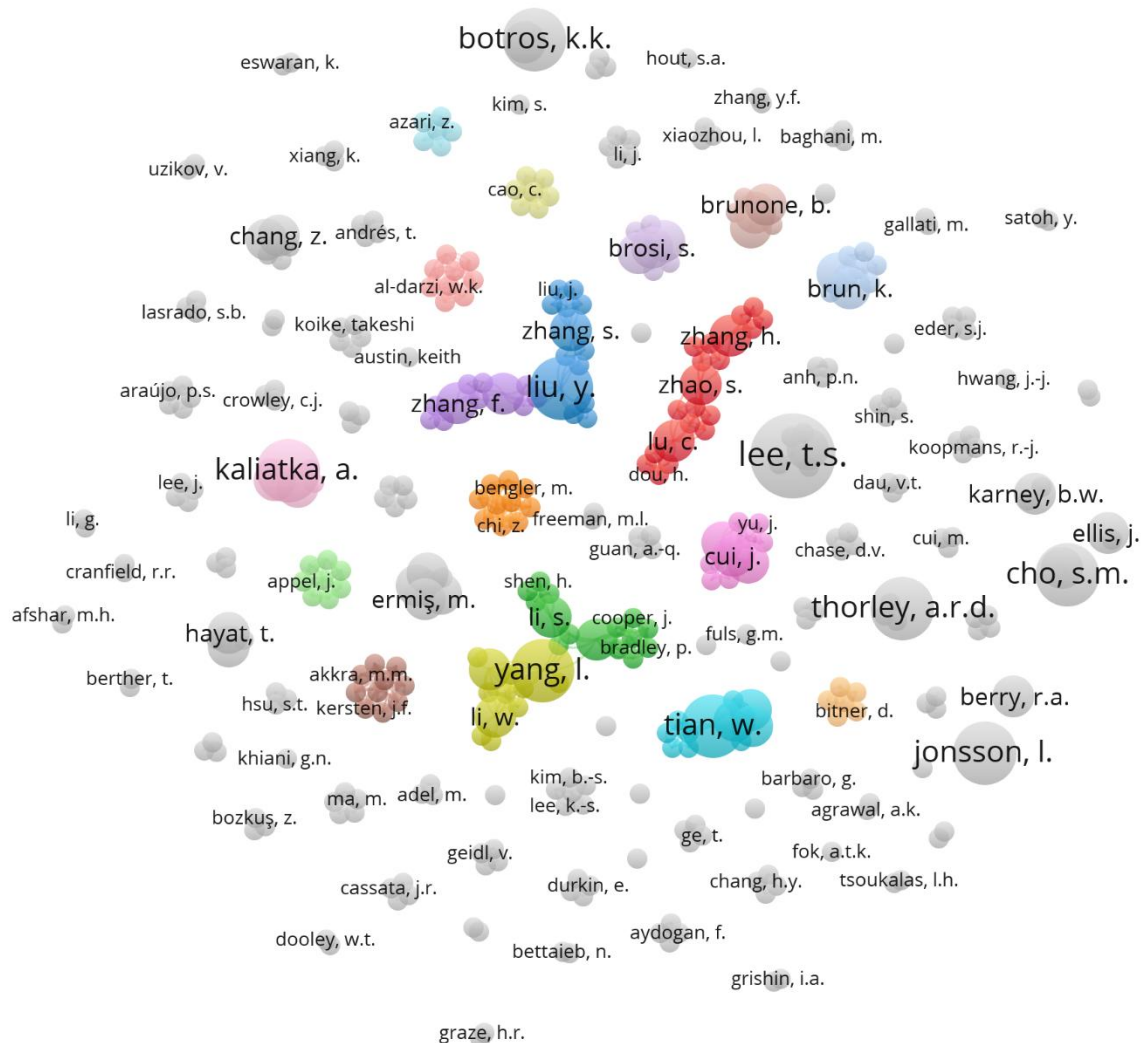


Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Quanto maior o número de ligações e de proximidade entre os círculos, maior a conexão entre as palavras-chave. Nesse contexto, os termos “*check valves*” (válvulas de retenção) e “*water hammer*” (golpe de aríete) formam o centro da rede e estão diretamente relacionados. O termo “*check valve*” tem mais proximidades com os termos “*pumps*” (bombas), “*turbulence models*” e “*computational fluid dynamics*” (CFD), revelando uma grande gama de trabalhos que utilizam modelagem CFD para análise do escoamento através das válvulas de retenção. O termo “*Method of Characteristics*” encontra-se mais distante, o que denota que essa não é uma abordagem muito usual para o estudo do transitório hidráulico provocado pelo fechamento das válvulas de retenção.

Uma análise semelhante foi feita a partir do infográfico gerado para agrupar os autores listados na Base *Scopus* (Figura 2). Nesse mapa, cada nó representa um autor identificado nas referências da amostra analisada, enquanto o tamanho dos círculos indica a relevância ou frequência de ocorrência do respectivo autor nas publicações.

Figura 2 – Mapa de ocorrência e agrupamento dos autores relacionadas ao tema desta pesquisa



Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

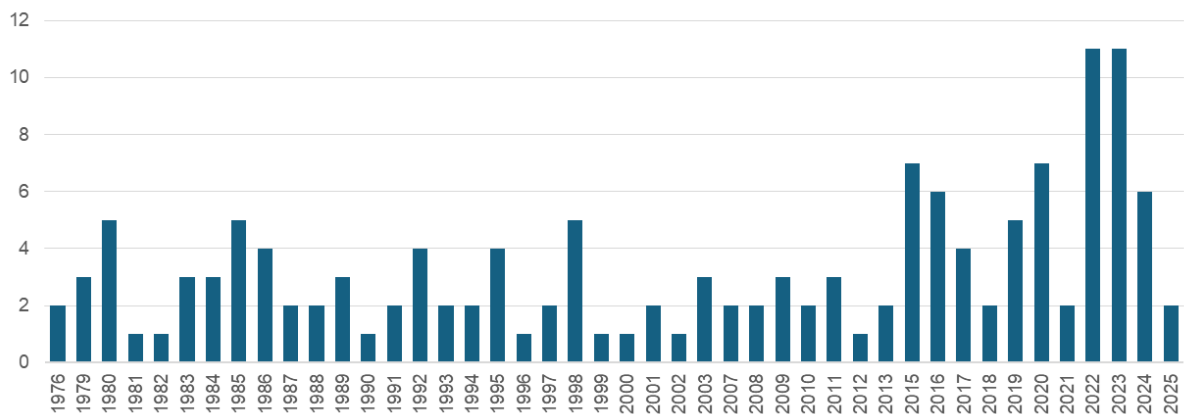
As diferentes cores correspondem a agrupamentos (clusters) de autores que apresentam maior interação entre si, seja por coautoria ou por participação em linhas de pesquisa semelhantes. A proximidade espacial entre os nós indica a intensidade da relação bibliográfica, sendo que autores próximos compartilham maior número de colaborações ou citações cruzadas.

Observa-se que pesquisadores como Botros, K.K., Liu, Y., Yang, I., Thorley, A.R.D. e Jonsson, I. apresentam círculos de maior diâmetro, evidenciando posição de destaque no campo de estudo. Além disso, a estrutura da rede revela núcleos consolidados de investigação, como o cluster azul central, liderado por Liu, Y., conectado a outros pesquisadores de relevância, como Zhang, S. e Zhang, H., indicando forte produção conjunta e temática convergente.

O mapa também evidencia que a rede é formada por diversos grupos de autores com baixa interconexão entre si. Muitos clusters aparecem isolados ou com ligações restritas a um conjunto limitado de colaboradores, demonstrando que a cooperação científica tende a ocorrer predominantemente dentro de pequenos núcleos, sem estabelecer conexões significativas com outros grupos. Essa fragmentação sugere que as pesquisas na área, embora consistentes em cada núcleo, desenvolvem-se de forma paralela e com limitado intercâmbio de conhecimento entre diferentes linhas de investigação.

No gráfico 1 é evidenciada a evolução temporal da produção científica sobre o fechamento de válvulas de retenção durante transitórios hidráulicos. Entre 1976 e 2000, o número de publicações anuais manteve-se relativamente baixo, variando entre 0 e 5 artigos por ano, indicando um interesse inicial ainda limitado na área.

Gráfico 1 - Evolução temporal da produção científica sobre o tema desta pesquisa



Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

A partir da década de 2013, houve um crescimento considerável na quantidade de estudos publicados, com alguns picos mais significativos, como em 2015, 2020, 2022 e 2023. Este padrão sugere que o tema passou a receber maior atenção da comunidade científica, possivelmente impulsionado pelo aumento da complexidade de sistemas hidráulicos e pela necessidade de análises mais detalhadas sobre o comportamento de válvulas de retenção em condições transitórias. Essa análise temporal permite contextualizar a relevância do tema e justificar a necessidade de estudos adicionais na área.

2.2 Método das Características (MOC)

Para a descrição matemática do escoamento transiente em condutos forçados adota-se um conjunto de pressupostos físicos denominado modelo da coluna elástica. A hipótese desse modelo é de que as paredes do conduto são linearmente elásticas, o escoamento é unidimensional, e a dissipação de energia é expressa através de uma formulação quase permanente (FERREIRA; BARBOSA; DE CASTRO, 2016).

A descrição do escoamento transiente é feita em termos da equação da quantidade de movimento (equação 2.1) e da equação da continuidade (equação 2.2), formando um par de equações diferenciais parciais e hiperbólicas com duas variáveis dependentes: vazão volumétrica, Q [L^3T^{-1}] e carga piezométrica, H [L]; e duas variáveis independentes: comprimento ao longo da tubulação, x [L] e tempo, t [T] (WYLIE; STREETER; SUO, 1993).

- Equação da quantidade de movimento:

$$L_1 = \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \quad (2.1)$$

- Equação da continuidade:

$$L_2 = a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} + gA \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (2.2)$$

Em que:

g = aceleração da gravidade [LT^{-2}];

A = área da seção transversal do tubo [L^2];

f = fator de atrito [ad.];

D = diâmetro interno do tubo [L];

a = celeridade [LT^{-1}].

L_1 e L_2 são operadores lineares para o MOC.

Como não há solução analítica para essas equações, são necessários modelos numéricos para solucioná-las, dentre os quais, o Método das Características, bastante consolidado na modelagem do transitório hidráulico em condutos forçados.

O MOC é uma forma de resolver o sistema de duas equações diferenciais parciais convertendo em um sistema de quatro equações diferenciais ordinárias através de uma

transformação linear, e em seguida solucionadas numericamente pelo método das diferenças finitas (WYLIE; STREETER; SUO, 1993; WANG; YANG, 2014).

Wylie, Streeter e Suo (1993) e Chaudhry (2014), duas grandes referências na literatura do estudo de transientes hidráulicos, desenvolvem o equacionamento do MOC, com algumas particularidades entre elas. A seguir, será apresentado o desenvolvimento de Chaudhry (2014).

As equações da quantidade de movimento e da continuidade são combinadas através de transformação linear (equação 2.3), com o auxílio de um multiplicador desconhecido λ .

$$L = L_1 + \lambda L_2 \quad (2.3)$$

Multiplicando a equação 2.2 pelo multiplicador λ , adicionando a equação 2.1 e rearranjando os termos de modo a agrupar as variáveis H e Q , e isolar λ , obtém-se a equação 2.4:

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda a^2 \frac{\partial Q}{\partial x}\right) + \lambda g A \left(\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x}\right) + R Q |Q| = 0 \quad (2.4)$$

Sendo $R = f/(2DA)$ [L^{-3}].

Ambas as variáveis H e Q são dependentes de x e de t , ou seja $H = H(x, t)$ e $Q = Q(x, t)$. Considerando que a variável x pode variar em função de t (WYLIE; STREETER; SUO, 1993), as derivadas totais de H e Q em função de t são representadas pelas equações 2.5 e 2.6, respectivamente.

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (2.5)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (2.6)$$

Comparando o multiplicador λ da equação 2.4 com as equações 2.5 e 2.6, percebe-se a seguinte correspondência (equação 2.7):

$$\frac{dx}{dt} = \frac{1}{\lambda} = \lambda a^2 \quad (2.7)$$

Sendo assim, o valor de λ corresponde a (equação 2.8):

$$\lambda = \pm \frac{1}{a} \quad (2.8)$$

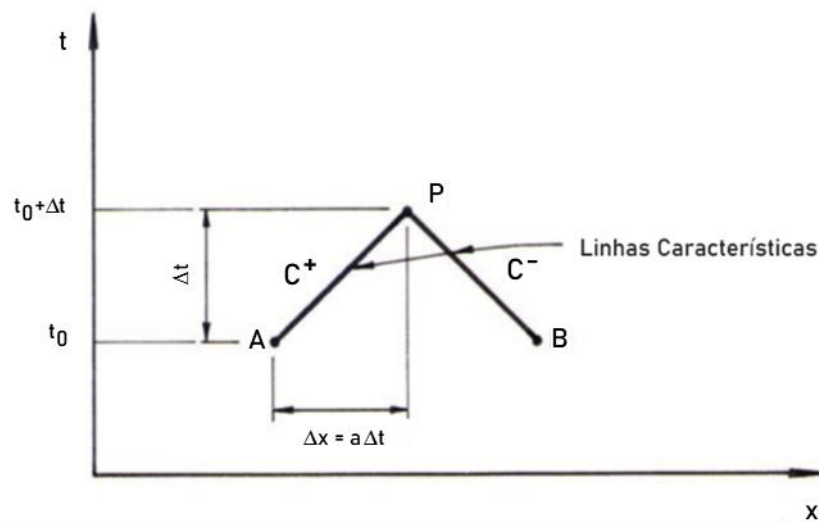
Substituindo o valor de λ na equação 2.4, obtém-se um sistema de quatro equações diferenciais ordinárias (equações 2.9, 2.10, 2.11 e 2.12):

$$C^+: \begin{cases} \frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \left(\frac{dH}{dt} \right) + RQ|Q| = 0 \\ \frac{dx}{dt} = a \end{cases} \quad (2.9) \quad (2.10)$$

$$C^-: \begin{cases} \frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a} \left(\frac{dH}{dt} \right) + RQ|Q| = 0 \\ \frac{dx}{dt} = -a \end{cases} \quad (2.11) \quad (2.12)$$

Chaudhry (2014) nomeia as equações 2.9 e 2.11 de equações de compatibilidade. A equação 2.9 só é válida se a equação 2.10 for atendida; enquanto a equação 2.11 só é válida se a equação 2.12 for atendida. No plano x-t, as equações 2.10 e 2.12 representam retas de inclinação $\pm a$, chamadas de equações características (C^+ e C^-). Fisicamente essas retas correspondem ao caminho percorrido por uma perturbação no plano x-t, como demonstrado na figura 3.

Figura 3 - Linhas características no plano x-t.

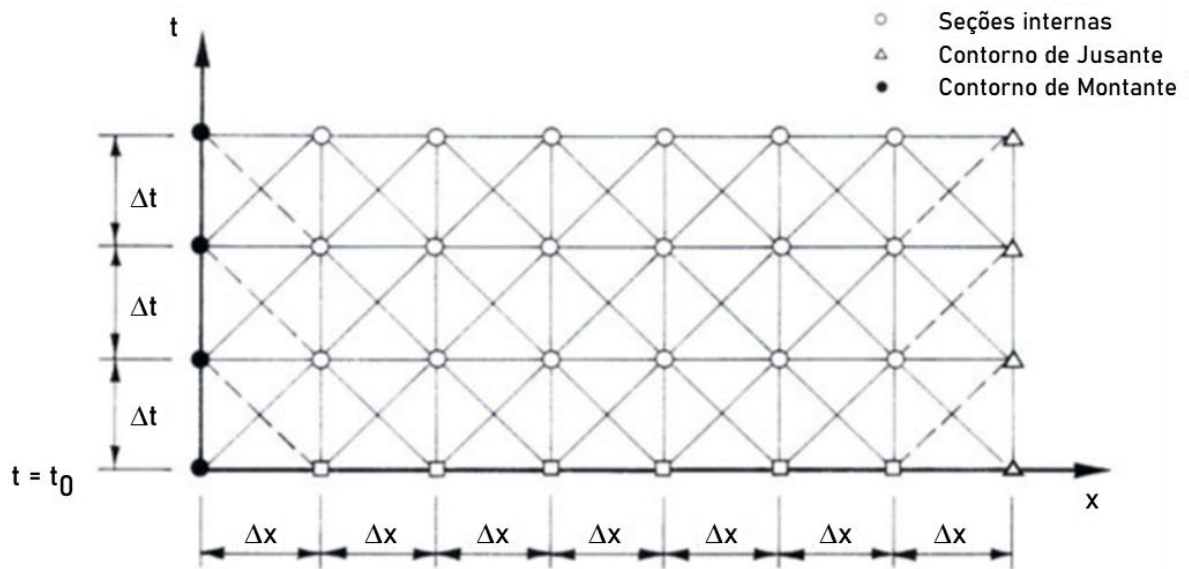


Fonte: Adaptado de Chaudhry (2014).

Uma perturbação no escoamento no ponto B e no tempo t_0 , o fechamento de uma válvula de jusante, por exemplo, provoca um acréscimo de pressão que será sentido no ponto P, no passo de tempo seguinte, $t_0 + \Delta t$.

A discretização temporal e espacial do sistema em um Δx e um Δt pré-definidos, conforme figura 4, permite a determinação de Q e H em um ponto P qualquer da malha, a partir dos valores conhecidos de A e B , em um instante anterior. O ponto de partida são os valores de carga e vazão em regime permanente em todos os nós do sistema, determinados pela equação de Bernoulli (CHAUDHRY, 2014; SANDERS NETO; BARBOSA; DE CASTRO, 2020).

Figura 4 – Malha característica do MOC



Fonte: Adaptado de Chaudhry (2014).

Multiplicando os termos da equação 2.9 por dt , e integrando de A à P , obtém-se a equação 13.

$$\int_A^P dQ + \frac{gA}{a} \int_A^P dH + R \int_A^P Q|Q|dt = 0 \quad (2.13)$$

Chaudhry (2014) demonstra a resolução do terceiro termo da equação 2.13, referente ao atrito, a partir de uma aproximação que ele considera satisfatória para os casos gerais de engenharia, assumindo que a vazão permanece constante entre os pontos A e P , ou seja (equação 2.14):

$$R \int_A^P Q|Q|dt = RQ_A|Q_A|\Delta t \quad (2.14)$$

Resolvendo as integrais definidas dos três termos da equação 2.13, obtém-se a equação 2.15:

$$Q_P - Q_A + \frac{gA}{a}(H_P - H_A) + R\Delta t Q_A |Q_A| = 0 \quad (2.15)$$

De modo semelhante, a equação 2.11 é desenvolvida para a equação 2.16:

$$Q_P - Q_B - \frac{gA}{a}(H_P - H_B) + R\Delta t Q_B |Q_B| = 0 \quad (2.16)$$

Rescrevendo as equações 2.15 e 2.16, tem-se as equações 2.17 e 2.18:

$$C^+: Q_P = C_P - C_a H_P \quad (2.17)$$

$$C^-: Q_P = C_N + C_a H_P \quad (2.18)$$

Em que C_P [L^3T^{-1}], C_N [L^3T^{-1}] e C_a [L^2T^{-1}] são dados pelas equações 2.19, 2.20 e 2.21, respectivamente.

$$C_P = Q_A + \frac{gA}{a}H_A - R\Delta t Q_A |Q_A| \quad (2.19)$$

$$C_N = Q_B - \frac{gA}{a}H_B - R\Delta t Q_B |Q_B| \quad (2.20)$$

$$C_a = \frac{gA}{a} \quad (2.21)$$

A vazão no ponto P pode ser calculada a partir da equação 2.22.

$$Q_P = 0,5(C_P + C_N) \quad (2.22)$$

A partir de Q_P , determina-se H_P através das equações 2.17 ou 2.18. Dessa forma, determina-se os valores de carga e vazão para todas as seções internas (como mostradas na figura 5) no tempo $t_0 + \Delta t$.

2.3 Condições de Contorno

Para as seções das extremidades e singularidades, dispõe-se apenas de uma equação característica: C^+ , na extremidade de jusante; e C^- na extremidade de montante. Como são duas variáveis a serem determinadas no tempo $t_0 + \Delta t$, é necessária uma equação adicional para determinar Q_P ou H_P , ou uma relação entre ambos, em cada seção de contorno. Essas equações são chamadas de equações de contorno.

A seguir serão apresentadas algumas condições de contorno, especificamente aquelas importantes para este trabalho. A discussão e o equacionamento sobre essas condições de contorno foram extraídos de Wylie, Streeter e Suo (1993) e Chaudhry (2014).

2.3.1 Reservatório de Montante

Assumindo um reservatório de grande volume, cuja carga H_{res} [L] permanece constante ao longo do tempo, a condição de contorno do Reservatório de Montante é dada pela equação 2.23.

$$H_{P_{i,1}} = H_{res} \quad (2.23)$$

Ou seja, a carga no nó permanece constante e igual à carga do reservatório em estado permanente. Dessa maneira, a vazão $Q_{P_{i,1}}$ é calculada a partir da equação característica negativa (equação 2.18). Os subscritos na variável $H_{P_{i,1}}$ referem-se à seção de montante, ou seja, a seção “1”, do i -ésimo tubo.

2.3.2 Reservatório de Jusante

Consideração semelhante é feita para a condição de contorno do reservatório de jusante, de nível constante (equação 2.24).

$$H_{P_{i,n+1}} = H_{res} \quad (2.24)$$

A vazão $Q_{P_{i,n+1}}$ pode ser calculada a partir da equação característica positiva (equação 2.17). Os subscritos na variável $H_{P_{i,n+1}}$ referem-se à última seção ($n+1$) de um tubo (i), dividido em (n) partes.

2.3.3 Junção

Negligenciando a perda de carga localizada na junção de um tubo (i) e outro (i+1), a carga piezométrica na seção de jusante do primeiro tubo é igual à de montante do segundo tubo, ou seja (equação 2.25):

$$H_{P_{i,n+1}} = H_{P_{i+1,1}} \quad (2.25)$$

Aplicando a lei da continuidade na junção, obtém-se a igualdade (equação 2.26):

$$Q_{P_{i,n+1}} = Q_{P_{i+1,1}} \quad (2.26)$$

Combinando as equações características, obtém-se a carga na junção através da equação 2.27.

$$H_{P_{i,n+1}} = H_{P_{i+1,1}} = \frac{C_{P_i} - C_{N_{i+1}}}{C_{a_i} + C_{a_{i+1}}} \quad (2.27)$$

2.3.4 Fechamento de Válvula de Jusante

Para o fechamento de uma válvula de jusante, ou seja, no fim da tubulação, a condição de contorno é dada pela equação 2.28 (CHAUDHRY, 2014).

$$Q_{P_{i,n+1}} = 0,5 \left(-C_v + \sqrt{C_v^2 + 4C_{P_i}C_v} \right) \quad (2.28)$$

A variável C_v [L^3T^{-1}] é dada pela equação 2.29.

$$C_v = \frac{(\tau Q_{o_{i,n+1}})^2}{C_{a_i} H_{o_{i,n+1}}} \quad (2.29)$$

Em que $Q_{o_{i,n+1}}$ [L^3T^{-1}] é a vazão que escoar através da válvula, em regime permanente; $H_{o_{i,n+1}}$ [L] é a carga imediatamente à montante da válvula. A variável τ é um coeficiente adimensional que descreve a porcentagem de abertura da válvula, em função do tempo, e é definido pela equação 2.30.

$$\tau = \frac{(C_d A_v)}{(C_d A_v)_o} \quad (2.30)$$

Em que C_d é o coeficiente de descarga [ad.]; e A_v é a área de abertura da válvula [L^2]. O subscrito em $(C_d A_v)_o$ identifica o estado permanente. Assim, se $\tau = 1$, a válvula está completamente aberta; e se $\tau = 0$, a válvula está completamente fechada.

2.3.5 Fechamento de uma Válvula entre dois Tubos

Para o fechamento de uma válvula localizada entre dois tubos, a condição de contorno sofre algumas modificações, como apresenta a equação 2.31.

$$Q_{P_{i,n+1}} = -C_v \left(\frac{C_{a_i} C_{a_{i+1}}}{C_{a_i} + C_{a_{i+1}}} \right) + \sqrt{C_v^2 \left(\frac{C_{a_i} C_{a_{i+1}}}{C_{a_i} + C_{a_{i+1}}} \right)^2 + 2C_v \left(\frac{C_{a_i} C_{N_{i+1}} + C_{a_{i+1}} C_{P_i}}{C_{a_i} + C_{a_{i+1}}} \right)} \quad (2.31)$$

Nesse caso, o valor de C_v [$L^5 T^{-2}$] é dado pela equação 2.32 (WYLIE; STREETER; SUO, 1993).

$$C_v = \frac{(\tau Q_{o_{i,n+1}})^2}{2(H_{o_{i,n+1}} - H_{o_{i+1,1}})} \quad (2.32)$$

2.3.6 Condição de Contorno da Bomba

A condição de contorno de uma bomba centrífuga requer uma explicação mais detalhada, que será apresentada nesta subseção.

A vazão Q descarregada por uma bomba centrífuga é função da velocidade de rotação N [T^{-1}], da altura manométrica (ou carga na bomba) H ; enquanto a variação de velocidade durante o estado transitório depende do torque líquido T [$ML^2 T^{-2}$], e do momento de inércia combinado das peças rotativas da bomba e do motor e do líquido arrastado no impulsor (CHAUDHRY, 2014). Utilizando como referência os valores dessas quatro variáveis no ponto de maior eficiência da bomba (identificadas pelo subscrito 'R'), obtém-se, a partir da equação 2.33, um conjunto de quatro adimensionais que são utilizados para a modelagem matemática da bomba: v , h , α e β_b .

$$v = \frac{Q}{Q_R}; \quad h = \frac{H}{H_R}; \quad \alpha = \frac{N}{N_R}; \quad \beta_b = \frac{T}{T_R}; \quad (2.33)$$

Para estabelecer relações entre as variáveis características da bomba, Chaudhry (2014) utiliza o método de Marchal *et al.* (1965, apud CHAUDHRY, 2014) e sugere três novos adimensionais, apresentados nas equações 2.34, 2.35 e 2.36.

$$\frac{h}{\alpha^2 + v^2} \quad (2.34)$$

$$\frac{\beta_b}{\alpha^2 + v^2} \quad (2.35)$$

$$\theta_b = \tan^{-1} \frac{\alpha}{v} \quad (2.36)$$

Esses adimensionais se relacionam através das curvas de Sutter, que são curvas tabeladas para diferentes valores de velocidades específicas N_s [ad.] (CHAUDHRY, 2014). As curvas características de pressão relacionam θ_b e $h/(\alpha^2 + v^2)$; enquanto as curvas características de torque, relacionam θ_b e $\beta_b/(\alpha^2 + v^2)$. O valor de N_s é calculado a partir da equação 2.37.

$$N_s = \frac{N_R Q_R}{H_R^{3/4}} \quad (2.37)$$

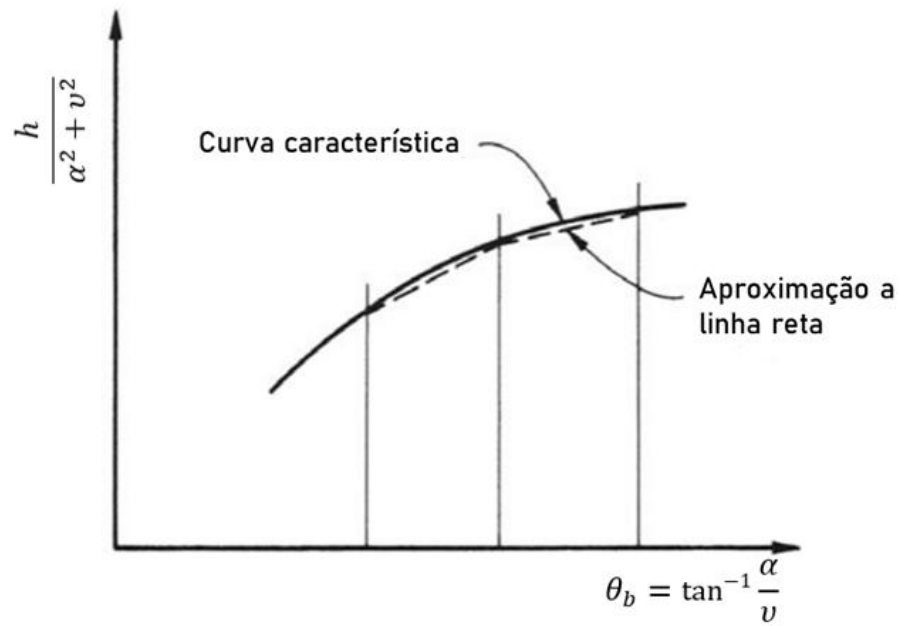
Para inclusão das características da bomba no modelo matemático, as curvas são discretizadas em pontos igualmente espaçados no intervalo de $\theta_b = 0^\circ$ a 360° . Cada segmento entre dois pontos consecutivos pode ser aproximado a uma linha reta, como ilustrado na figura 5.

As equações 2.38 e 2.39 representam as equações das retas resultantes dessa aproximação. As variáveis a_1 e a_3 são os coeficientes angulares das retas, enquanto a_2 e a_4 são os coeficientes lineares.

$$\frac{h_p}{\alpha_p^2 + v_p^2} = a_1 + a_2 \tan^{-1} \frac{\alpha_p}{v_p} \quad (2.38)$$

$$\frac{\beta_{b_p}}{\alpha_p^2 + v_p^2} = a_3 + a_4 \tan^{-1} \frac{\alpha_p}{v_p} \quad (2.39)$$

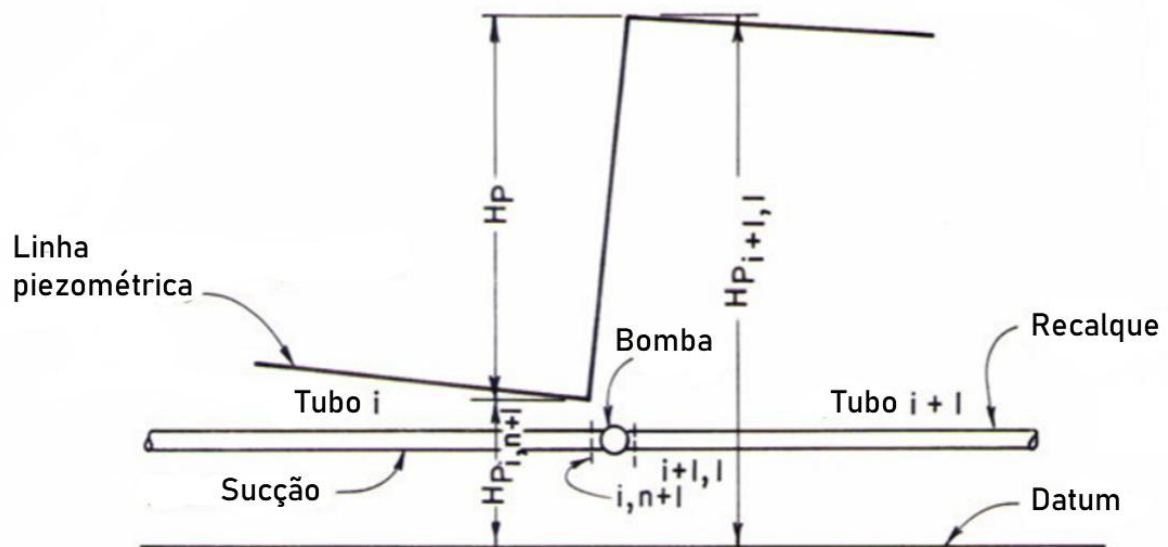
Figura 5 – Aproximação da curva característica da bomba



Fonte: Adaptado de Chaudhry (2014).

Conforme esquema da figura 6, a carga H_p na bomba é dada através da equação 2.40. A vazão recalçada pela bomba, ou pelo conjunto de bombas em paralelo, é dada pela equação 2.41.

Figura 6 – Condição de contorno da bomba



Fonte: Adaptado de Chaudhry (2014).

$$H_p = H_{p_{i+1,1}} - H_{p_{i,n+1}} \quad (2.40)$$

$$n_P Q_P = Q_{P_{i+1,1}} = Q_{P_{i,n+1}} \quad (2.41)$$

Em que n_P é o número de bombas em paralelo. Combinando as equações 2.40 e 2.41 com as equações características 2.17 e 2.18, e aplicando os valores de referência H_R e Q_R , obtém-se a equação 2.42.

$$h_P = \frac{n_P (C_{a_i} + C_{a_{i+1}}) Q_R v_P - C_{a_i} C_{N_{i+1}} - C_{a_{i+1}} C_{P_i}}{C_{a_i} C_{a_{i+1}} H_R} \quad (2.42)$$

Substituindo o h_P da equação 2.42 na equação 2.38, obtém-se a equação 2.43, chamada de F_1 .

$$F_1 = a_1(\alpha_P^2 + v_P^2) + a_2(\alpha_P^2 + v_P^2) \tan^{-1} \frac{\alpha_P}{v_P} - C_7 v_P + C_8 = 0 \quad (2.43)$$

A variável C_7 [ad.] é dada pela equação 2.44; enquanto a variável C_8 [ad.] é dada pela equação 2.45.

$$C_7 = \frac{n_P (C_{a_i} + C_{a_{i+1}}) Q_R}{C_{a_i} C_{a_{i+1}} H_R} \quad (2.44)$$

$$C_8 = \frac{C_{a_i} C_{N_{i+1}} + C_{a_{i+1}} C_{P_i}}{C_{a_i} C_{a_{i+1}} H_R} \quad (2.45)$$

Conforme Chaudhry (2014), o valor de β_{b_P} é calculado é definido a partir da equação 2.46.

$$\alpha_P - C_6 \beta_{b_P} = \alpha + C_6 \beta_b \quad (2.46)$$

O valor de C_6 [ad.] é dado pela equação 2.47.

$$C_6 = \frac{-15 T_R \Delta t}{\pi I N_R} \quad (2.47)$$

O valor de T_R é dado pela equação 2.48.

$$T_R = \frac{60 \gamma H_R Q_R}{2 \pi N_R \eta_R} \quad (2.48)$$

Em que:

I = momento de inércia polar combinado das peças rotativas da bomba e do motor e do líquido arrastado no impulsor $[ML^2]$;

γ = peso específico da água $[ML^{-2}T^{-2}]$;

η_R = eficiência da bomba na condição de maior rendimento [ad.]

A combinação das equações 2.46 e 2.39 resulta na equação 2.49, chamada de F_2 .

$$F_2 = \alpha_P - C_6 a_3 (\alpha_P^2 + v_P^2) - C_6 a_4 (\alpha_P^2 + v_P^2) \tan^{-1} \frac{\alpha_P}{v_P} - \alpha - C_6 \beta_b = 0 \quad (2.49)$$

As equações F_1 (equação 2.43) e F_2 (equação 2.49) são equações não lineares em função de duas incógnitas: α_P e v_P . Os valores dessas variáveis podem ser obtidos através do método iterativo de Newton-Raphson (CHAUDHRY, 2014). Em seguida, determina-se h_P e β_{b_P} e, por fim, H_P e Q_P .

2.4 Comportamento Dinâmico das Válvulas de Retenção

As válvulas de retenção comumente são instaladas à jusante das bombas, nas estações elevatórias, para prevenir o fluxo reverso. Em condições ideais, quando o bombeamento é interrompido e a vazão desacelera até zero, a válvula de retenção fecha, impedindo o fluxo no sentido reverso para a bomba.

No entanto, o fechamento da válvula de retenção é um fenômeno complexo e influenciado pela interação de forças hidráulicas e mecânicas. Em condições reais, a válvula fecha após algum tempo desde que o sentido do fluxo reverteu e esse fechamento é acompanhado por sobrepressões. Ao longo dos anos, muitos estudos foram realizados com o objetivo de entender e de modelar o comportamento dinâmico das válvulas de retenção.

2.4.1 Curva Característica Dinâmica

Thorley (1989) conduziu uma revisão abrangente dos avanços contemporâneos no entendimento do comportamento dinâmico de válvulas de retenção submetidas a regimes de escoamento transiente, com o propósito de subsidiar engenheiros e projetistas com informações tecnicamente e de aplicação prática na seleção e dimensionamento adequado desses dispositivos. A partir dessa análise, o autor evidenciou que válvulas de retenção cujos

componentes móveis apresentam baixa inércia, são assistidos por mecanismos de retorno por mola e requerem curtas distâncias de deslocamento tendem a exibir desempenho dinâmico superior frente a variações transitórias de fluxo.

Uma válvula de retenção adequada deve oferecer uma resposta suficientemente rápida às mudanças do escoamento, para que as sobrepressões oriundas do fechamento estejam dentro de limites aceitáveis. Entretanto, é errôneo determinar ou especificar uma válvula de retenção em função de um tempo de fechamento máximo, pois isso, por si só, não é o mais importante, mas sim a desaceleração e a velocidade do fluxo no instante do fechamento, que é determinada pelas condições hidráulicas de cada sistema. Sendo assim, embora um tempo de fechamento de uma válvula seja aceitável para um sistema, há grandes chances de ser inadequado para outro (THORLEY, 1989).

De acordo com Thorley (1989), a magnitude da sobrepressão a jusante da válvula de retenção causada pela variação da velocidade reversa V_R [LT^{-1}] para zero pode ser estimada pela equação de Joukowski, conforme equação (2.50).

$$\Delta H = \frac{aV_R}{g} \quad (2.50)$$

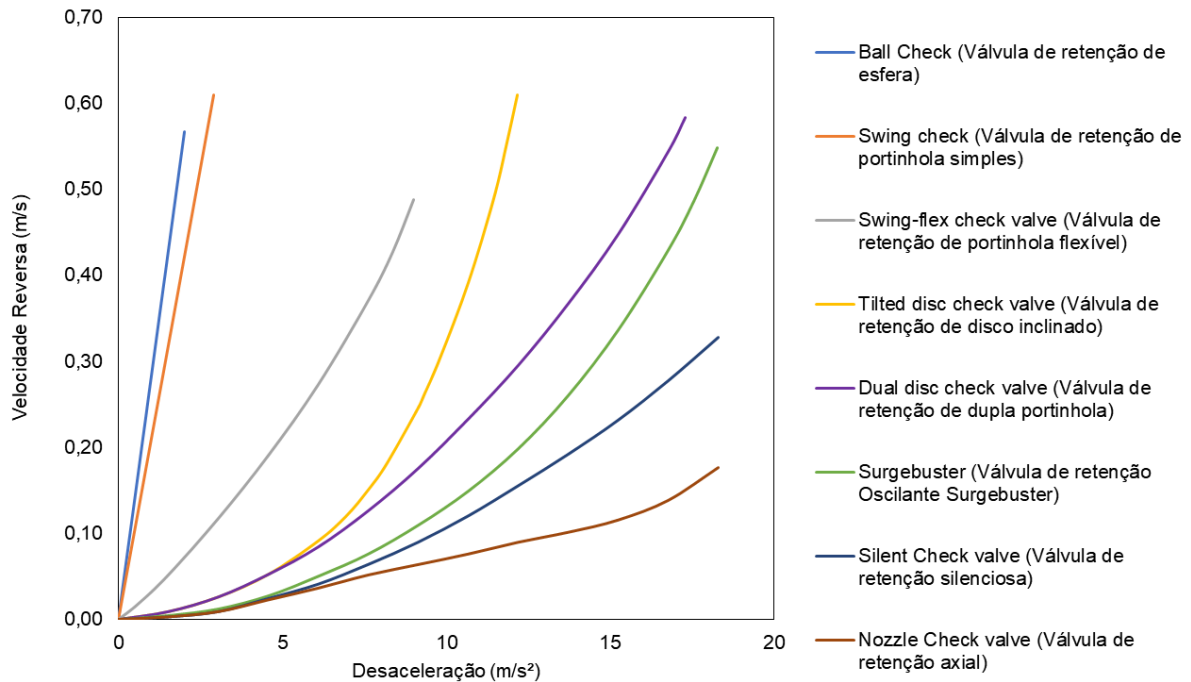
Thorley (1989) destaca o trabalho de Provoost (1982) na construção de curvas de desempenho dinâmico que relacionam velocidade reversa máxima, com a desaceleração média do fluido; e aponta que essas curvas são eficazes na escolha da válvula de retenção para sistemas hidráulicos. O procedimento é determinar a desaceleração do líquido sob condições transitórias, e com o auxílio da equação (2.50), selecionar uma válvula que tenha uma resposta dinâmica aceitável.

Mais tarde, Ballun (2007) desenvolveu uma metodologia prática baseada em testes experimentais em um sistema de bombeamento com diferentes tipos de válvula de retenção de um mesmo diâmetro, para relacionar a desaceleração do escoamento, a velocidade reversa no momento do fechamento da válvula e os picos de pressão resultantes, através da equação de Joukowski (2.50), propondo curvas características, como apresentado na figura 7.

O estudo de Ballun (2007) revelou que a tendência à “batida” da válvula está diretamente relacionada à desaceleração do escoamento após a parada da bomba e às características dinâmicas da válvula, como tipo de disco, presença de molas e curso de fechamento. Válvulas com molas de assistência e curso curto, como as do tipo portinhola dupla e de disco inclinado, apresentaram menor tendência ao golpe de aríete, mesmo sob altas desacelerações. Por outro lado, válvulas com curso longo e sem assistência, como a de

portinhola simples e a de esfera, mostraram elevada propensão ao golpe, especialmente em sistemas de alta carga ou múltiplas bombas.

Figura 7 –Curvas características dinâmicas para diferentes tipos de válvulas de retenção



Fonte: Adaptado de Ballun (2007).

A metodologia proposta subsidia a seleção de válvulas com menor propensão ao golpe de ariete, mas Ballun (2007) reconhece suas limitações, sobretudo associadas à ausência de dados para válvulas de diferentes tamanhos e orientações de instalação.

Thorley (1989) reconheceu a dificuldade da modelagem teórica devido à dificuldade em representar as forças hidrodinâmicas e torques com precisão analítica, exigindo o uso de coeficientes empíricos. O autor recorreu ao uso de análise dimensional e similaridade dinâmica para representar o comportamento dinâmico das válvulas de retenção.

Combinando e estendendo as ideias propostas por Collier e Hoerner (1981) e Koetzier, Kruisbrink e Lavooij (1986), Thorley (1989) destacou que os parâmetros relevantes para o comportamento dinâmico de muitas válvulas de retenção são:

- D_v : diâmetro característico da válvula [L];
- dV/dt : desaceleração média do fluido [LT^{-2}];
- V_o : velocidade do fluxo com a válvula totalmente aberta [LT^{-1}];
- V_R : velocidade reversa máxima antes do fechamento [LT^{-1}];

- ρ_m, ρ_f : densidades do elemento móvel e do fluido $[\text{ML}^{-3}]$;
- T_o : torques molares e gravitacionais sobre o elemento móvel quando completamente aberto $[\text{ML}^2\text{T}^{-2}]$;
- T_s : torques molares e gravitacionais sobre o elemento móvel quando completamente fechado $[\text{ML}^2\text{T}^{-2}]$;
- μ : viscosidade do fluido $[\text{ML}^{-1}\text{T}^{-1}]$;
- Δp : perda de pressão por atrito $[\text{ML}^{-1}\text{T}^{-2}]$;
- x_d : deslocamento percorrido pelo elemento móvel $[\text{L}]$;

Esses onze parâmetros foram organizados em grupos adimensionais, classificados de acordo com sua relevância para o comportamento dinâmico das válvulas de retenção. Thorley (1989) identificou os grupos de maior significância, conforme expresso na equação (2.51), e propôs sua utilização como forma de maximizar o aproveitamento de dados provenientes de ensaios experimentais. Além disso, sugeriu a aplicação desses grupos adimensionais na formulação de rotinas computacionais simplificadas, capazes de representar a resposta dinâmica das válvulas de retenção em modelos numéricos.

$$\frac{V_R}{V_o} = \phi \left(\frac{D_v}{V_o^2} \cdot \frac{dV}{dt}, \frac{\rho_m}{\rho_f}, \frac{T_o}{T_s}, \frac{x_d}{D_v} \right) \quad (2.51)$$

Sibilla e Gallati (2008) investigaram numericamente o desempenho hidráulico de uma válvula de retenção axial e determinaram suas curvas características em regime permanente. Utilizando um modelo de turbulência com base na Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), os autores obtiveram as relações entre o coeficiente de vazão (C_v) e o coeficiente de perda de carga em função da vazão, validando os resultados com dados experimentais. Em uma segunda etapa do estudo, foi analisado o comportamento da válvula durante o transiente de abertura, sendo identificado um aumento temporário do coeficiente de perda de carga, associado à formação de uma região de separação do escoamento a jusante da válvula.

Lee *et al.* (2009) conduziram uma investigação experimental do comportamento dinâmico de cinco tipos de válvulas de retenção (portinhola, esfera, pistão, axial e duplo disco) sob condições de transitório hidráulico provocado por desligamento de bomba. Cada válvula foi ensaiada em cinco níveis de fração de vazios (0,00% a 0,60%) e para seis vazões iniciais (2,5 a 5,0 l/s), nas orientações horizontal e vertical, sendo a velocidade reversa calculada indiretamente a partir da sobrepressão medida pela equação de Joukowsky. A partir desses dados, foram geradas curvas características dinâmicas para todas as válvulas. Os resultados

mostraram que a válvula portinhola (*swing check*) apresentou o pior desempenho, com maiores sobrepressões decorrentes do fechamento, enquanto as válvulas pistão, axial e disco duplo exibiram menores velocidades reversas em ambas as orientações, indicando melhor desempenho dinâmico.

Himr *et al.* (2017) observaram, para uma válvula de retenção de portinhola, que maiores vazões iniciais levam a maiores desacelerações do sistema após o desligamento da bomba, resultando em velocidades de fluxo reverso mais elevadas antes do fechamento completo da válvula. Em alguns casos, a válvula pode reabrir brevemente após o primeiro fechamento, gerando oscilações de pressão adicionais.

Dokoupil, Himr e Habán (2019) investigaram experimentalmente as propriedades estáticas e dinâmicas de diferentes válvulas de retenção e os resultados obtidos evidenciaram que válvulas com menor perda de carga podem apresentar piores características dinâmicas, aumentando o risco de golpes de aríete.

2.4.2 Modelos Matemáticos e Experimentais

Provoost (1980) descreveu a ocorrência de dois fenômenos no instante do fechamento da válvula de retenção: parada repentina do movimento do disco; e parada abrupta do fluxo reverso através da válvula. O primeiro fenômeno gera ruídos sonoros, cuja intensidade está diretamente relacionada à velocidade angular do disco no instante de interrupção. O segundo fenômeno, por sua vez, ocasiona uma elevação da pressão a jusante da válvula e uma redução a montante, a qual pode alcançar níveis inferiores à pressão de vapor do fluido, promovendo, assim, a ocorrência de cavitação. O autor analisou o comportamento dinâmico das válvulas de retenção submetidas a variações nas condições de escoamento, concluindo que a resposta dinâmica desses dispositivos é determinada pelas forças atuantes sobre o disco da válvula, incluindo o diferencial de pressão, o atrito e inércia.

Provoost (1980) propôs e validou, mediante dados experimentais, um modelo matemático capaz de prever, ainda que com algumas restrições, o comportamento dinâmico de dois tipos específicos de válvulas de retenção, sob determinadas condições operacionais. A modelagem fundamenta-se na aplicação da Segunda Lei de Newton para o movimento, conforme equação (2.52):

$$T = I_a \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (2.52)$$

Em que:

T = torque atuante sobre o disco [ML^2T^{-2}];

I_d = momento de inércia do disco [ML^2];

θ é o ângulo de rotação do disco.

Ainda de acordo com o autor, o torque total exercido sobre o disco resulta da contribuição de quatro componentes principais, conforme expresso na Equação (2.53):

$$T = T_f + T_w + T_b + T_e \quad (2.53)$$

Em que T_f representa o torque decorrente das pressões hidrodinâmicas incidentes sobre o disco; T_w refere-se ao torque associado ao peso do disco; T_b é o torque provocado pela fricção; e T_e corresponde ao torque provocado por forças externas adicionais (como uma mola).

Li e Liou (2003) propuseram um modelo físico e numérico para representar o comportamento dinâmico de válvulas de retenção do tipo portinhola, utilizando a equação da quantidade de movimento (2.52) e as mesmas componentes do torque descritas por Provoost (1980), mas buscando superar as limitações de modelos anteriores, propondo que o torque hidráulico T_f , que atua sobre o disco da válvula, é composto por dois componentes distintos: um torque estacionário T_{fs} , associado ao escoamento sobre um disco fixo, e um torque rotacional T_{fr} , resultante da interação entre a rotação do disco e o fluxo.

O Torque do peso do disco T_w é função do ângulo do disco, e pode ser determinado analiticamente a partir dos dados geométricos da válvula. O torque de forças externas T_e também é uma função do ângulo do disco, comumente conhecida (LI; LOU, 2003).

O torque friccional T_b no eixo da válvula foi identificado como um componente relevante na modelagem do comportamento dinâmico da válvula. O estudo diferenciou dois tipos de torque friccional: o torque friccional estático, que atua no instante de início do movimento, e apresenta um valor praticamente constante em função do ângulo de abertura; e o torque friccional cinético, que age durante o movimento rotacional do disco e é função da velocidade angular do disco.

Os torques hidráulicos estacionário T_{fs} e rotacional T_{fr} independem entre si e são obtidos a partir de coeficientes de torque experimentais. Para isso, Li e Lou (2003) desenvolveram um aparato experimental com geração de escoamento controlado e reversões de fluxo, no qual uma válvula do tipo portinhola de diâmetro 50 mm foi instrumentada para possibilitar a medição precisa do ângulo de abertura, velocidade e aceleração angular do disco.

Além disso, foram instalados transdutores de pressão em quatro pontos da tubulação para registrar os eventos transientes com alta resolução temporal. O experimento permitiu quantificar o torque devido ao peso submerso, torque de atrito do eixo, torque externo aplicado por contrapeso e, principalmente, o torque hidráulico.

A partir dos dados registrados, os coeficientes de torque hidráulico foram determinados e incorporados em uma modelagem numérica utilizando o método das características combinado com o modelo de cavidade de gás livre. Foram simulados cenários de fechamento súbito e os resultados foram comparados aos dados experimentais, demonstrando excelente concordância tanto para o movimento do disco quanto para as variações de pressão ao longo do transiente. Os resultados demonstram que o modelo proposto por Li e Lou (2003) é significativamente mais preciso do que os modelos tradicionais que desconsideram o componente rotacional do torque hidráulico.

Lai *et al.* (2018) realizaram um estudo numérico e experimental do fechamento de válvulas de retenção de duplo disco durante desligamentos de bomba em sistemas de bombeamento paralelos. Utilizando simulações CFD tridimensionais não estacionárias com malha sobreposta, os autores modelaram o movimento dos discos e os fenômenos transitórios de pressão, comparando resultados com medições experimentais. O estudo analisou a influência da pressão de saída, da vazão inicial e da velocidade de desligamento da bomba sobre os surtos de pressão e fluxos reversos, buscando compreender os fatores que intensificam as pressões transitórias. Os resultados mostraram que desligamentos rápidos da bomba elevam significativamente a intensidade dos surtos de pressão e podem causar cavitação, enquanto desligamentos mais lentos reduzem o risco de danos.

Wan & Mehmood (2022) desenvolveram um estudo numérico para avaliar o comportamento transiente de sistemas de bombeamento com válvulas de retenção, frente a falhas de bomba e fechamento das válvulas. Utilizando modelos de atrito não estacionário baseados em aceleração instantânea (IAB - *Instantaneous Acceleration Behavior*), integrados ao método das características e com validação a partir de dados experimentais da literatura, os autores concluíram que maiores momentos de inércia das bombas e menores desacelerações do fluxo reduzem sobrepressões e fluxos reversos, aumentando a segurança do sistema.

Chang e Jiang (2022a) desenvolveram um modelo numérico tridimensional para investigar o comportamento dinâmico de uma válvula de retenção de duplo disco. A movimentação dos discos foi representada por corpos rígidos, sendo governada pela segunda lei de Newton, que relacionou o momento de inércia dos discos com os torques resultantes das forças hidráulicas (torque por diferença de pressão e impacto do fluido) e da ação da mola de

retorno, desprezando o torque de atrito. A condição de contorno para o fechamento da válvula de retenção de duplo disco foi elaborada para simular o processo transitório de inversão do fluxo e fechamento dos discos. O modelo permitiu analisar a interação fluido-estrutura e a evolução do movimento dos discos sob diferentes condições de escoamento, possibilitando avaliar a influência dos torques e do gradiente de pressão na dinâmica da válvula.

Ainda no mesmo estudo, Chang e Jiang (2022a) construíram uma curva característica adimensional para a válvula de retenção, a partir de um aparato experimental. A velocidade máxima de fluxo reverso foi calculada indiretamente com a equação de Joukowsky a partir da diferença de pressão do golpe de aríete, enquanto a desaceleração do fluido foi determinada a partir da variação de vazão e tempo, permitindo a construção das variáveis adimensionais.

Zhao *et al.* (2024) avaliaram o fechamento de uma válvula tipo bocal, destacando a curva característica dinâmica como ferramenta para prever pressões transitórias. Através das ferramentas de CFD, os autores desenvolveram um modelo numérico validado com dados experimentais e demonstraram que a rigidez da mola influencia o fechamento, reduzindo o impacto do disco e a velocidade reversa máxima, mas com ganhos limitados além de certo valor.

O estudo também propôs método corretivo para compensar limitações numéricas do método de malha dinâmica utilizado, uma vez que o disco não pode encostar totalmente no assento da válvula, pois isso causaria problemas de convergência e instabilidades nas equações diferenciais resolvidas numericamente. Essa fragilidade impôs a adoção de uma folga mínima entre o disco e o assento que, no entanto, subestima a pressão máxima a jusante da válvula pois possibilita um fluxo residual constante, mesmo após o disco da válvula cessar o movimento. Para mitigar o impacto da folga residual, Zhao *et al.* (2024) propuseram uma correção do valor da velocidade reversa máxima, através de uma equação algébrica linear multivariável, de origem empírica.

2.4.2.1 O modelo de Tran (2015)

Tran (2015) desenvolveu um modelo dinâmico para válvulas de retenção do tipo disco inclinável, com o objetivo de representar de forma realista o fechamento dessas válvulas durante eventos transitórios, como o desligamento de bombas. O modelo leva em consideração o momento de inércia do disco, os torques atuantes (hidráulico, gravitacional e de atrito) e os coeficientes de perda de carga em função da abertura da válvula. Por meio de simulações numéricas e validação com dados experimentais, o autor demonstrou que o modelo consegue

representar adequadamente o comportamento da válvula e prever os picos de pressão gerados pelo fechamento. As limitações do modelo encontram-se na dependência de coeficientes empíricos de perda de carga em fluxo direto e reverso, que devem ser obtidos por meio de testes laboratoriais.

O modelo de Tran (2015) parte da determinação da abertura da válvula inicial, em regime permanente, a partir do equilíbrio entre os torques atuantes, conforme equação (2.54):

$$T_f + T_w + T_b = 0 \quad (2.54)$$

O torque T_w é determinado pela equação (2.55):

$$T_w = W_s L_g \cos(\theta + \beta) \quad (2.55)$$

Em que:

W_s = peso submerso do disco $[MLT^{-2}]$;

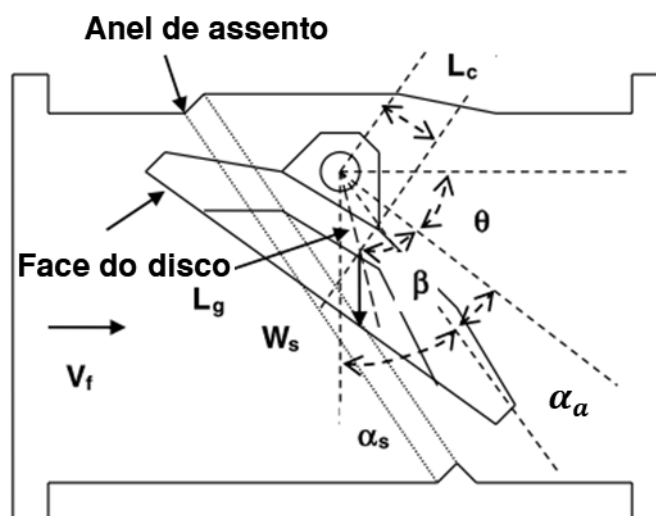
L_g = distância do eixo de rotação ao centro de massa do disco $[L]$;

θ = ângulo da face do disco em relação ao eixo horizontal;

β = ângulo do centro de massa em relação à face do disco.

O torque T_w é sempre positivo. As grandezas físicas e geométricas da válvula de retenção de disco inclinado são apresentadas na figura 8.

Figura 8 – Esquema geométrico da válvula de retenção de disco inclinado



Fonte: Adaptado de Tran (2015).

O torque hidrodinâmico T_f é dado pela equação (2.56):

$$|T_f| = \frac{\rho A_d}{2} L_c k_f V_f^2 \quad (2.56)$$

Em que:

L_c = distância do eixo de rotação até a linha normal à face do disco em seu centro [L];

A_d = área projetada do disco sobre um plano paralelo à sua face [L];

k_f = coeficiente de perda de carga em fluxo direto;

V_f = velocidade do fluxo na entrada da válvula de retenção [LT^{-1}], que é positiva quando o fluxo abre o disco e negativa quando o fluxo reverte.

O Torque T_b é calculado pela equação (2.57):

$$T_b = \frac{f_b D_b}{2} F_b \quad (2.57)$$

Em que:

f_b = coeficiente de atrito do rolamento [ad.];

D_b = diâmetro de rolamento [L];

F_b é a carga no rolamento causada pelo peso submerso do disco e pela diferença de forças através do disco [MLT^{-2}].

Esse torque é positivo quando o disco está prestes a oscilar para cima na direção do fluxo, no caso de aumento da velocidade do fluxo; e negativo quando o disco está prestes a oscilar para baixo contra a direção do fluxo no caso de diminuição da velocidade do fluxo.

A força F_b é determinada pela equação (2.58):

$$F_b = \{W_s^2 + (b_2 k_f V_f^2) [(1/4 b_2 k_f V_f^2 - W_s \cos \theta)]\}^{1/2} \quad (2.58)$$

Em que $b_2 = \rho A_d$ e $b_3 = 1/2 b_2 L_c$.

A velocidade necessária para manter o disco da válvula de retenção em uma determinada posição é determinada pela solução da equação quadrática em V_f^2 (2.59):

$$(b_3^2 - 1/4 b_1^2 b_2^2) k_f^2 V_f^4 + [b_1^2 b_2 W_s \cos \theta - 2 b_3 c_1 \cos(\theta + \beta)] k_f V_f^2 + c_1^2 \cos^2(\theta + \beta) - b_1^2 W_s^2 = 0 \quad (2.59)$$

Em que $b_1 = 1/2f_b D_b$ e $c_1 = W_s L_g$. Dessa forma, a partir da equação (2.59) é possível determinar a posição inicial do disco da válvula de retenção.

O coeficiente de vazão C_{vf} [$M^{-1/2} L^{7/2}$] e o coeficiente de perda de carga k_f são determinados medindo a vazão Q (galões por minuto) e a queda de pressão ΔP (lbf/in²) através da válvula, de acordo com as equações (2.60) e (2.61), onde D_v [L] é o diâmetro na entrada da válvula.

$$C_v = Q/(\Delta P)^{1/2} \quad (2.60)$$

$$k_f = 890(D_v^2/C_v)^2 \quad (2.61)$$

Após um evento transitório, como o desligamento de uma bomba, tanto o fluxo quanto a pressão a montante da válvula de retenção tendem a diminuir. Caso o disco esteja completamente aberto, ele permanecerá nessa posição até que a velocidade do escoamento reduza a um valor mínimo necessário para mantê-lo estático. A partir desse ponto, o disco inicia seu movimento, primeiramente sob a ação do fluxo direto e, em seguida, sob o fluxo reverso, até atingir o fechamento completo. Tran (2015) modela esse processo de fechamento utilizando a equação da quantidade de movimento (2.52), desconsiderando a influência do torque externo T_e , conforme equação (2.62):

$$T_f + T_w + T_b = I_d \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (2.62)$$

Por convenção, a velocidade angular do disco $\omega = d\theta/dt$ [T^{-1}] é positiva quando o disco está fechando; e negativa quando está abrindo.

Quando o disco estiver fechando sob fluxo direto, ou sob fluxo reverso inicial, ou seja, quando $|V_f| < L_c \omega \sin \theta$, o torque hidrodinâmico T_f é calculado pela equação (2.63):

$$T_f = -c_2 k_f (Q + c_6 \omega \sin \theta)^2 \quad (2.63)$$

Em que $c_2 = 1/2\rho L_c A_d/A_{vr}^2$; $c_6 = A_{vr} L_c$; e A_{vr} [L²] é a área de entrada da válvula.

Caso o disco esteja fechando sob fluxo reverso tardio, $|V_f| > L_c \omega \sin \theta$, T_f é calculado pela equação (2.64):

$$T_f = c_2 k_r (Q + c_6 \omega \sin \theta)^2 \quad (2.64)$$

O Torque T_b para o disco em rotação é calculado pela equação (2.65). T_b é positivo quando o disco está abrindo; e negativo quando está fechando.

$$|T_b| = c_3|\omega| + c_4\{W_s^2 + c_5k(Q + c_6\omega\sin\theta)^2 \times [1/4c_5k(Q + c_6\omega\sin\theta)^2 \pm W_s\cos\theta]\}^{1/2} \quad (2.65)$$

Em que $c_3 = 1,557119\mu L_b D_b^3 / C_b$; $c_4 = k_b D_b / 2$; e $c_5 = \rho A_d / A_{vr}^2$; C_b [L] é a folga entre o eixo e o rolamento; k_b é o coeficiente de correção em função da razão L_b / D_b .

Substituindo as equações de torque (2.55), (2.63) e (2.65) na equação (2.62), Tran (2015) obteve a expressão (2.66) para disco fechando sob fluxo direto ou fluxo reverso inicial; e a expressão (2.67) para disco fechando sob fluxo reverso tardio.

$$\begin{aligned} \frac{d^2\theta}{dt^2} = & \left[c_1 \cos(\theta + \beta) - c_3\omega \right. \\ & - c_4\{W_s^2 \\ & + c_5k_f(Q + c_6\omega\sin\theta)^2 \\ & \times [1/4c_5k_f(Q + c_6\omega\sin\theta)^2 - W_s\cos\theta]\}^{1/2} \\ & \left. - c_2k_f(Q + c_6\omega\sin\theta)^2 \right] / I \end{aligned} \quad (2.66)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2\theta}{dt^2} = & \left[c_1 \cos(\theta + \beta) - c_3\omega \right. \\ & - c_4\{W_s^2 \\ & + c_5k_f(Q + c_6\omega\sin\theta)^2 \\ & \times [1/4c_5k_f(Q + c_6\omega\sin\theta)^2 + W_s\cos\theta]\}^{1/2} \\ & \left. + c_2k_f(Q + c_6\omega\sin\theta)^2 \right] / I \end{aligned} \quad (2.67)$$

2.4.3 Entrada de ar

Lee e Leow (2001) analisaram, através de simulações numéricas, a influência da entrada de ar na tubulação sobre o transitório hidráulico durante o fechamento de válvulas de retenção em sistemas de recalque. Os autores destacaram que a presença de ar interfere consideravelmente na propagação das ondas de pressão, alterando a celeridade e os picos de pressão oriundos do fechamento da válvula. O trabalho evidenciou que existe uma faixa crítica

de concentração de ar capaz de amplificar os picos de pressão, especialmente quando o fechamento ocorre sob fluxo reverso e alto gradiente de desaceleração.

O modelo desenvolvido por Lee e Leow (2001) incorporou uma função dinâmica de fechamento de válvula, que considera a interação entre características geométricas, inércia dos componentes móveis e a influência da entrada de ar. O estudo conclui que análises transientes detalhadas, que incluam a possibilidade de entrada de ar, são indispensáveis no dimensionamento e na seleção de válvulas de retenção.

Karney e Simpson (2007) propuseram o uso de válvulas de retenção instaladas ao longo da tubulação (em linha) como uma estratégia eficaz para mitigar os picos de pressão resultantes da parada súbita de bombas em sistemas hidráulicos. Embora o estudo se baseie exclusivamente em simulações numéricas e adote a hipótese de fechamento instantâneo das válvulas, os resultados indicam que a instalação estratégica desses dispositivos, especialmente em pontos altos intermediários, pode restringir o escoamento reverso e, consequentemente, limitar a formação de grandes volumes de vapor em regiões suscetíveis à cavitação. Os autores destacam que o uso adequado de válvulas de retenção ao longo da tubulação pode atuar como alternativa ou complemento a outras soluções mais complexas de controle de transientes hidráulicos.

2.5 Fluxo Bifásico e Modelos de Cavitação

Chaudhry (2014) define cavitação como o fenômeno físico caracterizado pela formação e colapso de bolhas de vapor no interior de um líquido, causado pela queda de pressão local abaixo da pressão de vapor.

Quando a pressão reduz a valores muito baixos, em decorrência de fenômenos transitórios, o líquido no interior da tubulação se converte rapidamente em vapor. Quando esse vapor preenche toda a seção da tubulação, sobretudo nos pontos altos da adutora, ocorre a separação da coluna líquida. Em seguida, quando a pressão no sistema se reestabelece, a cavidade de vapor é colapsada e as colunas líquidas se chocam de forma violenta, provocando sobrepressões ainda maiores no sistema (TIJSSELING *et al.*, 1996).

A literatura sobre cavitação transitória distingue principalmente dois tipos de fenômenos: a cavitação gasosa e a cavitação vaporosa. Na cavitação gasosa o escoamento é caracterizado pela presença de microbolhas de gás livre distribuídas ao longo da tubulação. As microbolhas interagem com a onda de pressão, fazendo com que seu volume oscile durante todo o golpe. Essa oscilação, somada à compressibilidade incremental do gás, reduz a velocidade da mistura e provoca uma dispersão acentuada das ondas de pressão (SHU, 2003).

Já na cavitação vaporosa, o escoamento caracteriza-se pela formação de cavidades preenchidas por vapor. Essas cavidades podem se formar em pontos altos do sistema, em descontinuidades como válvulas fechadas ou extremidades de tubulação, e até mesmo em regiões intermediárias, originadas pela interação entre duas ondas de baixa pressão (SOARES *et al.*, 2015; SHU, 2003).

Para representar numericamente esses fenômenos transitórios, a literatura propõe dois principais grupos de modelos. O primeiro é o DGCM (Discrete Gas Cavity Model); e o segundo é o DVCM (Discrete Vapor Cavity Model). Ambos os modelos permitem representar o golpe de aríete em condições de fluxo bifásico, cada um considerando as particularidades do tipo de cavitação predominante (SOARES *et al.*, 2009).

O DVCM é amplamente utilizado para modelagem da separação de coluna e cavitação distribuída devido à sua facilidade de implementação computacional. As cavidades são admitidas em qualquer seção computacional (ponto de grade) sempre que a pressão calculada se encontra abaixo da pressão de vapor. Nessa condição, as cavidades de vapor permanecem confinadas às seções computacionais, enquanto no trecho intermediário assume-se a presença de líquido puro, caracterizado por velocidade de propagação de onda constante. A pressão absoluta no interior das cavidades é considerada equivalente à pressão de vapor (BERGANT; SIMPSON; TIJSSELING, 2006).

No entanto, o modelo apresenta limitações quanto à diferenciação de cavidades de vapor localizadas das cavidades distribuídas. De Vries (1973) observou oscilações numéricas de pressão resultantes do DVCM e adicionou pequenas quantidades de gás livre às cavidades discretas para superar essas oscilações.

A introdução do conceito de ar livre absorvido no líquido levou ao desenvolvimento do modelo DGCM. Nesse sentido, o DVCM é um caso limitado do DGCM, que é mais abrangente. A diferença entre os modelos está, sobretudo, na relação entre a pressão e o volume das cavidades (BERGANT; SIMPSON; TIJSSELING, 2006).

Embora o foco deste trabalho não seja a investigação detalhada do escoamento bifásico ou a análise aprofundada dos modelos de cavitação, a aplicação do Método da Cavitação com vazios e amortecimento de ondas (*Cavitation Method with Voids and Wave Damping - CMVWD*) desenvolvido por Paiva (2023) apresentou maior aderência aos resultados esperados. Para fornecer a devida contextualização, serão expostos, de maneira sucinta, os principais modelos e as premissas que fundamentaram o desenvolvimento desse método, uma vez que ele constitui a base adotada nesta pesquisa.

2.5.1 Discrete Gas Cavity Model – DGCM

O DGCM é um modelo numérico, similar ao DVCM, desenvolvido para representar a cavitação gasosa em condutos pressurizados durante transientes hidráulicos. Ele considera uma quantidade de gás livre concentrado em cada seção computacional. Essas cavidades gasosas podem se expandir ou contrair em resposta a variações de pressão (BERGANT; SIMPSON; TIJSSELING, 2006).

O tubo é dividido em trechos e, em cada nó, associa-se um volume de gás. Esse volume pode crescer ou diminuir dependendo da pressão local. A equação da continuidade é adaptada, adicionando o termo que representa a variação do volume de gás em cada nó. Assim, a propagação das ondas de pressão inclui o efeito da compressibilidade introduzida pelas cavidades gasosas. O modelo é inserido no método das características (MOC) para resolver as equações diferenciais do escoamento transitório. O DGCM, portanto, atua como uma modificação local da continuidade, preservando a formulação clássica de quantidade de movimento (BERGANT; SIMPSON; TIJSSELING, 2006).

Segundo Wylie, Streeter e Suo (1993), o comportamento do gás na cavidade segue a lei dos gases ideais, respeitando o processo termodinâmico (2.68):

$$\varepsilon = \frac{M_g \cdot R_g \cdot T^*}{P_g^* \cdot V_m} \quad (2.68)$$

Em que:

ε = fração de vazios [ad];

M_g = massa de gás livre [M];

R_g = constante do gás [$ML^2T^{-2}mol^{-1}\theta^1$];

T^* = temperatura absoluta [θ];

V_m = volume da mistura (líquido e cavidade) [L^3];

V_g = volume do gás [L^3];

P_g^* = pressão absoluta do gás [$ML^{-1}T^{-2}$].

Seguindo desenvolvimento de Wylie, Streeter e Suo (1993), obtém-se a relação (2.69):

$$V_g = \varepsilon \cdot V_m = \frac{P_{g0}^* \cdot \varepsilon_0 \cdot V_m}{P_g^*} = \frac{C}{H_P - z + H_B - \frac{P_v^*}{\gamma}} \quad (2.69)$$

Em que:

$$C = \text{constante} = \frac{P_{g0}^* \cdot \varepsilon_0 \cdot \forall_m}{\gamma};$$

z = elevação da tubulação [L];

H_p = carga piezométrica em cada seção computacional [L];

H_B = carga de pressão barométrica [L].

Para o cálculo do volume de gás tem-se a equação (2.70):

$$\frac{d\forall_g}{dt} = Q_{pm} - Q_{pu} \quad (2.70)$$

Em que Q_{pm} e Q_{pu} são respectivamente os fluxos a montante e a jusante em cada seção computacional. A solução numérica para a grade escalonada do MOC, equação (2.71), é obtida a partir da integração da equação (2.70), introduzindo um fator de ponderação ψ na direção do tempo, que varia de 0,5 a 1.

$$\forall_g^t = \forall_g^{t-2\Delta t} + [\psi(Q_{pm}^t - Q_{pu}^t) + (1 - \psi)(Q_{pm}^{t-2\Delta t} - Q_{pu}^{t-2\Delta t})]2\Delta t \quad (2.71)$$

Em que $\forall_g^t$ e $\forall_g^{t-2\Delta t}$ são os volumes de gás atual e no passo de tempo anterior ao anterior, respectivamente.

O volume de gás foi incorporado no cálculo da celeridade (2.72), assumindo o conceito de celeridade da mistura, a_m , em vez de celeridade líquida.

$$a_m = \frac{a_l}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon \cdot \rho_l \cdot a_l^2}{P_g^*}}} \quad (2.72)$$

Em que:

a_m = celeridade da mistura [LT^{-1}];

a_l = celeridade do líquido [LT^{-1}];

ρ_l = massa específica do líquido [ML^{-3}].

2.5.2 Celeridade Variável com o Modelo Politrópico Termodinâmico

Em modelos de cavitação podem ocorrer variações na celeridade da onda em função de mudanças nas propriedades do fluido, de modo que desconsiderar essas variações pode resultar em erros no cálculo do transiente (PAIVA, 2023).

A variação de pressão altera o volume do gás e, conseqüentemente, o volume total do fluido. Essa alteração segue uma relação politrópica e modifica o módulo de elasticidade do fluido. O cálculo numérico da celeridade considerando essas variações foi apresentado por Lee *et al.* (2009):

$$a_{j,k} = \left[\rho_l (1 - \varepsilon_{j,k-\Delta t}) \cdot \left(\frac{1}{K} + \frac{\varepsilon_{j,k-\Delta t}}{nP_{j,k-\Delta t}} + \frac{c_l D}{eE} \right) \right]^{-1/2} \quad (2.73)$$

Em que:

$a_{j,k}$ = celeridade da onda em um passo de tempo k (atual) num tubo i e seção j [LT^{-1}];

$P_{j,k-\Delta t}$ = pressão em um passo de tempo k (anterior) num tubo i e seção j [$ML^{-1}T^{-2}$];

$\varepsilon_{j,k-\Delta t}$ = fração de vazio em um passo de tempo k (anterior) num tubo i e seção j [.ad];

n = constante anisotrópica [.ad];

K = módulo de elasticidade volumétrica do fluido [$ML^{-1}T^{-2}$];

e = espessura do tubo [L];

E = módulo de elasticidade do tubo [$ML^{-1}T^{-2}$];

c_l = parâmetro de ancoragem do tubo.

Para este modelo, a fração de vazio unificou o ar e o gás da mistura bifásica em uma única variável adimensional ε . A fração de vazio em um dado nó e em um dado passo de tempo é fator determinante para o modelo, somado a uma pressão local transitória, além do índice de vazio de vapor inicial e a pressão de vapor, ambos valores fixos ao longa da simulação (PAIVA, 2023).

Para a correção do Δx , em função da variação da celeridade, adota-se a condição de Courant, conforme equação (2.74):

$$C_N = \frac{a\Delta t}{\Delta x} \quad (2.74)$$

O modelo proposto considera que a fração de vazio em cada nó e passo de tempo da tubulação depende da pressão transitória local. A formulação é fundamentada no processo

adiabático da termodinâmica e na equação de Laplace-Poisson, permitindo que a dilatação dos vazios durante o transiente seja respeitada, ou seja, eles se expandem ou se contraem conforme a pressão atuante. Como o processo adiabático é um caso particular do processo politrópico, a equação da energia da fase gasosa também incorpora a relação politrópica (Fuentes-Miguel *et al.*, 2019).

Nesse sentido, Paiva (2023) apresenta uma formulação explícita (2.75) para o cálculo da fração de vazio.

$$\varepsilon_{j,k} = \left(\frac{P_{j,k-\Delta t}}{P_{j,k}} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \varepsilon_{j,k-\Delta t} \quad (2.75)$$

Essa equação é válida se $P_{j,k}$ for maior que a pressão de vapor do líquido.

2.5.3 Fator de Atrito Variável: Modelo de Aceleração Instantânea

A dissipação de energia em transientes hidráulicos está diretamente relacionada às perdas por atrito e a maioria dos modelos numéricos considera um fator de atrito semiestacionário que, embora mais simples, não consegue capturar os efeitos de amortecimento do escoamento, e tende a subestimar a dissipação de energia, sobretudo em transientes rápidos (BERGANT; SIMPSON; TIJSSELING, 2006). Para transientes rápidos, o fator de atrito variável tem mais influência sobre as ondas de pressão (TAM, 2009).

A dissipação de energia em regime transiente vem sendo estudada ao longo dos anos, e muitos modelos foram desenvolvidos, com base em estudos experimentais. Dentre esses modelos, estão o de Aceleração Instantânea, sugerido por Brunone e Greco (1990). Esse modelo depende da aceleração instantânea, da aceleração convectiva e de um coeficiente de amortecimento.

No modelo de Aceleração Instantânea, as perdas por atrito são formuladas a partir da suposição de que a inertância é proporcional às condições locais e à convecção derivada da velocidade média do escoamento na tubulação. O coeficiente de amortecimento pode ser obtido de forma empírica ou a partir de valores sugeridos por autores, como Vardy e Brown (2003). Além disso, considerando o número de Reynolds inicial, é possível determinar o coeficiente de amortecimento tanto como um valor fixo quanto como um parâmetro com variação local (ADAMKOWSKI; LEWANDOWSKI, 2006).

Vítkovský *et al.* (2000) propuseram correções no modelo de Brunone e apresentaram a equação (2.76) para o cálculo do atrito variável, J_u :

$$J_u = \frac{a_{j,k} k_3 \Delta t}{gA} \left(\frac{\partial Q}{\partial t} - a_{j,k} \cdot \text{sign}(Q) \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} \right) \quad (2.76)$$

Em que:

k_3 = coeficiente de amortecimento [ad];

$\frac{\partial Q}{\partial t}$ = aceleração local instantânea [$L^3 T^{-1}$];

$\frac{\partial Q}{\partial x}$ = aceleração convectiva instantânea [L^2].

Conforme Zhou *et al* (2021), o sinal “sign” é positivo quando $V \geq 0$; e negativo quando $V < 0$. Já o coeficiente k_3 pode ser encontrado empiricamente ou analiticamente a partir da equação (2.77), onde C^* é o coeficiente de decaimento de cisalhamento de Vardy.

$$k_3 = \frac{\sqrt{C^*}}{2} \quad (2.77)$$

$$\text{Para fluxo laminar, } C^* = 0,00476; \text{ para fluxo turbulento, } C^* = \frac{7,41}{Rey^{\log\left(\frac{14,3}{Rey^{0,05}}\right)}}$$

2.5.4 Método da Cavitação com Vazios e Amortecimento de Ondas (CMVWD)

Paiva (2023) desenvolveu uma metodologia denominada de Método da Cavitação com vazios e amortecimento de ondas (CMVWD) para modelagem numérica do transitório hidráulico considerando os efeitos da cavitação e separação de coluna líquida, além da dissipação de energia. A metodologia incorpora o processo de cavitação gasosa com celeridade variável, através do Método da Cavidade de Gás Livre Discreto (DGCM), fator de atrito variável, consideração dos vazios e processo termodinâmico dentro da tubulação. O autor ainda propôs uma equação da fração de vazio inicial e uma equação para o coeficiente de amortecimento da onda de pressão.

O Método da Cavitação com vazios e amortecimento de ondas unificou o ar e o gás da mistura bifásica em uma variável adimensional chamada de fração de vazio, ou seja, tudo que não é líquido é incorporado nessa variável, respeitando o processo adiabático (PAIVA *et al.*, 2021).

Utilizando o MOC como base para o modelo numérico, o método DGCM com celeridade variável em função da pressão e da fração de vazio, e o método de aceleração instantânea são resolvidos de forma unidimensional.

Paiva (2023) implementou o modelo computacionalmente no programa UFC7, e explica o processo de simulação do transitório hidráulico. A modelagem tem início no Processo 1, em regime permanente ($t = 0$), no qual a vazão permanece constante e a carga se reduz ao longo da tubulação devido às perdas de carga. No Processo 2, no segundo passo de tempo, ou seja, $t = 0 + \Delta t$, o modelo passa a ser transiente, mantendo o atrito constante e adotando como referência a carga obtida no estado permanente para o cálculo da celeridade. Já no Processo 3, do segundo passo de tempo em diante, os parâmetros tornam-se variáveis, contemplando o uso do Método das Características (MOC), do Modelo de Cavidade de Gás Livre Discreto (DGCM), da celeridade variável e do atrito semiestacionário pela Equação Universal. Por fim, no Processo 4, no mesmo passo tempo do processo 3, o atrito é modelado como variável, utilizando as equações propostas por Brunone.

O modelo de aceleração instantânea foi implementado de forma explícita utilizando o método das diferenças finitas de primeira ordem, considerando tanto o sentido positivo, conforme apresentado nas equações (2.78) e (2.79), quanto o sentido negativo, de acordo com as equações (2.80) e (2.81) (JENSEN *et al.*, 2018).

$$\frac{\partial Q^+}{\partial t} = \frac{Q_{j-1,k-\Delta t} - Q_{j-1,k-2\Delta t}}{\Delta t} \quad (2.78)$$

$$\frac{\partial Q^+}{\partial x} = \frac{Q_{j,k-\Delta t} - Q_{j-1,k-\Delta t}}{\Delta x} \quad (2.79)$$

$$\frac{\partial Q^-}{\partial t} = \frac{Q_{j+1,k-\Delta t} - Q_{j+1,k-2\Delta t}}{\Delta t} \quad (2.80)$$

$$\frac{\partial Q^-}{\partial x} = \frac{Q_{j+1,k-\Delta t} - Q_{j,k-\Delta t}}{\Delta x} \quad (2.81)$$

O termo de atrito, J , é representado pela soma do atrito semiestacionário, J_q , com o atrito variável, J_u , conforme equação (2.82).

$$J = J_q + J_u \quad (2.82)$$

O atrito semiestacionário é calculado pela Equação Universal de Darcy–Weisbach, em função do fator de atrito dependente do número de Reynolds, conforme fluxo laminar ou turbulento.

2.6 UFC7

O módulo UFC7 compõe o Sistema UFC e foi desenvolvido pelo Laboratório de Hidráulica Computacional (LAHC) da Universidade Federal do Ceará (UFC). O Programa é destinado à simulação computacional dos transientes hidráulicos em adutoras e linhas de recalque de esgoto, através do Método das Características. Esse módulo também contempla recursos para a inserção, simulação e dimensionamento de dispositivos de proteção contra sobrepressões e subpressões, entre os quais se destacam ventosas de dupla ou triplice função, válvulas de alívio, válvulas antecipadoras de onda, tanques de admissão unidirecional (TAU), chaminés de equilíbrio e reservatórios hidropneumáticos.

Paiva (2023) implementou o CMVWD no programa UFC7, superando as limitações que o programa apresentava para modelar corretamente o transitório hidráulico quando ocorre cavitação. O autor implementou uma equação para determinar a fração de vazios inicial (2.83) e outra equação para determinar o coeficiente de amortecimento do modelo de aceleração instantânea (2.84).

$$\varepsilon_0 = 0,0032 \left(\sqrt{\frac{a}{Q_o}} \cdot H_{res} \right)^{-0,4351} \quad (2.83)$$

$$k_3 = 0,1913 \left(\frac{a \cdot A}{Q_o} \right)^{-0,263} \quad (2.84)$$

O UFC7 já foi bastante utilizado em pesquisas científicas. No trabalho de Barbosa *et al.* (2018), foi proposta uma metodologia de modelagem computacional para avaliar o comportamento de ventosas de triplice função, incluindo o dispositivo *Non Slam*, durante transientes hidráulicos em adutoras. A partir das curvas de admissão e expulsão de ar fornecidas por fabricantes, foram testadas metodologias com coeficientes constantes e variáveis de descarga, comparando diferentes modelos matemáticos de transientes. O programa UFC7 foi empregado para simular o golpe de aríete em sistemas contendo ventosas de diversos diâmetros, permitindo analisar o efeito das curvas comerciais sobre o desempenho do escoamento. Os resultados mostraram que, embora as diferenças entre os modelos matemáticos não sejam expressivas, a adoção da metodologia com coeficiente variável proporcionou maior precisão, especialmente em condições próximas à pressão atmosférica. Além disso, verificou-se que o uso de ventosas com dispositivo *Non Slam* contribui para reduzir picos de sobrepressão.

Paiva *et al.* (2021), realizaram uma modelagem computacional do golpe de aríete em adutoras, considerando o escoamento bifásico com a inclusão da fração de vazio como variável adimensional. Para isso, foram aplicados dois modelos: o primeiro baseado apenas no Método das Características (MOC) e o segundo integrando o MOC ao fator de atrito variável e ao Modelo de Cavidade de Gás Livre Discreto (DGCM) com celeridade modificada. As simulações foram implementadas no módulo UFC7, que permitiu a comparação dos resultados com dados experimentais da literatura. Os resultados mostraram que o Modelo 2 apresentou melhor desempenho, com erros reduzidos e coeficientes de eficiência (NSE) próximos de 1, evidenciando a utilidade do UFC7 como apoio à análise e aprimoramento da modelagem de transientes hidráulicos.

Teixeira *et al.* (2022) avaliaram o efeito da entrada superior de reservatórios de jusante durante eventos transitórios hidráulicos em adutoras, implementando no UFC7 a condição de contorno proposta por Soares, Covas e Ramos (2013) e o modelo de fator de atrito variável de Vítkovský *et al.* (2000). A modelagem, realizada pelo Método das Características, foi validada com dados experimentais, mostrando menores picos de pressão na seção da bomba e comportamento mais realista na variação de pressão do reservatório, quando comparado à condição de contorno clássica.

Silveira Neto *et al.* (2023a) investigaram o efeito de diferentes funções de abertura e fechamento de válvulas de alívio de pressão no comportamento de adutoras durante o golpe de aríete provocado pela parada abrupta de bombas centrífugas. As funções foram implementadas no módulo UFC7, que aplicou o Método das Características associado ao Modelo de Cavidade de Gás Livre Discreto com celeridade variável, permitindo simular o transitório hidráulico. Os resultados mostraram que funções com fechamento mais lento e gradual reduziram de forma mais eficaz as sobrepressões, enquanto fechamentos rápidos geraram sobrepressões secundárias.

Teixeira *et al.* (2023) propuseram um método de pré-dimensionamento de válvulas de alívio baseado no volume de água expulso durante o transitório hidráulico decorrente da parada de bombas. Utilizando o MOC associado ao Modelo de Cavidade de Gás Livre Discreto com celeridade variável, através do UFC7, simulou-se o desempenho da válvula considerando diferentes curvas de abertura e fechamento para evitar sobrepressões secundárias. As simulações em diferentes adutoras permitiram propor uma equação para estimar o diâmetro ideal da válvula, equilibrando alívio de pressão e viabilidade física do escoamento.

No estudo de Silveira Neto *et al.* (2023b), foi realizada a análise de pressões mínimas em uma rede de fertirrigação composta por cem hidrantes, identificando as configurações mais

críticas por meio de um algoritmo de busca aleatória. Após a simulação em regime permanente, a rede foi dividida em dez adutoras para o estudo do transitório hidráulico, utilizando-se o programa UFC7, que aplicou o Método das Características para modelar o escoamento e avaliar as pressões ao longo das adutoras. Os resultados indicaram ocorrência de pressões negativas, sendo proposta a instalação de ventosas de tríplice função para mitigação, embora estas não tenham solucionado totalmente o problema, evidenciando a necessidade de dispositivos adicionais de proteção.

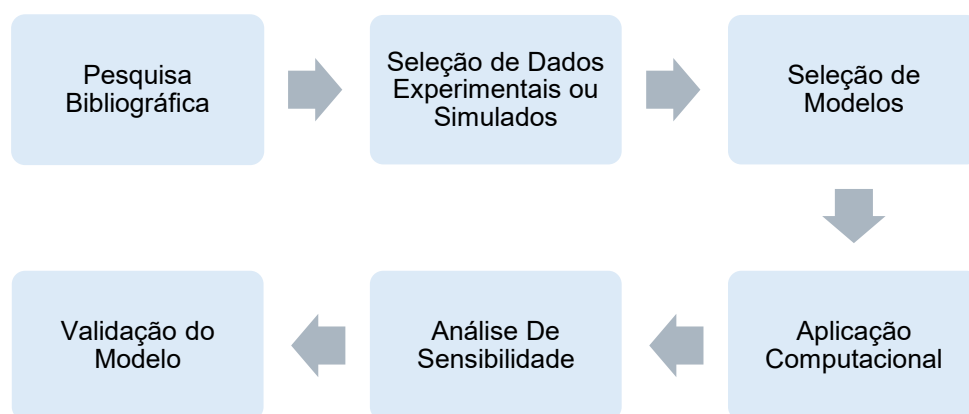
Com base no trabalho de Silveira Neto *et al.* (2023b), pode-se registrar que, à época da realização do estudo, o programa UFC7 não possuía recursos para simular redes hidráulicas completas, o que demandou a conversão da rede de fertirrigação em diferentes adutoras independentes para viabilizar a análise do transitório hidráulico. Nessas simulações, a condição de contorno a montante foi modelada como um elemento único, integrando um reservatório de nível fixo, uma estação de bombeamento composta por três conjuntos em paralelo de duas bombas em série, e uma válvula de retenção, representando de forma simplificada o sistema de bombeamento do conjunto original.

3 METODOLOGIA

O raciocínio que conduziu o desenvolvimento deste trabalho partiu da premissa de que o comportamento dinâmico das válvulas de retenção pode ser adequadamente representado por meio das curvas características que relacionam velocidade reversa e desaceleração (THORLEY, 1989; BALLUN, 2007). Essa abordagem foi adotada como base conceitual do modelo computacional, servindo de referência para a formulação matemática apresentada nas seções seguintes.

O procedimento metodológico teve como base uma pesquisa bibliográfica para compreensão do fechamento da válvula de retenção e exploração dos experimentos, modelos e variáveis envolvidas no fenômeno. Um panorama geral da metodologia deste trabalho é descrito no fluxograma da Figura 9.

Figura 9 - Fluxograma da metodologia da pesquisa



Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Em seguida, houve uma seleção minuciosa dos trabalhos com dados experimentais, ou simulados, suficientemente consistentes que permitissem sua reprodução; e dos modelos de fechamento de válvula de retenção que fossem adequados à aplicação desses dados, através de implementação computacional integrada ao Método das Características.

Seguindo uma abordagem quantitativa, os resultados foram confrontados entre si e com os dados de referência para avaliação dos modelos. Nesse contexto, foi realizada uma análise de sensibilidade dos parâmetros do CMVWD, especificamente a fração de vazios inicial ε_0 , e o coeficiente de amortecimento k_3 , com o objetivo de avaliar a influência desses parâmetros sobre a resposta do modelo e compreender seu impacto no comportamento da válvula de retenção durante o transitório hidráulico.

Corroborando o caráter exploratório desta pesquisa, o objetivo foi se ajustando ao longo de seu desenvolvimento, uma vez que as premissas iniciais não se confirmavam diante dos resultados que se apresentavam. Nesse sentido, esta pesquisa buscou, além de apresentar soluções, investigar as possibilidades de modelagem do fechamento da válvula de retenção e identificar limitações e problemáticas a serem exploradas em trabalhos futuros.

3.1 Desenvolvimento dos Modelos de Fechamento da Válvula de Retenção

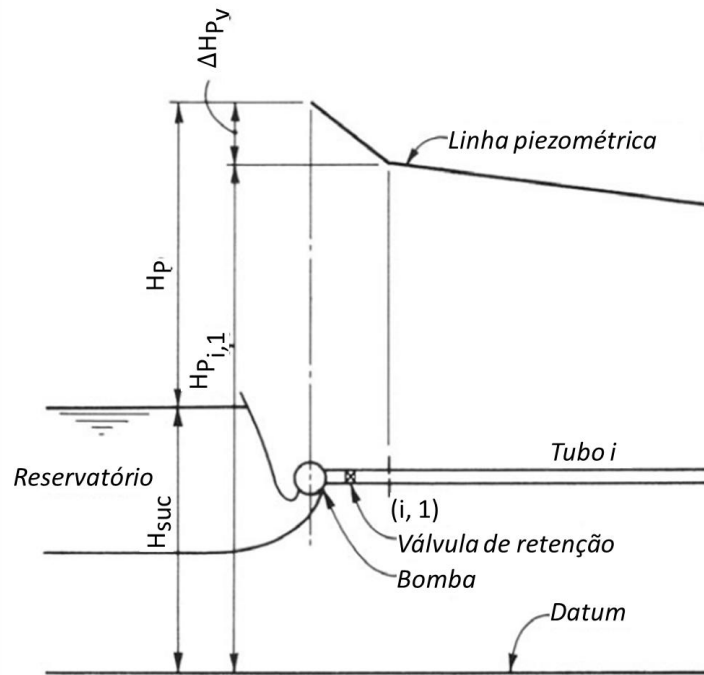
O modelo numérico adotado nesse trabalho para modelagem do transitório hidráulico, seja motivado por manobra de fechamento de uma válvula, ou por desligamento do sistema de recalque, foi o Método da Cavitação com Vazios e Amortecimento de Ondas (PAIVA, 2023). Esse método incorpora um modelo de cavitação e modelos de celeridade e atrito variáveis, reconhecidamente mais precisos para representação do escoamento transiente em comparação ao Método das Características clássico, justificando sua adoção como base para as simulações realizadas.

O ponto de partida para o desenvolvimento do modelo de fechamento da válvula de retenção foi a investigação e implementação do fechamento imediato, ou seja, quando a vazão na válvula se torna nula, na iminência do fluxo reverso.

3.1.1 Fechamento imediato

Nos modelos de Chaudhry (2014) e de Wylie, Streeter e Suo (1993), para estações de bombeamento cujo comprimento de sucção é curto, possível de ser negligenciado, a válvula de retenção é incorporada à condição de contorno da bomba como uma perda de carga a jusante, (Figura 10), calculada pela lei geral de orifícios, conforme equações (3.1) e (3.2). Essa era a única condição de contorno implementada no programa UFC7, para simular uma estação de bombeamento.

Figura 10 – Condição de contorno da bomba sem linha de sucção



Fonte: Adaptado de Chaudhry (2014).

$$H_P = H_{P_{i,1}} - H_{suc} + \Delta H_{P_v} \quad (3.1)$$

$$\Delta H_{P_v} = \frac{1}{C_v} \cdot Q_{P_{i,1}} |Q_{P_{i,1}}| \quad (3.2)$$

Em que:

$Q_{P_{i,1}}$ = vazão da bomba [L^3T^{-1}];

$H_{P_{i,1}}$ = carga imediatamente a jusante da bomba [L];

H_{suc} = carga piezométrica do reservatório de montante [L];

ΔH_{P_v} = perda de carga na válvula de retenção [L];

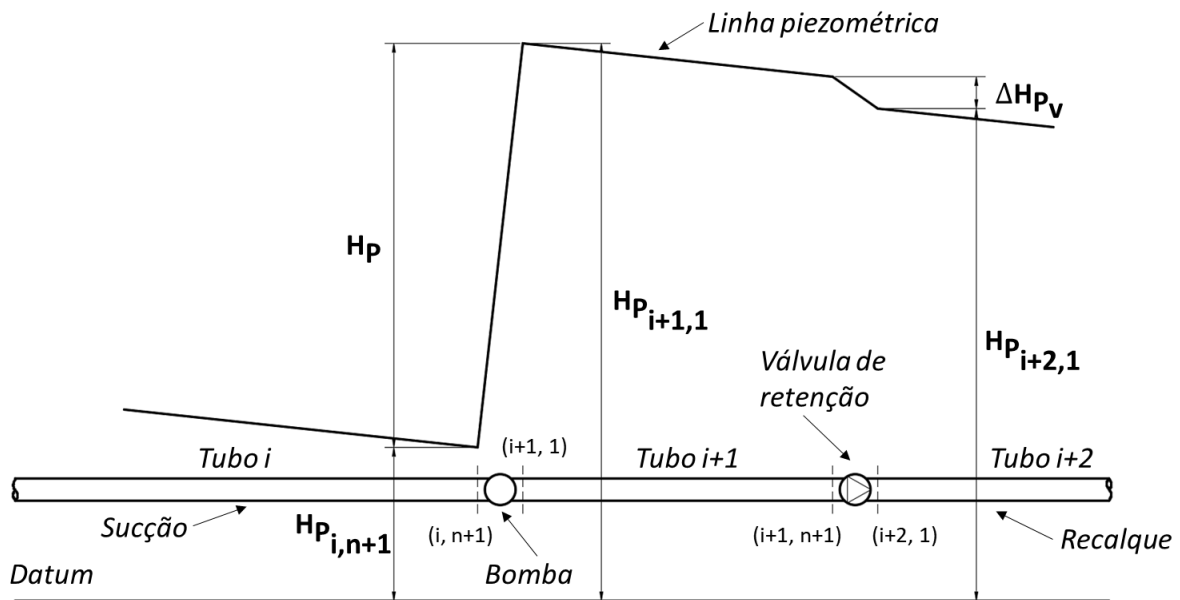
C_v [L^5T^{-2}] = coeficiente de perda de carga na válvula [L^5T^{-2}].

O valor da vazão é multiplicado pelo seu valor em módulo, para consideração do fluxo reverso.

Para tornar a aplicação mais abrangente, e considerar comprimentos de sucção mais longos, ou até mesmo uma válvula de retenção em nós distantes da estação de bombeamento, as condições de contorno de Reservatório de Montante, bomba e válvula de retenção foram individualizadas, seguindo esquema da figura 11. A condição de contorno da bomba

(CHAUDHRY, 2014) descrita no capítulo anterior (equações 2.33 a 2.49), foi implementada computacionalmente; assim como a condição de contorno de Reservatório (equação 2.23).

Figura 11 – Condições de contorno da bomba e da válvula de retenção individualizadas



Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Para a condição de contorno da válvula de retenção, seguiu-se a implementação do modelo descrito a seguir. Da figura 11, tem-se as equações (3.3), (3.4), (3.5) e (3.6).

$$H_{p_{i+2,1}} = H_{p_{i+1,n+1}} - \Delta H_{p_v} \quad (3.3)$$

$$H_{p_{i+1,n+1}} = \frac{C_{p_{i+1}} - Q_{p_v}}{C_{a_{i+1}}} \quad (3.4)$$

$$H_{p_{i+2,1}} = \frac{Q_{p_v} - C_{N_{i+2}}}{C_{a_{i+2}}} \quad (3.5)$$

$$Q_{p_{i+2,1}} = Q_{p_{i+1,n+1}} = Q_{p_v} \quad (3.6)$$

A vazão através da válvula é definida através da equação (3.7) (WYLIE; STREETER; SUO, 1993), em que ΔH_{0_v} [L] é a perda de carga através da válvula de retenção em regime permanente.

$$Q_{P_v}^2 = \frac{(Q_{0_v} \tau)^2 \Delta H_{P_v}}{\Delta H_{0_v}} \quad (3.7)$$

A válvula de retenção foi modelada como uma válvula de descarga, enquanto fluxo direto, de forma semelhante à condição de contorno de válvula localizada entre dois tubos (Equação 2.31), descrita no capítulo anterior. A Equação (3.7) corresponde à mesma formulação proposta por Wylie, Streeter e Suo (1993) para esse tipo de condição de contorno; o diferencial da abordagem adotada nesta tese está no tratamento do parâmetro τ .

Na formulação tradicional da condição de contorno da válvula, o valor de τ varia a cada passo de tempo da simulação, a partir de uma relação linear com base no tempo de fechamento da válvula, que é fornecido como parâmetro de entrada. Dessa forma, a abertura e o escoamento através da válvula seguem um comportamento previamente determinado, que direciona a dinâmica do escoamento nas seções adjacentes.

Na condição de contorno proposta neste trabalho, por outro lado, assume-se a premissa de que o tempo de fechamento da válvula de retenção é uma incógnita, dependente da dinâmica do escoamento, e não um parâmetro previamente estabelecido. Por essa razão, τ é mantido constante no valor unitário, de modo que o escoamento através da válvula de retenção passa a ser determinado inteiramente pelas interações hidráulicas com as seções adjacentes, e não por uma lei de fechamento predefinida.

Combinando as equações (3.3), (3.4), (3.5) e (3.6), obteve-se a equação (3.8).

$$\Delta H_{P_v} = -\frac{Q_{P_v}(C_{a_{i+2}} + C_{a_{i+1}})}{C_{a_{i+2}} C_{a_{i+1}}} + \frac{C_{a_{i+2}} C_{P_{i+1}} + C_{a_{i+1}} C_{N_{i+2}}}{C_{a_{i+2}} C_{a_{i+1}}} \quad (3.8)$$

Para simplificar a implementação computacional, foram adotadas duas variáveis, c_{k1} [$L^2 T^{-1}$] e c_{k2} [L], descritas pelas equações (3.9) e (3.10).

$$c_{k1} = \frac{(C_{a_{i+2}} + C_{a_{i+1}})}{C_{a_{i+2}} C_{a_{i+1}}} \quad (3.9)$$

$$c_{k2} = \frac{C_{a_{i+2}} C_{P_{i+1}} + C_{a_{i+1}} C_{N_{i+2}}}{C_{a_{i+1,1}} C_{a_{i,n+1}}} \quad (3.10)$$

Combinando as equações (3.7) e (3.8), e substituindo pelas variáveis c_{k1} e c_{k2} , obteve-se a equação (3.11).

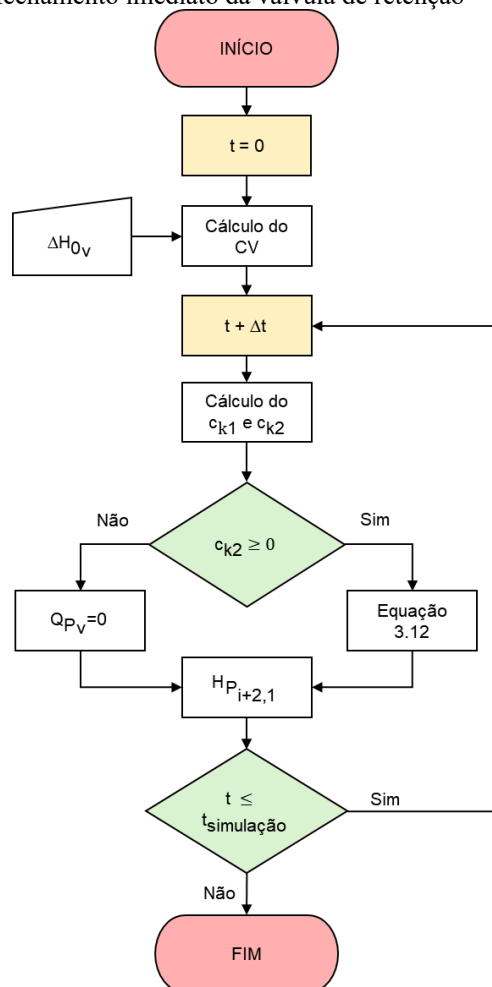
$$Q_{P_v}^2 + \frac{(Q_{0_v} \tau)^2}{\Delta H_{0_v}} c_{k1} Q_{P_v} - \frac{(Q_{0_v} \tau)^2}{\Delta H_{0_v}} c_{k2} = 0 \quad (3.11)$$

Em seguida, adotou-se a formulação de C_v da equação 2.32. Se $c_{k2} \geq 0$, a vazão Q_{P_v} (3.12) é o valor da raiz positiva da equação de 2º grau (3.11). Se $c_{k2} < 0$, a vazão $Q_{P_v} = 0$, indicando que a válvula de retenção fechou. Simultaneamente, quanto a vazão calculada na bomba torna-se negativa, o modelo zera o escoamento através dela.

$$Q_{P_v} = -C_v c_{k1} + \sqrt{C_v^2 c_{k1}^2 + 2 C_v c_{k2}} \quad (3.12)$$

O fluxograma da figura 12 sintetiza o modelo de fechamento imediato da válvula de retenção.

Figura 12 – Fluxograma do modelo de fechamento imediato da válvula de retenção



Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

3.1.2 Modelo com Velocidade Reversa

Concluída a implementação computacional da condição de contorno da válvula de retenção, com o modelo simplificado de fechamento imediato, partiu-se para o desenvolvimento numérico e matemático de uma formulação que possibilitasse a modelagem do fluxo reverso através do obturador.

Um dos pontos de investigação consistiu na determinação da velocidade reversa máxima, a partir da qual ocorre o fechamento da válvula de retenção, interrompendo o escoamento e desencadeando o fenômeno do golpe de aríete, com consequente geração de sobrepressões a jusante.

Para o fluxo direto, foram utilizadas as mesmas premissas e equações do modelo de fechamento imediato. A vazão foi determinada a partir da equação (3.12). Conforme formulação de Wylie, Streeter e Suo (1993), só é possível haver fluxo reverso, se $c_{k2} < 0$.

Portanto, para computar a velocidade reversa, a imposição de que a vazão na válvula de retenção torna-se nula quando $c_{k2} < 0$ foi desconsiderada. O cálculo da vazão reversa seguiu conforme formulação apresentada a seguir (3.13).

$$H_{P_{i+2,1}} = H_{P_{i+1,n+1}} + \Delta H_{P_v} \quad (3.13)$$

Combinando as equações (3.4), (3.5), (3.6) e (3.13), obteve-se a equação (3.14):

$$\Delta H_{P_v} = \frac{Q_{P_v}(C_{a_{i+2}} + C_{a_{i+1}})}{C_{a_{i+2}}C_{a_{i+1}}} - \frac{C_{a_{i+2}}C_{P_{i+1}} + C_{a_{i+1}}C_{N_{i+2}}}{C_{a_{i+2}}C_{a_{i+1}}} \quad (3.14)$$

Combinando as equações (3.7) e (3.14), e substituindo pelas variáveis c_{k1} e c_{k2} , obteve-se a equação (3.15). Em seguida, adotou-se a formulação de C_v da equação 2.32. A vazão Q_{P_v} (3.16) é o valor da raiz negativa da equação de 2º grau (3.15).

$$Q_{P_v}^2 - \frac{(Q_{0_v}\tau)^2}{\Delta H_{0_v}} c_{k1} Q_{P_v} + \frac{(Q_{0_v}\tau)^2}{\Delta H_{0_v}} c_{k2} = 0 \quad (3.15)$$

$$Q_{P_v} = C_v c_{k1} - \sqrt{C_v^2 c_{k1}^2 - 2C_v c_{k2}} \quad (3.16)$$

A premissa consistiu em adotar uma abordagem simplificada, utilizando as curvas de velocidade reversa em função da desaceleração para estabelecer a velocidade reversa crítica que determina o fechamento da válvula de retenção.

Conforme Wan e Mehmood (2022), a desaceleração $\Delta v/\Delta t$ [LT^{-2}] foi calculada a partir do gradiente de velocidade registrado desde o início da simulação (t_0) até o instante em que ocorreu a alteração no sentido do escoamento (t_{VR}), caracterizada pela ocorrência de vazão negativa, ou seja, $c_{k2} < 0$, conforme equação (3.17).

$$\frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{|v_{P_V} - v_{0_V}|}{t_{VR} - t_0} \quad (3.17)$$

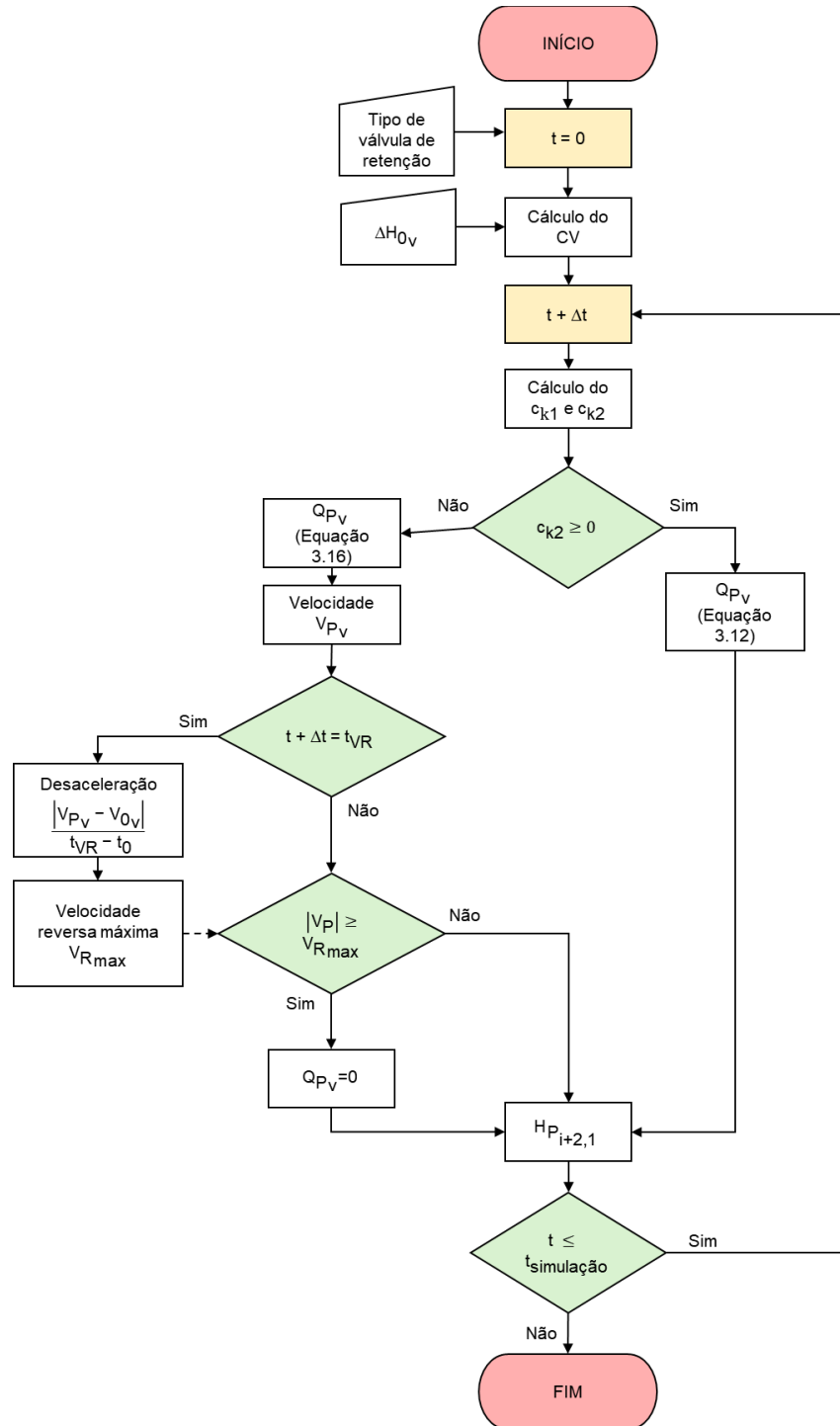
O modelo foi elaborado para, a partir de um dado de entrada que indica o tipo de válvula de retenção entre as representadas nos gráficos, calcular a desaceleração e, de forma prévia, determinar a velocidade reversa máxima que resultaria na interrupção do escoamento, conforme metodologia proposta por Thorley (1989). Os gráficos foram implementados em forma tabular e a velocidade reversa máxima é determinada por meio de interpolação.

Esse valor da velocidade reversa máxima estabelece um critério de parada. A cada intervalo de tempo, o modelo calcula, com base na equação (3.16), a vazão na válvula de retenção e, em seguida, determina a velocidade correspondente. Essa velocidade é comparada com o valor da velocidade reversa máxima previamente estipulado. Se a velocidade, em termos absolutos, ultrapassar a velocidade reversa máxima, o escoamento na válvula de retenção é interrompido.

Havendo uma condição de contorno de bomba a montante da válvula de retenção, o modelo estabelece que o escoamento na bomba será interrompido após o fechamento da válvula de retenção, quando a vazão na fronteira a jusante da bomba mudar de sentido, de negativo para positivo. Entretanto, essa premissa não é válida para válvulas de retenção instaladas em linha.

O fluxograma da figura 13 sintetiza o modelo de fechamento da válvula de retenção com velocidade reversa calculada pelas curvas de Ballun (2007).

Figura 13 - Fluxograma do modelo de fechamento da válvula de retenção com velocidade reversa calculada pelas curvas de Ballun (2007)



Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

3.1.3 Modelo de Tran (2015)

A partir de uma extensa revisão bibliográfica acerca de modelos dinâmicos de válvulas de retenção, bem como de dados experimentais relacionados ao seu fechamento, incluindo

medições de pressão, vazão e ângulo de abertura, o estudo de Tran (2015) destacou-se pelo detalhamento metodológico e pelos procedimentos de cálculo apresentados, os quais possibilitaram sua implementação de forma substancial nesta pesquisa, com exceção de alguns aspectos não especificados pelo autor.

Tran (2015) desenvolveu um modelo dinâmico para válvulas de retenção com disco inclinado, permitindo representar a interação entre o processo de fechamento da válvula e o restante do sistema hidráulico, por meio da aplicação do Método das Características. O modelo requer a utilização de coeficientes de perda de carga, obtidos empiricamente, tanto para o escoamento direto quanto para o reverso, em função do grau de abertura da válvula. Tais coeficientes foram determinados com base em um procedimento de ensaio padronizado para a medição de vazões e perdas de carga em válvulas.

Tran (2015) determinou empiricamente o coeficiente de descarga C_{vf} para fluxo direto na válvula de retenção, considerando diferentes ângulos de abertura α_a (em grau), e estimou os coeficientes de descarga para fluxo reverso C_{vr} , apresentando-os na forma de curvas. Neste trabalho, essas curvas foram ajustadas a equações polinomiais de sexto grau, em função do ângulo θ (em radianos), definido como o ângulo do disco em relação ao eixo horizontal. A equação (3.18) apresenta a expressão para C_{vf} , enquanto a equação (3.19) corresponde à expressão para C_{vr} .

$$C_{vf} = -89.896,952634\theta^5 + 274.870,603844\theta^4 - 329.053,361040\theta^3 + 200.643,180041\theta^2 - 704.67,420605\theta + 13.700,449564 \quad (3.18)$$

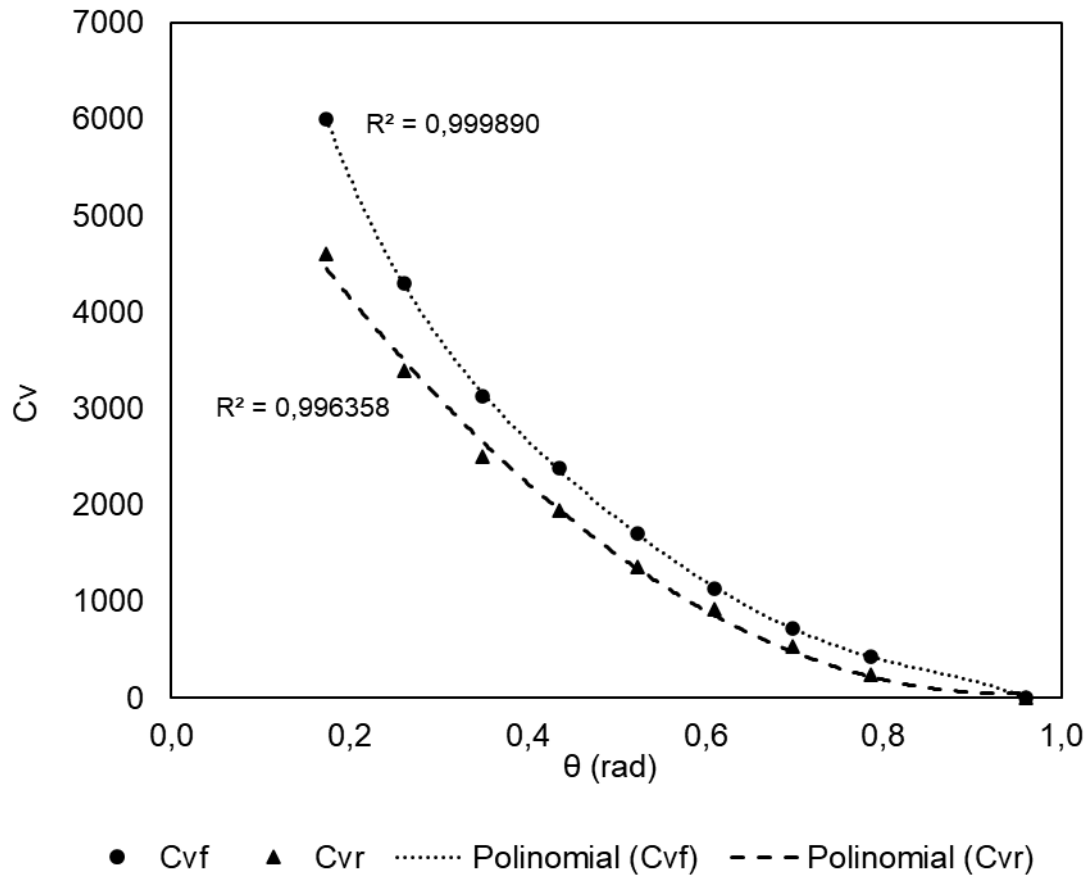
$$C_{vr} = 7.569,681635\theta^2 - 141.85,135019\theta + 6.693,551057 \quad (3.19)$$

A relação entre os ângulos α e θ é dada pela equação (3.20).

$$\alpha_a = 90 - (\theta + 35) \quad (3.20)$$

Ambas as equações apresentaram um alto coeficiente de determinação (R^2), como mostrado na figura 14, indicando que se ajustaram adequadamente às curvas de Tran (2015).

Figura 14 – Equações polinomiais ajustadas a partir dos coeficientes de descarga de Tran (2015)



Fonte: Adaptado de Tran (2015).

Os coeficientes de perda de carga foram calculados pela equação (3.21), obtida da equação (2.61), apresentada por Tran (2015).

$$k_f = 890 \left[\frac{(39,3701 \cdot D_v)^2}{C_{vf}} \right]^2 \quad (3.21)$$

Na equação (3.21), D_v é o diâmetro interno da válvula de retenção, dado em mm. Essa equação foi aplicada para determinação do coeficiente de perda de carga para fluxo direto k_f ; e para fluxo reverso k_r , substituindo o parâmetro C_{vf} por C_{vr} .

Na tabela 1 são apresentados alguns valores de k_f e k_r para diferentes valores de θ .

Tabela 1 – Coeficientes de descarga e de perda de carga da válvula de retenção modelada

θ (grau)	θ (rad)	C_{vf} (TRAN, 2015)	C_{vr} (TRAN, 2015)	k_f (TRAN, 2015)	C_{vf}	C_{vr}	k_f	k_r
45	0,785	430	240	99,8	429	222	100,4	374,7
40	0,698	722	540	35,4	718	480	35,8	80,2
35	0,611	1133	915	14,4	1146	853	14,0	25,4
30	0,524	1700	1360	6,39	1698	1342	6,4	10,3
25	0,436	2390	1950	3,23	2359	1945	3,3	4,9
20	0,349	3128	2510	1,89	3170	2664	1,8	2,6
15	0,262	4303	3390	1	4280	3499	1,0	1,5
10	0,175	6000	4600	0,51	6005	4448	0,5	0,9

Fonte: Adaptado de Tran (2015).

3.1.3.1 Abertura Inicial da Válvula de Retenção no Regime Permanente

As equações do modelo estacionário desenvolvido por Tran (2015) foram implementadas computacionalmente no software UFC7. Foram utilizados os dados físicos e geométricos apresentados pelo autor, conforme tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros físicos e geométricos da válvula de retenção do modelo de Tran (2015)

W_s (N)	L_g (m)	L_c (m)	D_b (m)	L_b (m)	β (rad)	A_d (m ²)	f_b	C_b (m)	k_b
222,9	0,0752	0,0634	0,0373	0,0813	0,5562	0,10699	0,25	0,0008	1,0

Fonte: Adaptado de Tran (2015).

O diâmetro de entrada da válvula de retenção foi de 0,3048 m. Para o ângulo θ foi definida uma faixa de variação de 15° (0,2618 rad), quando completamente aberto; a 55° (0,9599 rad), quando completamente fechado.

Considerando que existe uma velocidade mínima necessária para manter a abertura da válvula de retenção em cada posição, determinou-se inicialmente (pela equação 2.59) a velocidade mínima para manter a válvula na posição completamente aberta: 1,8053 m/s. Portanto, se a velocidade inicial fosse maior que esse valor, o ângulo θ inicial seria 15°; se a velocidade inicial fosse menor que 1,8053, o valor de θ seria calculado pela equação (2.59), resolvida numericamente pelo método de Newton-Raphson, e utilizando as equações 3.18 e 3.21 para determinação do coeficiente k_f inicial.

A perda de carga inicial, através da válvula de retenção, foi calculada pela equação (3.22):

$$\Delta H_{0v} = k_f \frac{v_{0v}^2}{2g} \quad (3.22)$$

3.1.3.2 Modelo Dinâmico de fechamento da válvula de retenção

A condição de contorno desenvolvida para a modelagem dinâmica da válvula de retenção, durante o transitório hidráulico, levou em consideração a equação da quantidade de movimento derivada da segunda Lei de Newton, equação (2.62), e os desdobramentos apresentados por Tran (2015). A inércia da válvula de retenção foi definida em 0,4 kg.m², conforme dados do artigo.

A primeira etapa da condição de contorno consiste em determinar os coeficientes c_{k1} e c_{k2} . Em seguida, são determinados 7 coeficientes, a partir dos parâmetros da tabela 2, conforme equações (3.23) a (3.29).

$$c_1 = W_s L_g \quad (3.23)$$

$$c_2 = \frac{\rho L_c A_d}{2 A_{vr}^2} \quad (3.24)$$

$$c_3 = 1,557119 \mu L_b \frac{D_b^3}{C_b} \quad (3.25)$$

$$c_4 = k_b \cdot \frac{D_b}{2} \quad (3.26)$$

$$c_5 = \rho \frac{A_d}{A_v r^2} \quad (3.27)$$

$$c_6 = A_{vr} L_c \quad (3.28)$$

$$c_7 = \frac{1}{2g A_{vr}^2} \quad (3.29)$$

O valor de ρ adotado nas análises foi 1000 kg/m³ e a viscosidade dinâmica da água μ foi 0,001 N.s/m²; A_{vr} é a área da seção na entrada da válvula de retenção.

Para definição do ângulo θ em cada passo de tempo, ao longo da simulação do transitório hidráulico, foi utilizado o método Runge-Kutta de 4ª ordem, conforme direcionado por Tran (2015).

Partindo dos valores de θ , ω e Q_{Pv} , em um passo de tempo n ; a solução de θ e ω , no passo de tempo $n + 1$ é dada pelas equações (3.30) e (3.31). Vale destacar que $\omega = d\theta/dt$.

$$\theta_{n+1} = \theta_n + \frac{h(k_{n1} + 2k_{n2} + 2k_{n3} + k_{n4})}{6} \quad (3.30)$$

$$\omega_{n+1} = \omega_n + \frac{h(l_{n1} + 2l_{n2} + 2l_{n3} + l_{n4})}{6} \quad (3.31)$$

Dentre as variáveis do método Runge-Kutta, h corresponde ao passo de tempo Δt ; as variáveis k_n correspondem às equações (3.33) a (3.36).

$$k_{n1} = \omega_n \quad (3.33)$$

$$k_{n2} = \omega_{n1} \quad (3.34)$$

$$k_{n3} = \omega_{n2} \quad (3.35)$$

$$k_{n4} = \omega_{n3} \quad (3.36)$$

A variáveis ω_{n1} , ω_{n2} e ω_{n3} representam velocidades angulares intermediárias do método e seus valores são dados pelas equações (3.37), (3.38) e (3.39).

$$\omega_{n1} = \omega_n + 0,5hl_{n1} \quad (3.37)$$

$$\omega_{n2} = \omega_n + 0,5hl_{n2} \quad (3.38)$$

$$\omega_{n3} = \omega_n + 0,5hl_{n3} \quad (3.39)$$

Os valores de l_{n1} , l_{n2} , l_{n3} e l_{n4} são dados pelas equações (3.40) a (3.43).

$$l_{n1} = f_2(\theta_n, \omega_n, Q_n) \quad (3.40)$$

$$l_{n2} = f_2(\theta_{n1}, \omega_{n1}, Q_{n1}) \quad (3.41)$$

$$l_{n3} = f_2(\theta_{n2}, \omega_{n2}, Q_{n2}) \quad (3.42)$$

$$l_{n4} = f_2(\theta_{n3}, \omega_{n3}, Q_{n3}) \quad (3.43)$$

E os valores de θ_{n1} , θ_{n2} e θ_{n3} são dados pelas equações (3.44) a (3.46).

$$\theta_{n1} = \theta_n + 0,5hk_{n1} \quad (3.44)$$

$$\theta_{n2} = \theta_n + 0,5hk_{n2} \quad (3.45)$$

$$\theta_{n3} = \theta_n + 0,5hk_{n3} \quad (3.46)$$

A função f_2 das equações (3.40) a (3.43) refere-se ao cálculo de $d\omega/dt$, apresentado pela equação (2.66), para fluxo direto; e pela equação (2.67), para fluxo reverso. Para cada estágio intermediário do método de Runge-Kutta ($n1$, $n2$, $n3$ e $n4$), o coeficiente de perda de carga foi calculado pelas equações (3.18) e (3.21), para fluxo direto; e equações (3.19) e (3.21), para fluxo reverso.

A vazão Q_n corresponde ao valor conhecido de Q_{P_v} no passo de tempo n ; A vazão Q_{n1} é calculada pela raiz positiva da equação (3.47), para fluxo direto; e pela raiz negativa da equação (3.48), para fluxo reverso.

$$c_7 k_f Q_{n1}^2 + (c_{k1} + 2c_7 k_f c_6 \omega_{n1} \sin \theta_{n1}) Q_{n1} + c_7 k_f (c_6 \omega_{n1} \sin \theta_{n1})^2 - c_{k2} = 0 \quad (3.47)$$

$$-c_7 k_r Q_{n1}^2 + (c_{k1} - 2c_7 k_r c_6 \omega_{n1} \sin \theta_{n1}) Q_{n1} - c_7 k_r (c_6 \omega_{n1} \sin \theta_{n1})^2 - c_{k2} = 0 \quad (3.48)$$

As vazões intermediárias Q_{n2} e Q_{n3} são calculadas da mesma forma, apenas atualizando θ e ω nas equações (3.47) e (3.48) pelos respectivos valores de cada estágio intermediário.

A vazão no passo de tempo $n + 1$ também é determinada pelas equações (3.47) ou (3.48), de acordo com o sentido do fluxo, mas utilizando os valores de θ_{n+1} e ω_{n+1} .

No trabalho de Tran (2015), foram estabelecidas cinco fases para análise do fechamento da válvula de retenção: fechamento sob fluxo direto (Caso 1); fechamento sob fluxo reverso inicial (Caso 2); fechamento sob fluxo reverso tardio (Caso 3); reabertura sob fluxo direto (Caso 4); e reabertura sob fluxo reverso (Caso 5).

Para este trabalho, foram considerados apenas os casos 1, 2 e 3, pois existem restrições no modelo e de dados para avaliar a reabertura da válvula de retenção. A equação (3.47) determina o cálculo da vazão para os casos 1 e 2; e a equação (3.48) determina o cálculo da vazão para o caso 3.

Tran (2015) diferencia “fluxo reverso inicial” e “fluxo reverso tardio” a partir da magnitude da velocidade do centro do disco em relação ao eixo horizontal V_{dx} [LT^{-1}], que é positiva quando o disco está fechando, e negativa quando está abrindo. A válvula fecha sob fluxo reverso inicial quando $|V_f| < V_{dx}$. O valor de V_{dx} é determinado pela equação (3.49).

$$V_{dx} = L_c \omega \sin \theta \quad (3.49)$$

Neste trabalho, o termo “fluxo direto” é utilizado para englobar os casos 1 e 2, dado que as equações do modelo se aplicam de forma idêntica a ambos. Por sua vez, a expressão “fluxo reverso” refere-se especificamente ao caso 3, correspondente ao regime de fluxo reverso tardio.

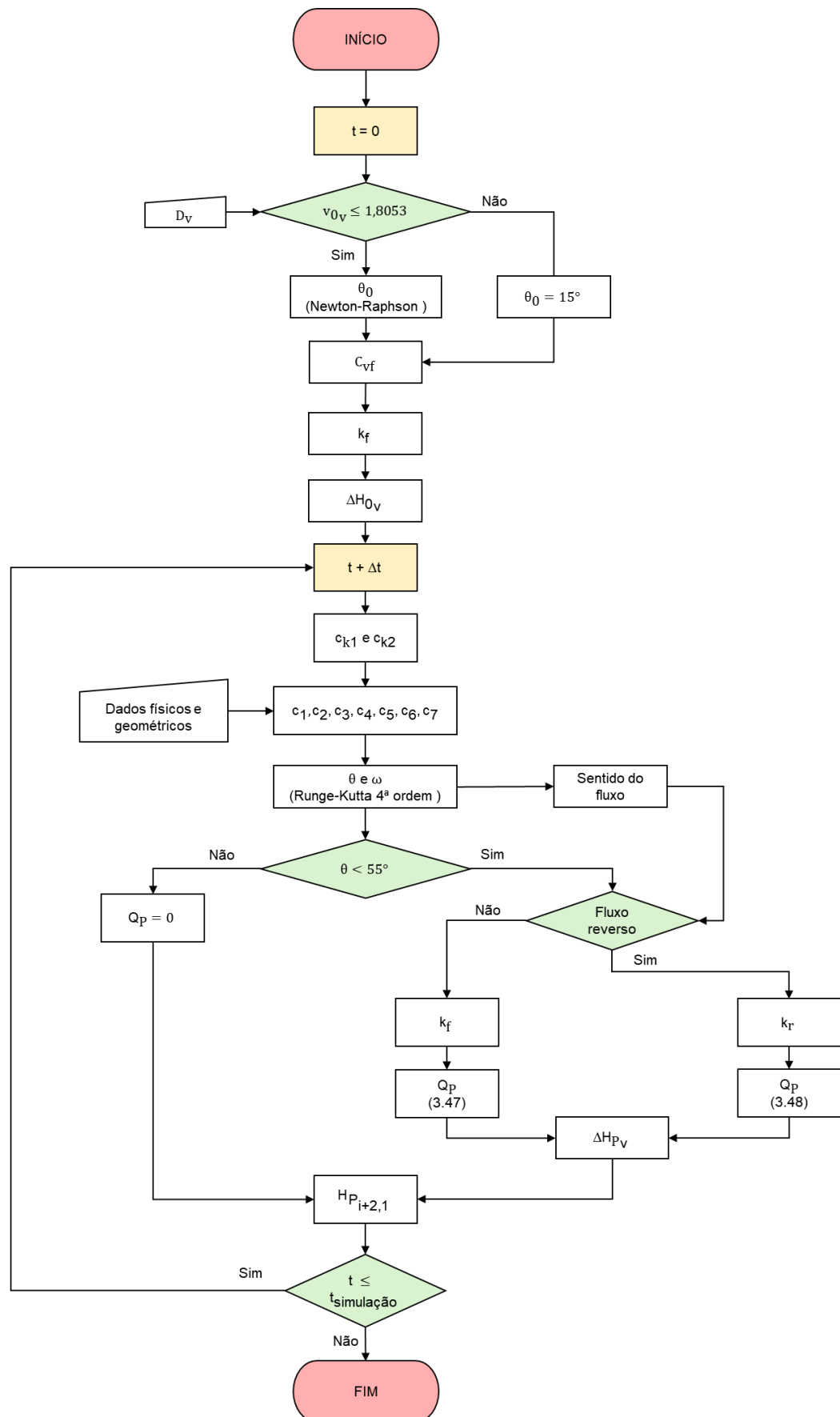
A perda de carga na válvula de retenção é calculada pela equação (3.50), para fluxo direto; e equação (3.51), para fluxo reverso.

$$H_{P_{i+1,n+1}} - H_{P_{i+2,1}} = c_7 k_f (Q_{P_v} + c_6 \omega \sin \theta)^2 \quad (3.50)$$

$$H_{P_{i+2,1}} - H_{P_{i+1,n+1}} = c_7 k_r (Q_{P_v} + c_6 \omega \sin \theta)^2 \quad (3.51)$$

O fluxograma da figura 15 sintetiza a implementação computacional do modelo de fechamento da válvula de retenção de Tran (2015). O fechamento da válvula de retenção é determinado pelo ângulo de inclinação.

Figura 15 - Fluxograma do modelo de fechamento da válvula de retenção de Tran (2015)

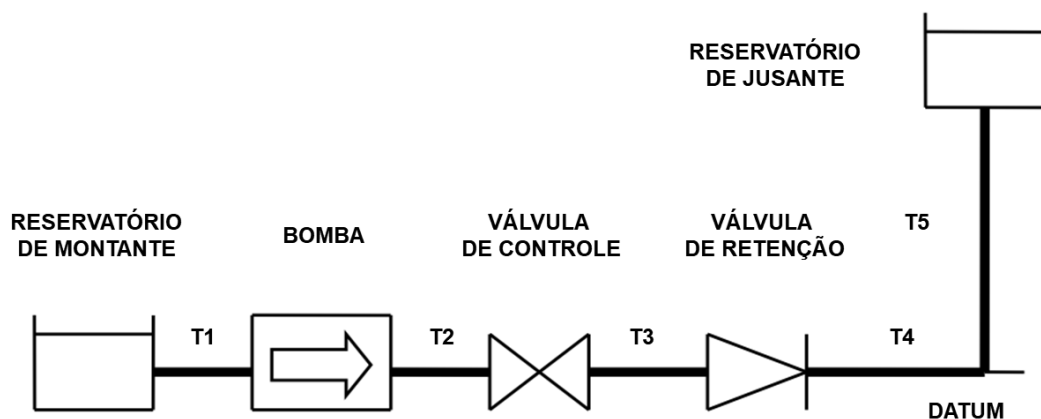


Fonte: Elaborado pelo Autor.

3.2 Aplicação dos Modelos de Fechamento da Válvula de Retenção

Tran (2015) elaborou um esquemático de sistema hidráulico (figura 16) baseado no experimento de Li e Liou (2003), destinado à aplicação prática do modelo desenvolvido, fornecendo parte dos parâmetros essenciais para sua reprodução. Contudo, alguns dos dados referentes à bomba e à válvula de controle não foram incluídos, limitando a descrição completa do sistema.

Figura 16 – Esquema hidráulico de Tran (2015)



Fonte: Adaptado de Tran (2015).

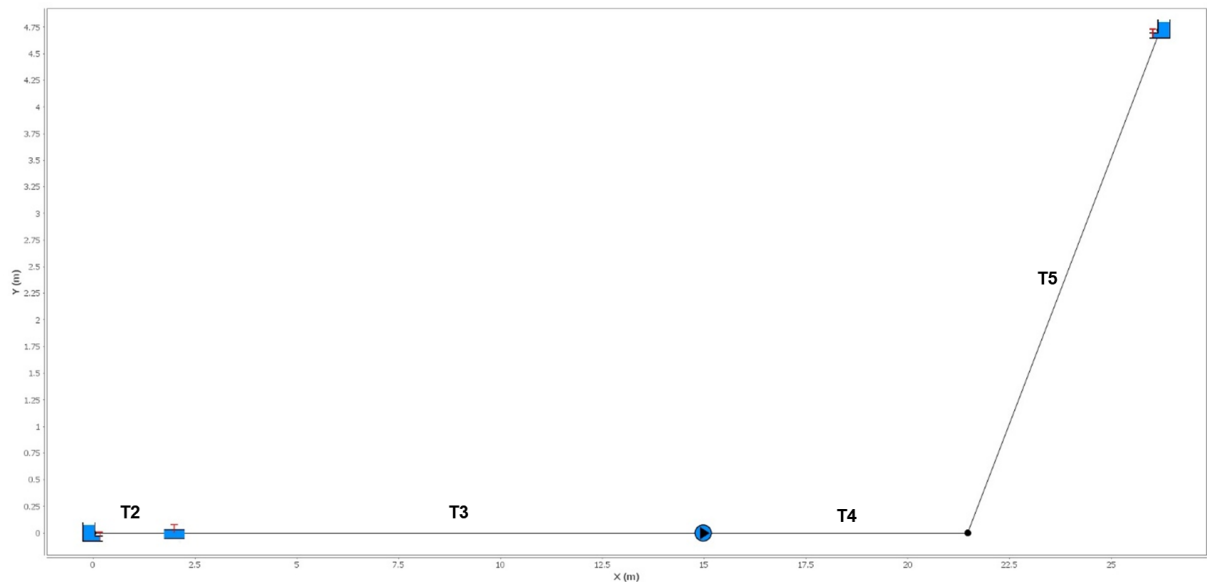
Os três modelos numéricos desenvolvidos e apresentados na seção anterior foram aplicados a esse arranjo hidráulico e comparados entre si e com os resultados do trabalho de Tran (2015). Foram analisadas duas situações causadoras do transitório hidráulico: fechamento da válvula de controle; e desligamento da bomba. A perda de carga inicial na válvula de retenção foi aproximadamente a mesma, para os três modelos. Os detalhes das simulações serão apresentados a seguir.

3.2.1 Modelagem do Transitório Hidráulico Provocado pelo Fechamento da Válvula de Controle

A configuração da figura 16 foi implementada no software UFC7 (figura 17). Visando mitigar as incertezas associadas aos parâmetros de operação da bomba, optou-se por uma simplificação do sistema para a modelagem do transitório hidráulico decorrente do fechamento da válvula de controle. Nessa abordagem, a bomba foi substituída por um reservatório de

montante, cuja carga piezométrica e vazão inicial foram ajustadas de modo a reproduzir a mesma condição de regime permanente considerada por Tran (2015). O sentido do escoamento é da esquerda para direita.

Figura 17 – Esquema hidráulico de Tran (2015) no UFC7, para simulação do fechamento da válvula de controle



Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Os comprimentos dos trechos e as cotas altimétricas adotados seguiram os mesmos valores considerados por Tran (2015), conforme apresentado na Tabela 3.

Tabela 3 - Dados de entrada do esquema hidráulico de Tran (2015) no UFC7 (fechamento da válvula de controle)

Vazão inicial (m ³ /s)	Carga Reservatório (m)		Comprimento Trechos (m)			
	Montante	Jusante	T2	T3	T4	T5
0,139	6,02	5,58	2,00	12,99	6,48	4,72

Fonte: Adaptado de Tran (2015).

Em suas análises, Tran (2015) considerou a utilização de uma tubulação de aço DN 300 mm (DI = 303 mm) e uma válvula de retenção de mesmo diâmetro nominal. A celeridade da onda de pressão foi fixada em 1.353 m/s ao longo de toda a análise do transiente.

Neste trabalho, a fim de se obter um diâmetro interno aproximado ao utilizado por Tran (2015), adotou-se uma tubulação de aço Schedule 40 DN 324 (DI = 303,3 mm, rugosidade = 0,045 mm, espessura = 10,3 mm, Módulo de elasticidade = 206 Gpa, Coeficiente de Poisson = 0,27). Os parâmetros de entrada no programa UFC7 foram cuidadosamente selecionados para

assegurar uma celeridade inicial próxima de 1.353 m/s (valor calculado de 1.304,79 m/s) e um fator de atrito de 0,01464, de modo a reproduzir o mesmo regime de escoamento permanente considerado no estudo de referência (velocidade inicial de 1,93 m/s e mesma perda de carga). Foi adotada uma discretização espacial inicial correspondente a 1/10 do comprimento do menor trecho.

No caso de fechamento da válvula de controle a montante da válvula de retenção, o modelo de fechamento dinâmico não convergiu para o fechamento, divergindo do comportamento observado em Tran (2015). O modelo apresenta uma oscilação cíclica de vazão e o torque resultante não é suficiente para promover o fechamento do disco.

Diante disso, propõe-se um critério alternativo de fechamento da válvula de retenção, baseado na dinâmica física do problema. Quando a vazão na fronteira a jusante da válvula de controle muda de negativa para positiva, a hipótese é que o gradiente de pressão sobre o disco da válvula de retenção se inverte, criando uma condição favorável ao fechamento. Esse instante foi adotado como critério de fechamento, sobrepondo-se ao critério do ângulo de abertura da válvula de retenção.

3.2.1.1 Condição de Contorno da Válvula de Controle

O programa UFC7 já dispunha de uma condição de contorno para simular o fechamento de uma válvula de controle posicionada na extremidade de uma tubulação. No entanto, no arranjo hidráulico proposto por Tran (2015), a válvula de controle está localizada entre dois trechos de tubo. Por esse motivo, foi necessário desenvolver uma nova condição de contorno que representasse adequadamente essa configuração.

Para isso, aproveitou-se a estrutura existente da condição de contorno original, realizando-se as adaptações necessárias para representar a válvula de controle como uma válvula intermediária. Essas adaptações incluíram a consideração de uma perda de carga localizada na válvula e as implicações associadas à sua posição intermediária no sistema.

O ponto de partida foi o cálculo da perda de carga inicial ΔH_{0_v} através da válvula, com base na equação (3.22). Os parâmetros de entrada utilizados foram o coeficiente de perda de carga localizada $k_{0_v} = 1$, e o diâmetro da válvula, de 300 mm.

O modelo de fechamento adotado para a válvula de controle intermediária seguiu os mesmos princípios do modelo de válvula de retenção com velocidade reversa, descrito na seção 3.1.2.

O coeficiente C_v foi calculado conforme equação 2.32. A vazão através da válvula foi determinada utilizando as equações (3.12), para o fluxo direto; e (3.16), para o fluxo reverso. A perda de carga através da válvula, ΔH_{pv} , foi calculada com base na equação (3.7).

O valor de τ é atualizado a cada passo de tempo, conforme um modelo linearizado expresso pela equação (3.52). A formulação considera como parâmetros de entrada o instante inicial do fechamento da válvula (t_0) e o tempo total de fechamento ($t_{fechamento}$), permitindo representar a evolução temporal do processo de fechamento ao longo da tubulação.

$$\text{Se } t_0 \leq t_{atual} \leq t_{fechamento} \rightarrow \tau = \left(1 - \frac{t_{atual} - t_0}{t_{fechamento}}\right)^2 \quad (3.52)$$

Se $t_{atual} \leq t_0 \rightarrow \tau = 1$ (válvula completamente aberta)

Se $t_{atual} > t_{fechamento} \rightarrow \tau = 0$ (válvula completamente fechada)

Nessa equação, t_0 representa o tempo de início do fechamento de válvula de controle; e $t_{fechamento}$ é o tempo total de fechamento da válvula. Nas simulações desse trabalho, adotou-se $t_0 = 0$, ou seja, o fechamento da válvula se inicia simultaneamente ao início da simulação. O valor de $t_{fechamento}$ utilizado foi de 0,08s, o mesmo empregado por Tran (2015).

O valor de τ da equação (3.52) é limitado a 0. Assim, quando $t_{atual} > t_{fechamento}$, impõe-se $\tau = 0$.

3.2.1.2 Comparação com os Resultados de Tran (2015) – Fechamento da Válvula de Controle

A partir da aplicação dos três modelos de fechamento da válvula de retenção desenvolvidos neste trabalho, foram analisadas a variação da vazão e a variação da pressão na válvula de retenção ao longo do tempo de simulação.

Os resultados obtidos foram representados graficamente e comparados quantitativamente com os dados apresentados por Tran (2015). Para viabilizar essa comparação, os dados de variação da velocidade e do ângulo de abertura da válvula (θ) obtidos por Tran (2015) foram ajustados por meio de regressões polinomiais, utilizando o tempo como variável independente, resultando nas equações (3.53) e (3.54).

A equação (3.53) representa uma aproximação do comportamento da velocidade em função do tempo $V_f(t)$, válida para $t \leq 0,41543$, que corresponde ao tempo de fechamento da válvula de retenção no trabalho de Tran (2015).

$$V_f(t) = 923,66417t^5 - 1122,710644t^4 + 512,773240t^3 - 107,571935t^2 + 3,493944t + 1,922967 \quad (3.53)$$

A equação (3.54), por sua vez, fornece uma aproximação para o ângulo de abertura da válvula $\theta(t)$, em função do tempo.

$$\theta(t) = 1496,372602t^6 - 1628,661715t^5 + 623,265205t^4 - 89,146703t^3 + 6,116752t^2 - 0,170341t + 0,262464 \quad (3.54)$$

Para a avaliação da implementação do fechamento dinâmico no UFC7, substituiu-se o método de Runge-Kutta de 4ª ordem pela equação (3.54), e as equações (3.47) e (3.48) pela expressão da vazão obtida a partir da equação (3.53), ou seja, $Q(t) = V_f(t) \cdot A_{vr}$, sendo A_{vr} a área da válvula. Com essas substituições, foi possível reproduzir os mesmos resultados apresentados por Tran (2015), exclusivamente para viabilizar a comparação com os resultados simulados neste trabalho.

Essa abordagem não é uma validação do modelo de fechamento dinâmico, mas possibilitou uma verificação interna do modelo de cálculo de pressão, isolando a variável de interesse (pressão) por meio da reprodução da variação da vazão e do ângulo de abertura a partir das equações polinomiais ajustadas. A aderência dos resultados de pressão nesse teste indica que a divergência do modelo dinâmico está localizada no cálculo da vazão e do ângulo de abertura, e não no modelo de propagação de pressão.

3.2.2 Modelagem do Transitório Hidráulico Provocado pelo Desligamento de uma Bomba

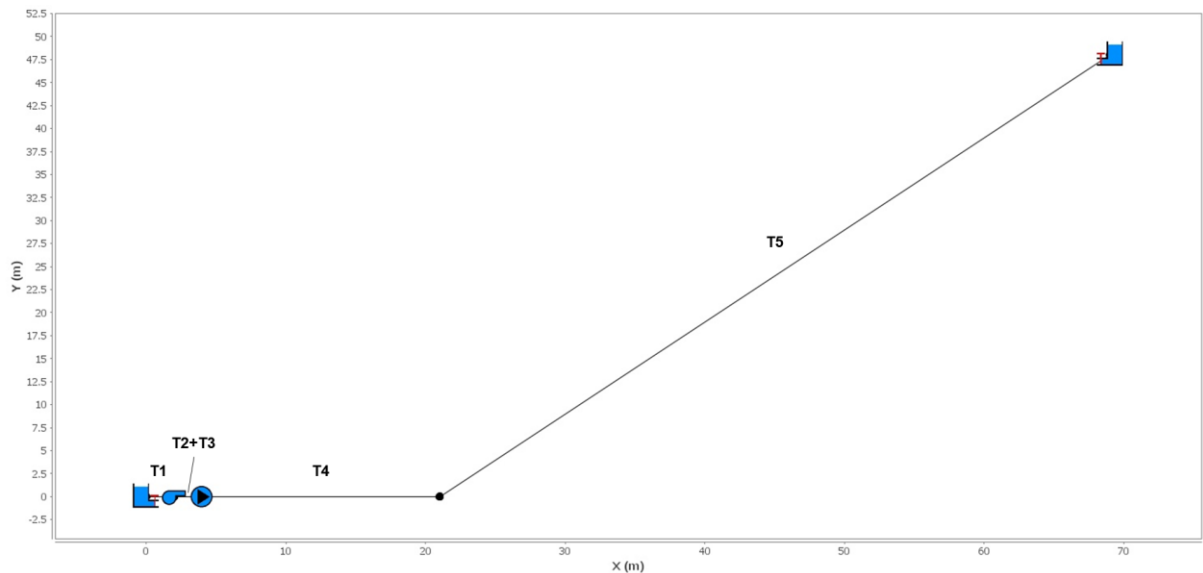
Semelhante ao procedimento adotado na simulação do fechamento da válvula de controle intermediária, o arranjo hidráulico representado na Figura 16 foi implementado no software UFC7, conforme ilustrado na Figura 18. Nesta configuração, a válvula de controle foi suprimida e os tubos T2 e T3 foram integrados em um único trecho, tendo em vista que o objetivo principal desta análise é investigar o comportamento da válvula de retenção durante o transitório hidráulico decorrente do desligamento da bomba.

Os comprimentos dos trechos e as cotas altimétricas adotados seguiram os valores considerados por Tran (2015), conforme apresentado na Tabela 4.

Tran (2015) considerou a utilização de tubulação de ferro dúctil DN 300 mm (DI = 325 mm), bem como uma válvula de retenção de disco inclinado também DN 300 mm, com

momento de inércia de 0,4 kg·m². A celeridade da onda de pressão foi fixada em 1.031 m/s ao longo de toda a análise do transiente.

Figura 18 – Esquema hidráulico de Tran (2015) no UFC7, para simulação do desligamento da bomba



Fonte: Elaborado pelo Autor (2025).

Tabela 4 - Dados de entrada do esquema hidráulico de Tran (2015) no UFC7 (desligamento da bomba)

Vazão inicial (m³/s)	Carga Reservatório (m)		Comprimento Trechos (m)			
	Montante	Jusante	T1	T2+T3	T4	T5
0,1927	10,00	53,00	2,00	2,00	17,00	48,00

Fonte: Elaborado pelo Autor.

A bomba utilizada no referido estudo foi do modelo KSB Etanorm R 200-500, operando a uma velocidade de rotação de 1.450 rpm, com momento de inércia estimado em 3,6 kg·m². Para fins de replicação da condição hidráulica no UFC7, foram estabelecidos uma eficiência global de 65%, uma altura manométrica de 44,291 m, e vazão de 192,7 L/s, garantindo um regime de escoamento equivalente ao do estudo de base, caracterizado por uma velocidade inicial de 2,56 m/s e perdas de carga equivalentes.

Tran (2015) utilizou tubo de ferro fundido com diâmetro interno de 325 mm e informou o valor de celeridade de 1031 m/s. Nesta pesquisa, adotou-se tubulação de Ferro Fundido K7 DN 300 mm, com diâmetro interno de 309,6 mm, rugosidade de 0,10 mm, espessura de parede de 5,7 mm, Módulo de Elasticidade de 172 GPa e Coeficiente de Poisson de 0,28 (celeridade

calculada de 1.158,25 m/s). Foi adotada uma discretização espacial inicial correspondente a 1/5 do comprimento do menor trecho.

No caso de parada da bomba, o fechamento da válvula de retenção é determinado pela posição do ângulo, calculado a cada passo de tempo, até o valor que representa o fechamento completo da válvula. A partir desse instante, foi adotado o critério de que o escoamento na bomba cessará quando a vazão nesse dispositivo mudar de sentido, de negativa para positiva.

3.2.2.1 Comparação com os Resultados de Tran (2015) – Desligamento da Bomba

A partir da aplicação dos três modelos propostos para o fechamento da válvula de retenção, desenvolvidos no presente trabalho, procedeu-se à análise da variação temporal das variáveis de interesse, notadamente a vazão e a pressão na região da válvula. Os resultados simulados foram representados graficamente e comparados, de forma quantitativa, com os dados obtidos por Tran (2015), com o intuito de verificar a consistência das modelagens adotadas.

Com o objetivo de realizar um teste de verificação da pressão e viabilizar a comparação com os resultados apresentados por Tran (2015), os dados referentes à variação da velocidade do escoamento e do ângulo de abertura da válvula de retenção foram ajustados por meio de regressão polinomial, considerando o tempo como variável independente. A equação (3.55) resultante deste ajuste constitui uma aproximação do comportamento da velocidade ao longo do tempo.

$$V_f(t) = 11,129056t^5 - 27,647420t^4 + 25,209198t^3 - 10,665450t^2 - 1,298459t + 2,560727 \quad (3.55)$$

A equação (3.56), por sua vez, fornece uma aproximação para o ângulo de abertura da válvula $\theta(t)$, em função do tempo.

$$\theta(t) = -3,50376t^5 + 5,92144t^4 - 1,55086t^3 - 0,23099t^2 + 0,07766t + 0,25905 \quad (3.56)$$

Visando à avaliação da implementação realizada no software UFC7, as equações (3.47) e (3.48) foram substituídas pela expressão da vazão obtida a partir da equação ajustada (3.55), conforme $Q(t) = V_f(t) \cdot A_{vr}$. Essa substituição possibilitou uma aproximação suficientemente

representativa dos resultados de vazão apresentados por Tran (2015), permitindo a comparação com os resultados obtidos por meio dos modelos implementados.

Essa abordagem não é uma validação do modelo de fechamento dinâmico, mas possibilitou uma verificação interna do modelo de cálculo de pressão, isolando a variável de interesse (pressão) por meio da reprodução da variação da vazão e do ângulo de abertura a partir das equações polinomiais ajustadas. A aderência dos resultados de pressão nesse teste indica que o modelo de propagação de pressão está consistente com os resultados de Tran (2015), quando a variação da vazão é reproduzida de forma representativa.

3.3 Aplicação do Método da Cavitação com Vazios e Amortecimento de Ondas (CMVWD)

Após uma análise preliminar dos resultados obtidos com o modelo de Tran (2015), verificou-se que a aplicação do Método das Características (MOC), conforme implementado no software UFC7, apresentou divergências significativas em relação aos valores de referência. Foram observadas discrepâncias na amplitude e no amortecimento das oscilações de pressão e vazão entre os resultados simulados e os valores estimados por meio das equações (3.53) e (3.55). Diante disso, investigou-se a aderência dos resultados ao modelo CMVWD implementado no UFC7, desenvolvido por Paiva (2023), que incorpora efeitos de cavitação distribuída e atrito variável de forma mais representativa do escoamento transiente, apresentando maior convergência em relação aos valores de referência quando comparado ao MOC.

A adoção do CMVWD em substituição ao DVCM (WYLIE; STREETER; SUO, 1993), utilizado por Tran (2015), introduz parâmetros adicionais de incerteza, especificamente a fração de vazios inicial ε_0 e o coeficiente de amortecimento k_3 , para os quais não existem valores universais e cuja determinação depende de calibração. O DVCM, por sua vez, requer apenas os parâmetros já necessários para o MOC clássico, acrescidos da pressão de vapor do líquido, que é um dado físico conhecido e independente de calibração. Contudo, a escolha do CMVWD justifica-se pela maior robustez física do modelo. Essa escolha implica um esforço adicional de calibração em relação ao DVCM e reforça a relevância da análise de sensibilidade de ε_0 e k_3 apresentada a seguir.

A partir desse indicativo, realizou-se uma avaliação aprofundada do desempenho do modelo CMVWD. Os resultados evidenciaram elevada sensibilidade da solução numérica em

relação aos dois parâmetros de entrada: a fração inicial de vazios, ε_0 , e o coeficiente de amortecimento k_3 .

3.3.1 Análise de Sensibilidade de ε_0 e k_3

Com o propósito de avaliar a influência de ε_0 e k_3 sobre a resposta do modelo e compreender seu impacto no comportamento da válvula de retenção durante o transitório hidráulico, conduziu-se uma análise de sensibilidade desses dois parâmetros, utilizando a condição de contorno da válvula de retenção com fechamento dinâmico.

Foram definidos três cenários de análise para cada caso de transitório hidráulico investigado (fechamento da válvula de controle a parada da bomba). No primeiro cenário, a fração de vazios foi mantida nula e constante ($\varepsilon_0 = 0$) e k_3 foi variado no intervalo entre 0 e 0,5. No segundo cenário, k_3 foi mantido constante no valor calculado pela equação (2.84) e ε_0 foi variado no intervalo entre 0 e 0,001. No terceiro cenário, ε_0 foi mantido constante no valor calculado pela equação (2.83) e k_3 foi novamente variado no intervalo entre 0 e 0,5, permitindo avaliar os efeitos conjuntos dos dois parâmetros sobre a resposta do modelo.

3.3.2 Indicadores de Desvio

Para dar mais robustez à análise dos resultados, foram adotados indicadores de desvio para verificar quantitativamente a aderência entre os resultados das modelagens realizadas nesse trabalho, e os resultados obtidos em Tran (2015). Foram aplicados dois indicadores de desvio: Coeficiente de Nash-Sutcliffe (*Nash-Sutcliffe Error* - NSE), conforme equação (3.57); e Erro quadrático médio (*Root Mean Square Error* - RMSE), conforme equação (3.58). Esses indicadores de desvio são bastante difundidos para calibração de modelos numéricos a partir de dados experimentais, como em Saemi *et al.* (2019), Paiva *et al.* (2021) e Sanders Neto (2024).

$$NSE = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - Y_i)^2}{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X}_n)^2} \quad (3.57)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (X_i - Y_i)^2} \quad (3.58)$$

Em que:

X_i = dado experimental em um passo de tempo i ;

Y_i = dado calculado em um passo de tempo i ;

$\bar{X}_n$ = média dos dados experimentais;

n = tamanho da série de dados experimentais;

Os resultados apresentados por Tran (2015) não correspondem a dados experimentais, mas sim a valores provenientes da aplicação de um modelo numérico. Contudo, como esses resultados foram adotados como referência para o presente estudo, conforme discutido anteriormente, os valores fornecidos por Tran (2015) foram atribuídos às variáveis correspondentes aos dados experimentais no cálculo dos indicadores de desvio.

Para a aplicação dos indicadores de desvio nas análises de variação horária da vazão, consideraram-se como “dados experimentais” os valores obtidos a partir das equações (3.53) e (3.55). Por sua vez, na análise da variação horária da carga, os “dados experimentais” foram extraídos diretamente dos gráficos apresentados no artigo de Tran (2015).

Adicionalmente, as séries temporais foram ajustadas para que possuíssem o mesmo número de elementos, sendo utilizados apenas os pares de valores (experimental e numérico) correspondentes a um mesmo passo de tempo.

3.4 Validação da Condição de Contorno Simplificada

O modelo de fechamento dinâmico, por incorporar a equação de movimento do disco da válvula, constitui a formulação de referência para avaliação do modelo simplificado baseado na velocidade reversa, apresentado no tópico 3.1.2. A aproximação entre os resultados de ambos os modelos indica que a simplificação adotada preserva a representatividade física do fenômeno, justificando seu uso nas simulações subsequentes.

A validação propriamente dita do modelo simplificado de fechamento da válvula de retenção ocorreu a partir da comparação com os resultados experimentais de Himr *et al.* (2017), utilizando as métricas NSE e RMSE, além da comparação dos valores de pressão máxima e mínima obtidos.

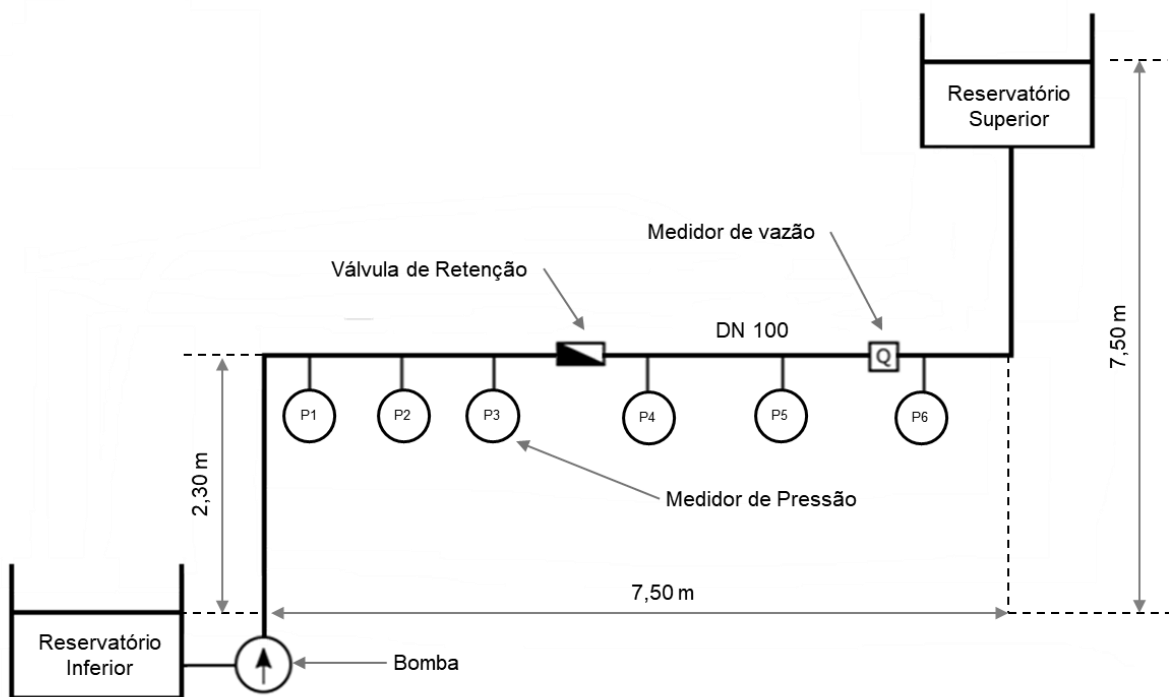
A quantidade de artigos experimentais que analisam o fechamento da válvula de retenção é escassa, sendo ainda mais raros aqueles que fornecem dados suficientes para sua reprodução. Nesse contexto, o experimento de Himr *et al.* (2017) foi o trabalho que melhor se adequou às necessidades desta pesquisa.

3.4.1 Experimento de Himr et al. (2017)

O experimento foi desenvolvido com o objetivo de caracterizar o comportamento dinâmico de uma válvula de retenção do tipo *swing check* (portinhola) DN 100mm durante transitórios hidráulicos causados pela parada da bomba.

O aparato experimental é composto por uma bomba de 1450 rpm, que capta água de um reservatório inferior e recalca por uma tubulação de aço DN 100mm com 17,3 m de comprimento até um reservatório superior, conforme ilustrado na figura 19. A válvula de retenção foi instalada na parte horizontal da tubulação de recalque, a 2,3 m acima do nível do reservatório inferior. A velocidade da bomba foi controlada por inversor de frequência.

Figura 19 – Esquema do aparato experimental de Himr et al. (2017)



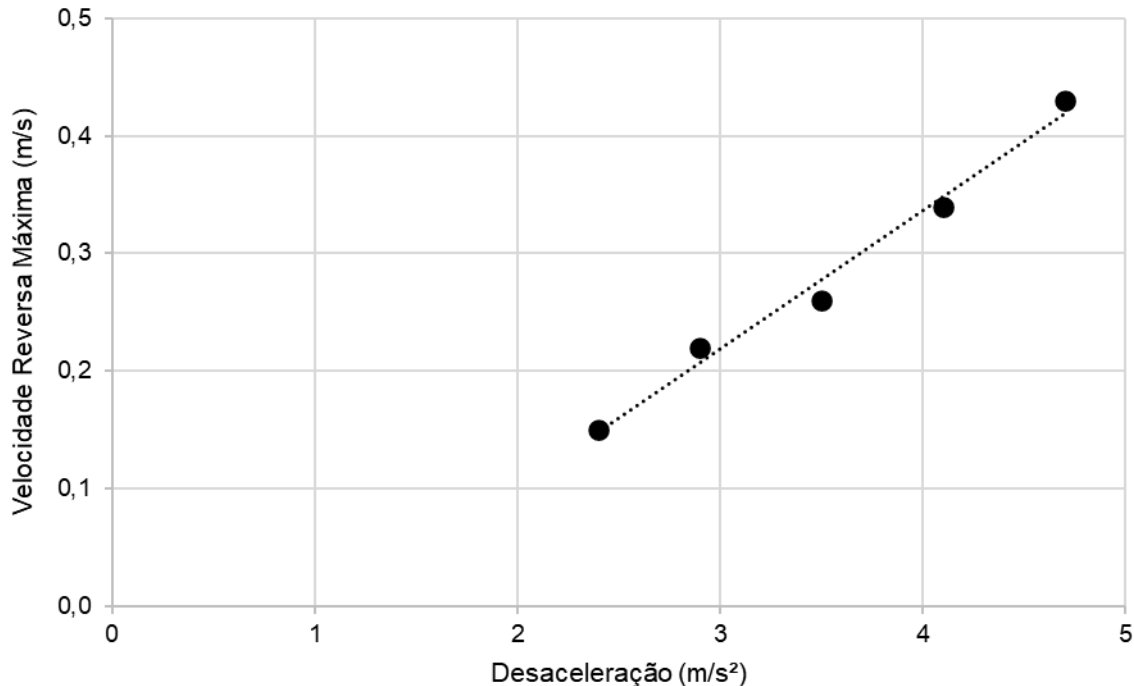
Fonte: Adaptado de Himr et al. (2017).

A bancada contou com seis sensores de pressão, três a montante e três a jusante da válvula de retenção; um medidor eletromagnético de vazão para medição da vazão em regime permanente e um sensor de leitura da velocidade de rotação do eixo da bomba.

Ao todo, cinco condições iniciais de vazão foram ensaiadas: 10, 15, 20, 27 e 30 l/s. Foram determinadas, para cada condição de vazão inicial, a desaceleração do sistema e a

velocidade máxima reversa no instante do fechamento da válvula, compondo uma curva apresentada na figura 20.

Figura 20 – Curva característica obtida a partir do experimento de Himr *et al.* (2017)



Fonte: Adaptado de Himr *et al.* (2017).

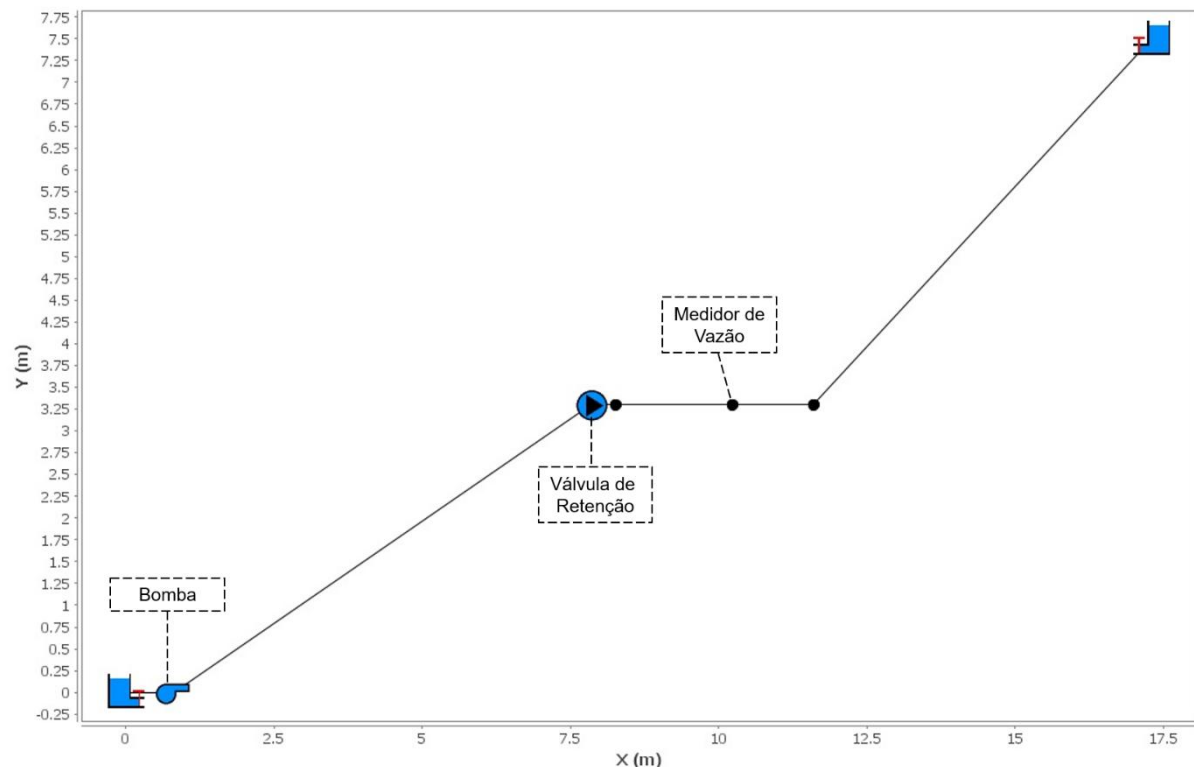
No trabalho de Himr *et al.* (2017) foram apresentados os gráficos de variação da vazão no medidor de vazão, e variação da pressão a montante e a jusante da válvula de retenção, porém apenas para o ensaio com vazão inicial de 15 L/s. Por conta disso, foi simulada apenas essa configuração.

O esquema experimental foi implementado no UFC7 (Figura 21) com base nas cotas e no comprimento total da tubulação, incorporando algumas adaptações inerentes à modelagem no programa, entre elas a simplificação dos sensores de pressão. Incluiu-se uma junção para representar o medidor de vazão, posicionada no local do sensor de pressão P6, a uma distância de 2,38 m a jusante da válvula de retenção. Manteve-se também uma junção na posição do sensor de pressão P4 (0,41 m a jusante da válvula de retenção), enquanto os sensores P1, P2 e P3 foram suprimidos.

Adotou-se tubo de PEAD PN10 DE110mm (DI = 96,8 mm; espessura = 6,6 mm; módulo de elasticidade = 1 GPa; coeficiente de Poisson = 0,50), cuja celeridade de referência, calculada para fração de vazios nula, corresponde a 270,04 m/s. A opção por um material diferente do utilizado no experimento original justifica-se pela forma como o UFC7 determina a celeridade,

a partir de uma lista de materiais cadastrados no programa, cada qual associado aos parâmetros necessários ao cálculo da velocidade da onda. Como o artigo de referência não apresentou um valor de celeridade, esse parâmetro foi estimado indiretamente a partir da frequência de variação da pressão observada nos resultados experimentais, buscando-se, no UFC7, um material cujo comportamento correspondesse a essa característica.

Figura 21 – Esquema hidráulico de Himr *et al.* (2017) no UFC7



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Devido à ausência de valores reportados por Himr *et al.* (2017) para alguns parâmetros de entrada, foi necessária uma calibração exploratória por tentativa e erro dos seguintes parâmetros: momento de inércia da bomba (0,1765 kg.m²), rugosidade da tubulação (1,097 mm), altura manométrica do bombeamento (19,45 m), fração de vazios inicial (0,014), e coeficiente de amortecimento (0,001). O critério de calibração foi a obtenção de uma desaceleração próxima a 2,90 m/s², valor reportado por Himr *et al.* (2017) para a vazão inicial de 15 L/s, e de uma pressão permanente a jusante da válvula de retenção compatível com os resultados do artigo. Uma calibração mais robusta desses parâmetros, embora desejável, foge ao escopo do presente trabalho.

3.4.2 Curva Característica Adimensional

A condição simplificada de fechamento da válvula de retenção requer o conhecimento do instante do fechamento, definido pela velocidade reversa máxima obtida a partir da curva característica. Por essa delimitação, o modelo torna-se dependente de uma curva característica adequada àquela válvula de retenção que está sendo simulada, obtida a partir de ensaios experimentais.

Para superar essa limitação, este trabalho propõe uma metodologia preliminar para generalização de curvas características, baseada na correlação adimensional (THORLEY, 1989) de dados experimentais de diferentes fontes, para uso como dado de entrada no modelo computacional.

Thorley (1989) propôs um conjunto de adimensionais relevantes para a descrição do fenômeno do fechamento da válvula de retenção. Devido à limitação de dados disponíveis e facilidade de aplicação, dois adimensionais se sobressaem: $y^* = V_R/V_o$ e $x^* = (D_v/V_o^2) \cdot dV/dt$.

Foram selecionados três trabalhos com desenvolvimento experimental: Lee *et al.* (2009), Himr *et al.* (2017) e Dokoupil, Himr e Habán (2019). O critério de seleção foi a utilização do mesmo tipo de válvula de retenção, a determinação de curvas características (desaceleração e velocidade reversa), e a possibilidade de determinação do diâmetro da válvula de retenção e da velocidade inicial do escoamento, para adimensionalização dos dados, apresentados na tabela 5.

Os valores de desaceleração foram adimensionalizados no formato x^* e os valores de velocidade reversa foram adimensionalizados no formato y^* , de forma a eliminar o efeito das diferentes condições operacionais entre os conjuntos de dados.

Tabela 5 – Características dos grupos de dados experimentais

Grupo	D_v (m)	V_o (m/s)	n (pontos)
Lee <i>et al.</i> (2009)	0.08	0,895	25
Himr <i>et al.</i> (2017)	0,10	1,91	5
Dokoupil, Himr e Habán (2019)	0,10	6,11	10
Total	-	-	40

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

O modelo de regressão adotado foi do tipo potência, com passagem forçada pela origem, no formato $y^* = a \cdot x^{*b}$. A escolha do modelo de potência em detrimento de outros tipos de ajustes (polinomial, logarítmica, exponencial) é justificada por duas razões: em primeiro lugar, o modelo passa pela origem, o que é fisicamente consistente: na ausência de desaceleração, não há velocidade reversa; em segundo, os modelos polinomiais, embora apresentem R^2 ligeiramente superior nos dados disponíveis, podem assumir valores negativos fora do intervalo dos dados, o que é fisicamente inconsistente.

Os parâmetros a e b foram estimados pelo método dos mínimos quadrados não lineares. A qualidade do ajuste foi avaliada pelo coeficiente de determinação R^2 (equação 3.59) e pela raiz do erro quadrático médio (RMSE) (equação 3.58), porém usando denominador $(n - 2)$, para restrição dos graus de liberdade dos dois parâmetros ajustados.

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y^*_i - \hat{y}^*_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y^*_i - \bar{y}^*)^2} \quad (3.59)$$

Em que:

y^*_i = dados observados;

$\hat{y}^*_i$ = dados ajustados;

$\bar{y}^*$ = média dos dados observados.

A equação obtida com a correlação adimensional, as curvas características de Himr *et al.* (2017), Lee *et al.* (2009) e a curva de Ballun (2007) foram utilizadas como parâmetro de entrada do modelo. Os resultados das simulações foram comparados com os dados de vazão obtidos por Himr *et al.* (2017), utilizando as métricas de desvio NSE (equação 3.57) e RMSE (equação 3.58), e as pressões máximas e mínimas.

4 RESULTADOS

A primeira parte do trabalho concentrou-se na aplicação das três condições de contorno de válvula de retenção (fechamento imediato, modelo com velocidade reversa, e fechamento dinâmico) aos arranjos hidráulicos apresentados por Tran (2015), nos quais o transitório hidráulico foi provocado pelo fechamento de uma válvula de controle, e pelo desligamento de uma bomba.

4.1 Comparativo entre as Condições de Contorno da Válvula de Retenção

São apresentados inicialmente os resultados utilizando como base de cálculo o Método das Características (MOC) e o Método da Cavitação com Vazios e Amortecimento de Ondas (CMVWD), utilizando fração de vazios inicial ε_0 e coeficiente de amortecimento k_3 nulos.

4.1.1 Transiente Provocado pelo Fechamento de Válvula de Controle

Nesta seção são apresentados os resultados para o caso de transitório hidráulico provocado pelo fechamento da válvula de controle. Os resultados foram divididos em 4 tópicos contemplando as análises da variação da vazão e da carga hidráulica a jusante da válvula de retenção, com o MOC e com o CMVWD.

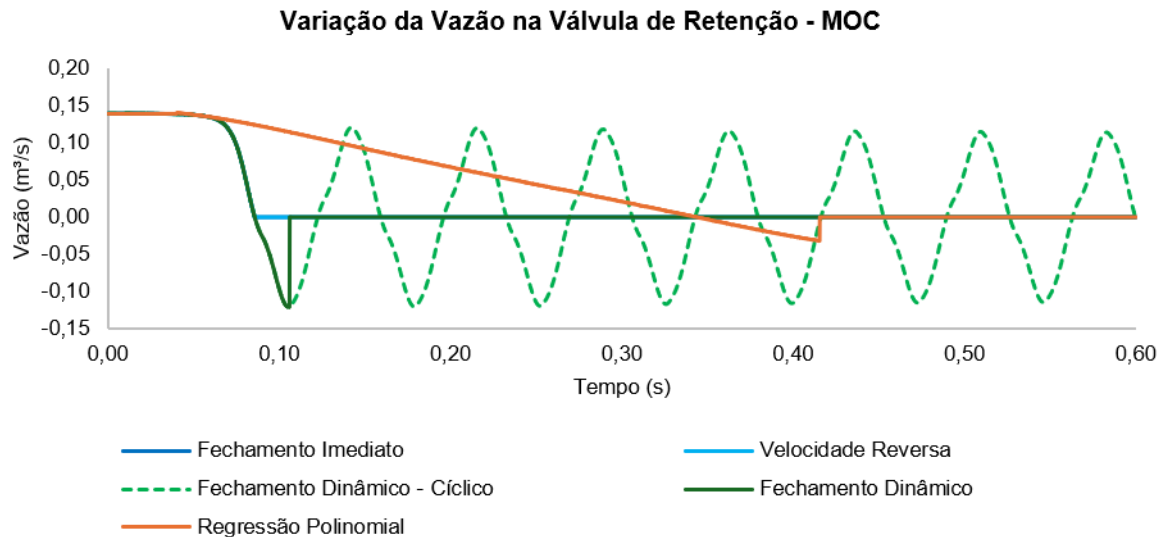
4.1.1.1 Vazão na Válvula de Retenção - Fechamento de Válvula de Controle - MOC

No Gráfico 2 é apresentado o comparativo da variação da vazão na válvula de retenção, provocada pelo fechamento da válvula de controle do arranjo hidráulico de Tran (2015), utilizando como base de cálculo o MOC. Foi adotado um tempo de simulação de 0,60s, e um passo de tempo computacional de 0,00015s. O resultado obtido por Tran (2015) é representado pela curva resultante da regressão polinomial.

A variação temporal da vazão na válvula de retenção foi idêntica para as três condições de contorno até o instante da mudança de sentido do escoamento. A partir daí, para a condição de contorno com fechamento imediato, a válvula de retenção fechou e a vazão tornou-se nula, no tempo $t = 0,08578s$; para a condição de velocidade reversa, a desaceleração do fluxo calculada esteve fora do intervalo da curva dinâmica da válvula de retenção do tipo disco

inclinado (*Tilting-Disk Check Valve - TDCV*), conforme figura 7. Sendo assim, como imposição do modelo, não houve fluxo reverso.

Gráfico 2 - Variação da vazão na válvula de retenção - fechamento da válvula de controle - MOC – Tran (2015)



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Para a condição de contorno de fechamento dinâmico, o modelo não convergiu para o fechamento da válvula de retenção. A vazão permaneceu em um ciclo de alternância entre fluxo direto e fluxo reverso, como mostra a curva tracejada do gráfico (denominada de “Fechamento Dinâmico – Cíclico”), sem que o torque resultante fosse suficiente para promover o fechamento do disco.

Por esse motivo, foi proposto o critério alternativo para o fechamento da válvula de retenção baseado na mudança de sentido da vazão na fronteira da válvula de controle. A hipótese é que o gradiente de pressão sobre o disco cria uma condição favorável ao fechamento e esse instante é adotado como critério de fechamento da válvula de retenção. A curva obtida com esse critério alternativo é apresentada no gráfico 2 como “Fechamento Dinâmico”. Neste caso, o fechamento ocorreu no tempo $t = 0,1061$ s, sob uma velocidade reversa de $-1,65$ m/s (vazão = $-0,1205$ m³/s).

Os resultados das três condições de contorno divergiram consideravelmente da variação da vazão obtida por Tran (2015), aqui representada pela curva resultante da aplicação da regressão polinomial. No cenário de referência, a válvula de retenção fechou no tempo $t = 0,4155$ s, sob uma velocidade reversa de $-0,437$ m/s (vazão = $-0,0319$ m³/s).

Na Tabela 6 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE das três condições de contorno em relação à regressão polinomial (resultados do artigo). Os valores de NSE obtidos foram 0,1952 para as condições de fechamento imediato e velocidade reversa, e -0,0569 para o fechamento dinâmico, indicando um ajuste pouco satisfatório do modelo em relação aos resultados numéricos de Tran (2015). O valor negativo de NSE obtido para a condição de fechamento dinâmico indica que, nesse cenário, o modelo apresenta desempenho inferior ao de uma previsão constante equivalente à média dos valores de referência de Tran (2015), evidenciando que o modelo não reproduz adequadamente a dinâmica da vazão nessa condição específica.

Tabela 6 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – MOC – Tran (2015)

Condição de Contorno	NSE	RMSE
Fechamento Imediato	0,1952	0,0486
Velocidade Reversa	0,1952	0,0486
Fechamento Dinâmico	-0,0569	0,0557

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na tabela 7 é apresentado um comparativo dos tempos de fechamento da válvula de retenção, do tempo de inversão do fluxo (desde o início da simulação), e da velocidade reversa no instante do fechamento. Um modelo aderente reproduz o tempo de fechamento e a velocidade reversa com pouca diferença em relação aos valores de referência. Como o tempo de inversão do escoamento reflete, sobretudo, a intensidade da desaceleração, um erro pequeno nesse tempo indica que o modelo reproduz corretamente o início do escoamento reverso.

Tabela 7 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – fechamento da válvula de controle – MOC – Tran (2015)

Condição de contorno	Tempo de fechamento		Tempo de inversão da vazão		Velocidade reversa máxima	
	Valor (s)	Erro (%)	Valor (s)	Erro (%)	Valor (m/s)	Erro (%)
Regressão Polinomial	0,4155	-	0,3436	-	-0,4372	-
Fechamento Imediato	0,0858	-79%	0,0858	-75%	0,00	-100%
Velocidade Reversa	0,0858	-79%	0,0858	-75%	0,00	-100%
Fechamento Dinâmico	0,1061	-74%	0,0858	-75%	-1,6523	278%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

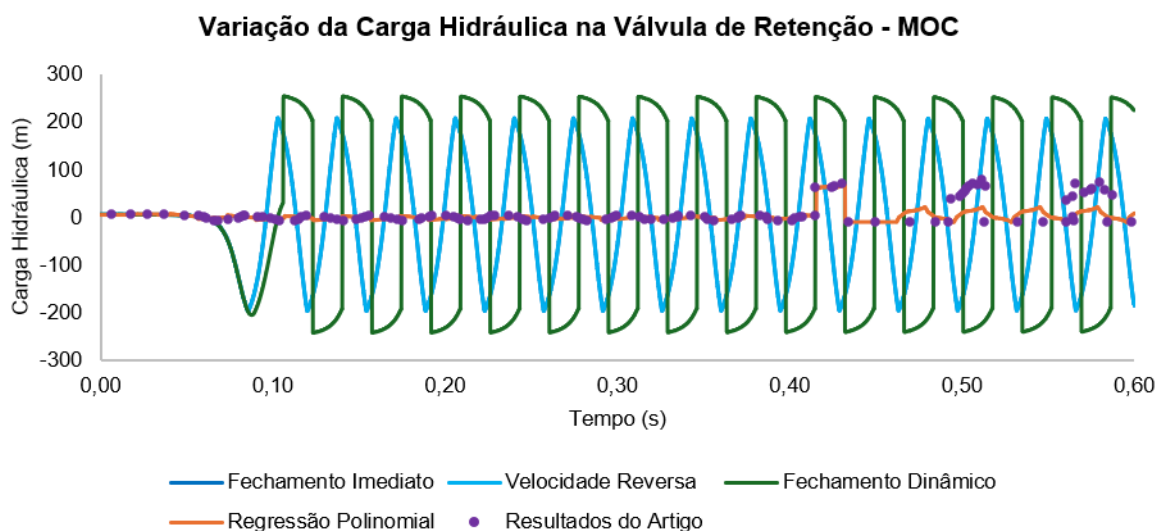
A desaceleração do escoamento nas simulações com o MOC foi consideravelmente mais intensa do que a obtida por Tran (2015), o que antecipou a mudança de sentido do escoamento em relação ao observado no artigo. Como consequência, a magnitude do escoamento reverso na condição de contorno de fechamento dinâmico também foi bem superior à obtida pelo autor.

4.1.1.2 Carga Hidráulica na Válvula de Retenção - Fechamento de Válvula de Controle - MOC

No gráfico 3 é apresentado o comparativo da variação da carga hidráulica imediatamente a jusante da válvula de retenção, provocada pelo fechamento da válvula de controle do arranjo hidráulico de Tran (2015), utilizando como base de cálculo o MOC. Como a cota altimétrica é zero, a carga hidráulica corresponde também à pressão. Para o MOC não há restrição para pressões negativas inferiores à pressão de vapor.

Considerando que a válvula de controle está localizada a montante da válvula de retenção, a primeira onda transitória que se propaga em direção à válvula de retenção é uma onda de subpressão.

Gráfico 3 - Variação da carga na válvula de retenção - fechamento da válvula de controle - MOC – Tran (2015)



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

A curva indicada como “Regressão Polinomial” representa apenas o teste de verificação da consistência do cálculo da pressão a partir do modelo CMVWD para uma fração de vazios inicial, $\varepsilon_0 = 0$; e o coeficiente de amortecimento $k_3 = 0$ (não é uma condição de contorno proposta neste trabalho). Também foram plotados os resultados extraídos diretamente dos

gráficos do trabalho de Tran (2015), indicando uma boa aderência do cálculo da pressão quando essa variável é isolada.

A variação da pressão verificada nas três condições de contorno foi bem discrepante do resultado de Tran (2015), sobretudo pelos valores negativos extremos (cerca de -200 mca), ultrapassando o limite físico da pressão de vapor. Para os casos em que não houve fluxo reverso, o fechamento da válvula de retenção não provocou uma alteração no regime de pressão. As sobrepressões e subpressões verificadas foram regidas pela dinâmica imposta pelo fechamento da válvula de controle.

Na Tabela 8 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE das três condições de contorno e da regressão polinomial em relação aos resultados do artigo. Tanto os valores negativos do NSE, quanto os altos valores do RMSE, evidenciam que a variação da pressão nas três condições de contorno foi muito distante dos resultados do artigo de Tran (2015).

Tabela 8 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – MOC – Tran (2015)

Condição de Contorno	NSE	RMSE
Regressão Polinomial	0,2731	19,1451
Fechamento Imediato	-42,0363	147,3144
Velocidade Reversa	-42,0299	147,3033
Fechamento Dinâmico	-92,7194	217,3913

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na tabela 9 é apresentado um comparativo das pressões máximas e mínimas observadas com a aplicação de cada uma das condições de contorno e do teste de verificação da pressão (regressão polinomial). Essa comparação quantitativa se limitou aos primeiros picos de sobrepressão e subpressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção e evidencia a considerável discrepância dos resultados, quando utilizado o MOC como modelo de cálculo.

Tabela 9 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – fechamento da válvula de controle – MOC – Tran (2015)

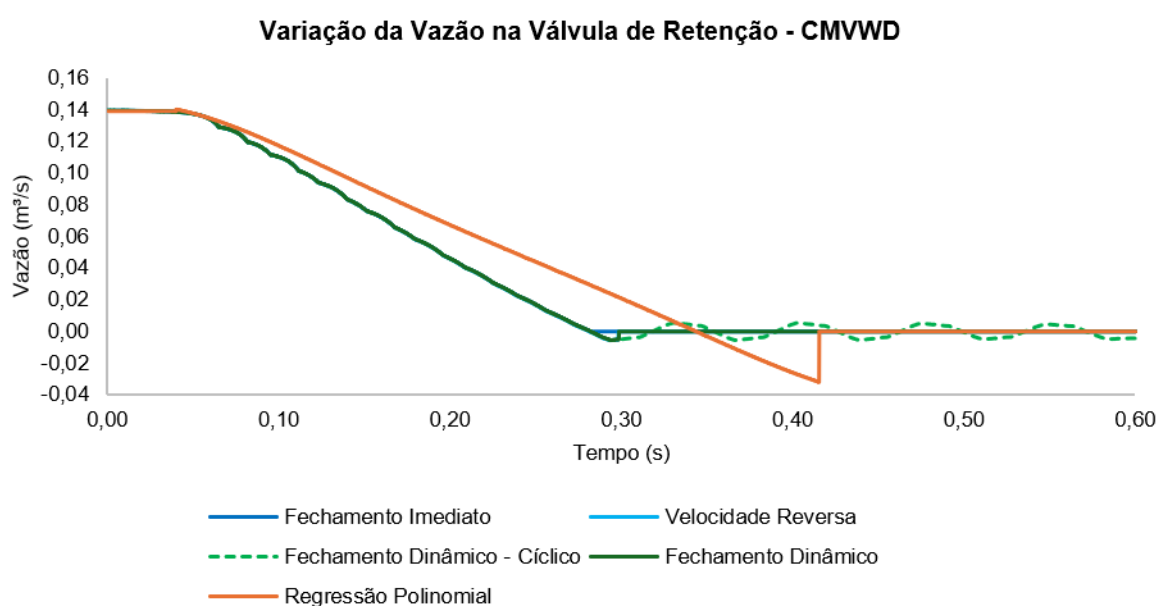
Condição de contorno	Pressão máxima		Pressão mínima	
	Valor (mca)	Erro (%)	Valor (mca)	Erro (%)
Resultados do artigo	70,12	-	-10	-
Regressão Polinomial	67,20	-4%	-10	0%
Fechamento Imediato	208,40	197%	-197,17	1859%
Velocidade Reversa	208,54	197%	-197,14	1858%
Fechamento Dinâmico	254,02	262%	-242,76	2311%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

4.1.1.3 Vazão na Válvula de Retenção - Fechamento de Válvula de Controle – CMVWD

No gráfico 4 é apresentado o comparativo da variação da vazão na válvula de retenção, provocada pelo fechamento da válvula de controle do arranjo hidráulico de Tran (2015), utilizando como base de cálculo o CMVWD, com tempo de simulação de 0,60s e passo de tempo computacional de 0,000152s. A fração de vazios inicial foi $\varepsilon_0 = 0$ e o coeficiente de amortecimento, $k_3 = 0$.

Gráfico 4 - Variação da vazão na válvula de retenção - fechamento da válvula de controle - CMVWD – Tran (2015)



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na Tabela 10 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE das três condições de contorno em relação à regressão polinomial (resultados do artigo). Os indicadores foram muito próximos entre si e melhores que os resultados do MOC, pois a mudança de sentido do escoamento ocorreu em um tempo mais próximo. A condição de contorno de fechamento imediato apresentou resultados ligeiramente melhores, apesar de não promover fluxo reverso.

Assim como na aplicação do MOC (gráfico 2), a variação da vazão simulada pelas três condições de contorno foi a mesma até o instante em que a vazão muda de sentido. A partir daí, para a condição de contorno com fechamento imediato, a válvula de retenção fechou e a vazão tornou-se nula, no tempo $t = 0,2822s$.

Tabela 10 - Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – CMVWD – Tran (2015)

Condição de Contorno	NSE	RMSE
Fechamento Imediato	0,9308	0,0142
Velocidade Reversa	0,9278	0,0145
Fechamento Dinâmico	0,9289	0,0144

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Para a válvula de retenção com velocidade reversa, a condição de contorno determinou, a partir da curva característica para a TDCV, que a velocidade reversa máxima é de 0,115 m/s. Esse seria, portanto, o critério de fechamento da válvula de retenção. Entretanto o bloqueio de fluxo na válvula de controle impede a evolução do escoamento reverso através da válvula de retenção de atingir essa magnitude de velocidade. Verifica-se um comportamento cíclico da vazão, alternando entre fluxo direto e fluxo reverso, sem atingir ao critério de fechamento imposto pela condição de contorno.

Nesse caso, foi adotado o critério de fechamento da válvula de retenção imposto pela mudança de sentido da vazão na fronteira da válvula de controle. A válvula de retenção fechou no instante $t = 0,2983s$, sob velocidade reversa de $-0,0698 \text{ m/s}$ (vazão = $-0,0051 \text{ m}^3/s$).

O mesmo ocorreu com a válvula de retenção da condição de fechamento dinâmico. O Comportamento cíclico da vazão é apresentado no gráfico 4 pela curva tracejada (denominada de “Fechamento Dinâmico – Cíclico”), mas foi imposto o fechamento da válvula de retenção pelo novo critério estabelecido (curva “Fechamento Dinâmico”, do Gráfico 4), no tempo $t = 0,2986s$, sob velocidade reversa de $-0,069 \text{ m/s}$ (vazão = $-0,005 \text{ m}^3/s$), valores muito próximos da condição de contorno de velocidade reversa.

Na tabela 11 é apresentado um comparativo dos tempos de fechamento da válvula de retenção, do tempo de inversão do fluxo (desde o início da simulação), e da velocidade reversa no instante do fechamento.

Tabela 11 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – fechamento da válvula de controle – CMVWD – Tran (2015)

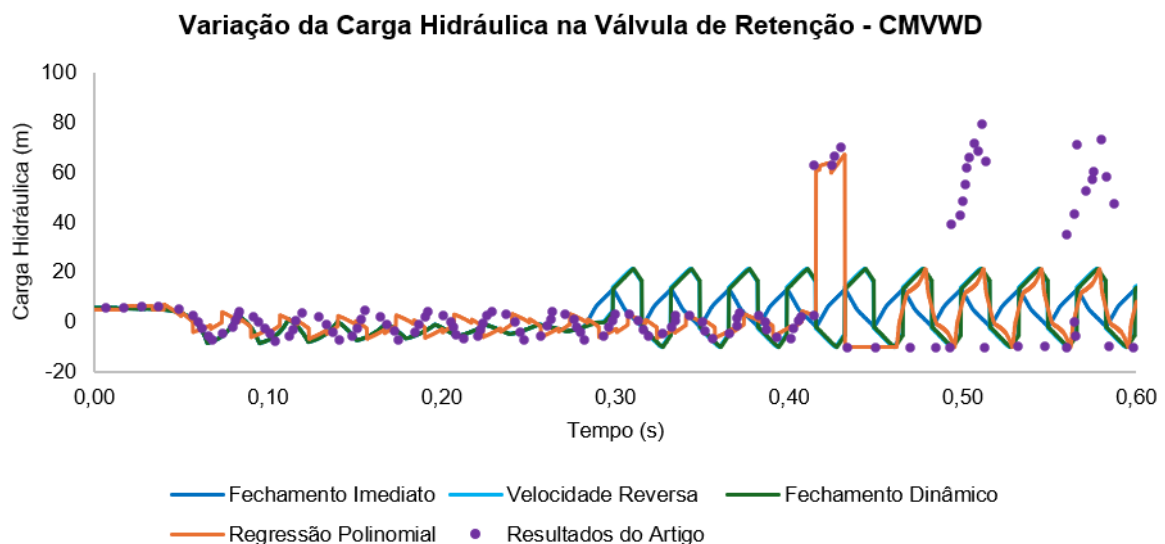
Condição de contorno	Tempo de fechamento		Tempo de inversão da vazão		Velocidade reversa máxima	
	Valor (s)	Erro (%)	Valor (s)	Erro (%)	Valor (m/s)	Erro (%)
Regressão Polinomial	0,4155	-	0,3436	-	-0,4372	-
Fechamento Imediato	0,2822	-32%	0,2822	-18%	0,00	-100%
Velocidade Reversa	0,2983	-28%	0,2815	-18%	-0,0698	-84%
Fechamento Dinâmico	0,2986	-28%	0,2821	-18%	-0,0690	-84%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

4.1.1.4 Carga Hidráulica na Válvula de Retenção - Fechamento de Válvula de Controle – CMVWD

No gráfico 5 é apresentado o comparativo da variação da carga hidráulica imediatamente a jusante da válvula de retenção, provocada pelo fechamento da válvula de controle do arranjo hidráulico de Tran (2015), utilizando como base de cálculo o CMVWD ($\varepsilon_0 = 0$, $k_3 = 0$). Como a cota altimétrica é zero, a carga hidráulica corresponde também à pressão.

Gráfico 5 - Variação da carga na válvula de retenção - fechamento da válvula de controle - CMVWD - Tran (2015)



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na Tabela 12 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE das três condições de contorno e da regressão polinomial (teste de pressão) em relação aos

resultados do artigo. Os indicadores apresentam melhores resultados quando se compara a aplicação do CMVWD com o MOC. A condição de fechamento dinâmico apresentou indicadores ligeiramente piores em relação às demais, porém o comportamento da variação da pressão foi quase idêntico ao da condição de velocidade reversa, reflexo da adoção do critério alternativo de fechamento, que promoveu condições de fechamento similares em ambos os casos. Isso indica que a avaliação da qualidade das condições de contorno não deve se restringir a essas métricas.

Tabela 12 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – CMVWD – Tran (2015)

Condição de Contorno	NSE	RMSE
Regressão Polinomial	0,2731	19,1451
Fechamento Imediato	0,0705	20,4566
Velocidade Reversa	0,0203	21,0025
Fechamento Dinâmico	-0,0414	21,6528

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

O comportamento da variação da pressão foi idêntico entre as três condições de contorno até o momento da mudança do sentido do fluxo. Em Tran (2015), o fechamento da válvula de retenção em $t = 0,4155s$ gerou um primeiro surto de pressão com pico em torno de 70 mca, reproduzido pelo teste de pressão com erro de 4% (regressão polinomial, 67,20 mca). Após esse pico, é atingida a pressão de vapor e, em seguida, um segundo pico de pressão maior que o primeiro, que não foi reproduzido neste trabalho. Os indicadores desfavoráveis da regressão polinomial decorrem justamente do comportamento após esse primeiro pico.

A partir do instante em que ocorre a mudança de sentido do escoamento, as curvas de pressão apresentaram comportamentos distintos. A condição de fechamento imediato gerou um pico de pressão de 13,15 mca em $t = 0,2988s$, não imediato ao fechamento da válvula, que ocorreu em $t = 0,2822s$, resultado da variação prévia de pressão, consistente com a velocidade reversa nula no instante de fechamento. A condição de velocidade reversa gerou um pico imediato de 13,79 mca, com crescimento gradativo até 21,37 mca em $t = 0,31s$, seguido de subpressão que atinge a pressão de vapor. A condição de fechamento dinâmico apresentou comportamento similar, com pico imediato de 13,10 mca, crescimento até 21,19 mca e decaimento até a pressão de vapor.

Na Tabela 13 é apresentado o comparativo das pressões máximas e mínimas para cada condição de contorno, limitado aos primeiros picos de sobrepressão e subpressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção. Uma vez que o fechamento para as condições de

velocidade reversa e fechamento dinâmico ocorreu sob velocidade reversa inferior à de Tran (2015), os picos de sobrepressão foram menores. Para esses casos, o fechamento se deu a partir do critério de mudança do sentido do escoamento na fronteira a jusante da válvula de controle.

Tabela 13 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – fechamento da válvula de controle – CMVWD – Tran (2015)

Condição de contorno	Pressão máxima		Pressão mínima	
	Valor (mca)	Erro (%)	Valor (mca)	Erro (%)
Resultados do artigo	70,12	-	-10	-
Regressão Polinomial	67,20	-4%	-10	0%
Fechamento Imediato	13,15	-81%	-1,96	-80%
Velocidade Reversa	21,37	-70%	-10	0%
Fechamento Dinâmico	21,19	-70%	-10	0%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

A consistência física do critério alternativo de fechamento da válvula de retenção foi verificada por meio da comparação entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski (Equação 2.50) e a sobrepressão calculada, obtida pela diferença entre o pico imediato de pressão ao fechamento e a pressão antes do fechamento em cada condição de contorno. A tabela 14 apresenta um panorama quantitativo dessa verificação.

Tabela 14 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – CMVWD – Tran (2015)

Condição de contorno	Sobrepressão Joukowski (mca)	Pico de pressão imediato (mca)	Pressão antes do fechamento (mca)	Sobrepressão calculada (mca)	Erro
Resultados do artigo	61,54	62,83	2,69	60,14	2,32%
Regressão Polinomial	57,67	60,46	2,20	58,26	-1,02%
Fechamento Imediato	0,00	-1,81	-1,98	0,17	-100,00%
Velocidade Reversa	9,21	13,79	4,42	9,37	-1,75%
Fechamento Dinâmico	9,10	13,10	3,81	9,29	-2,09%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Para os resultados do artigo, a sobrepressão estimada por Joukowski foi de 61,54 mca, com erro de 2,32% em relação à sobrepressão calculada de 60,14 mca. Esse resultado confirma que a equação de Joukowski é uma estimativa adequada para a sobrepressão decorrente do fechamento da válvula de retenção nesse sistema.

O teste de verificação do modelo de pressão, realizado por meio da regressão polinomial que reproduz a variação de vazão do artigo, apresentou erro de -1,02% em relação à estimativa de Joukowski, demonstrando que o modelo de propagação de pressão implementado está fisicamente consistente, reproduzindo adequadamente a sobrepressão quando a variação de vazão é representada de forma fiel.

Para as condições de contorno de velocidade reversa e fechamento dinâmico, os erros foram de -1,75% e -2,09% respectivamente, inferiores a 3% e compatíveis com os erros observados para a regressão polinomial e para os resultados do artigo. Esses resultados demonstram que a sobrepressão gerada pelo fechamento da válvula de retenção é corretamente reproduzida pelo modelo, independentemente do regime oscilatório preexistente. O efeito das oscilações geradas pelo fechamento anterior da válvula de controle manifesta-se na pressão antes do fechamento da válvula de retenção, e não na magnitude da sobrepressão gerada pelo fechamento em si, o que é fisicamente consistente com o princípio da superposição de ondas.

Para a condição de fechamento imediato, a velocidade reversa no instante de fechamento é nula, resultando em estimativa de Joukowski de 0,00 mca. A sobrepressão calculada de 0,17 mca é praticamente nula e consistente com essa estimativa, confirmando que o pico de pressão observado no gráfico é decorrente do fechamento da válvula de controle e não relacionado ao fechamento da válvula de retenção em si.

De modo geral, os erros inferiores a 3% entre a estimativa analítica de Joukowski e as sobrepressões calculadas para todas as condições de contorno demonstram que, independentemente do critério de fechamento adotado, o modelo de pressão responde corretamente e de forma consistente ao fechamento da válvula de retenção. Isso indica que o critério alternativo de fechamento proposto produz um fechamento em condições físicas válidas, isolando a fonte de divergência em relação a Tran (2015) no instante e na magnitude da velocidade reversa no fechamento, que dependem sobretudo da dinâmica da válvula de controle, e não no modelo de propagação de pressão.

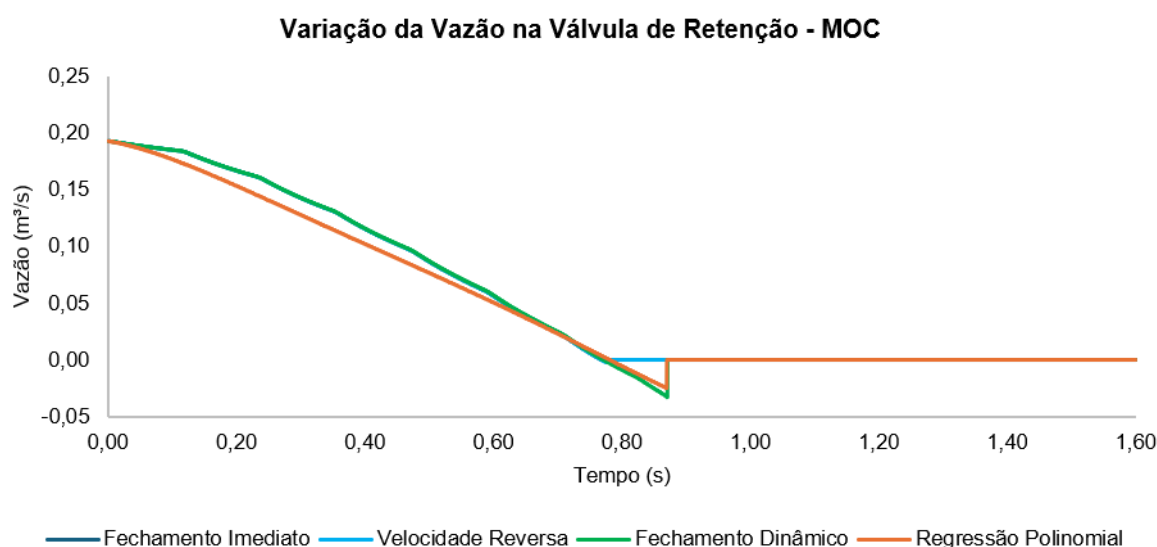
4.1.2 Transiente Provocado pela Parada da Bomba

Nesta seção são apresentados os resultados para o caso de transitório hidráulico provocado pela parada da bomba. Os resultados foram divididos em 4 tópicos contemplando as análises da variação da vazão e da carga hidráulica a jusante da válvula de retenção, com o MOC e com o CMVWD.

4.1.2.1 Vazão na Válvula de Retenção – Parada da Bomba – MOC

No gráfico 6 é apresentado o comparativo da variação da vazão na válvula de retenção, provocada pela parada da bomba do arranjo hidráulico de Tran (2015), utilizando como base de cálculo o MOC. Foi adotado um tempo de simulação de 1,60s, e um passo de tempo computacional de 0,00034s.

Gráfico 6 - Variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba - MOC - Tran (2015)



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

A variação temporal da vazão na válvula de retenção foi idêntica para as três condições de contorno até o instante da mudança de sentido do escoamento. A partir daí, para a condição de contorno com fechamento imediato, a válvula de retenção fechou e vazão tornou-se nula, no tempo $t = 0,768s$.

A válvula de retenção com velocidade reversa fechou no instante $t = 0,7748\text{s}$, quando a velocidade reversa atingiu o valor de $-0,0318\text{ m/s}$ (vazão = $-0,00234\text{ m}^3/\text{s}$), valor determinado a partir da curva característica para a TDCV.

Para a condição de fechamento dinâmico, diferente do que ocorreu no caso de fechamento da válvula de controle, o modelo convergiu para o fechamento da válvula de retenção, que ocorreu no instante $t = 0,871\text{s}$, sob uma velocidade reversa de $-0,453\text{ m/s}$ (vazão de $-0,033\text{ m}^3/\text{s}$). O fechamento da válvula de retenção ocorreu quando o ângulo de abertura calculado pelo modelo numérico atingiu a posição angular correspondente ao fechamento total, conforme critério pré-estabelecido.

A vazão sob fluxo direto, para as três condições de contorno, se manteve bem próxima da variação da vazão obtida por Tran (2015), representada pela curva resultante da aplicação da regressão polinomial. Sob fluxo reverso, a vazão da condição de fechamento dinâmico foi muito aderente e o instante de fechamento coincidiu exatamente com o valor do Tran (2015). No cenário de referência, a válvula de retenção fechou no tempo $t = 0,87\text{s}$, sob velocidade reversa de $-0,343\text{ m/s}$ (vazão de $-0,025\text{ m}^3/\text{s}$).

Na Tabela 15 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE das três condições de contorno em relação à regressão polinomial (resultados do artigo). Os valores de NSE foram bem próximos de 1, indicando que as condições de contorno se aproximaram do comportamento de referência; os valores de RMSE também apontam uma boa aproximação. Dentre as três condições de contorno, a de fechamento dinâmico apresentou um desempenho ligeiramente superior.

Tabela 15 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – desligamento da bomba – MOC – Tran (2015)

Condição de Contorno	NSE	RMSE
Fechamento Imediato	0,9846	0,0082
Velocidade Reversa	0,9846	0,0082
Fechamento Dinâmico	0,9869	0,0075

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na tabela 16 é apresentado um comparativo dos tempos de fechamento da válvula de retenção, do tempo de inversão do fluxo (desde o início da simulação), e da velocidade reversa no instante do fechamento.

Tabela 16 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – parada da bomba – MOC – Tran (2015)

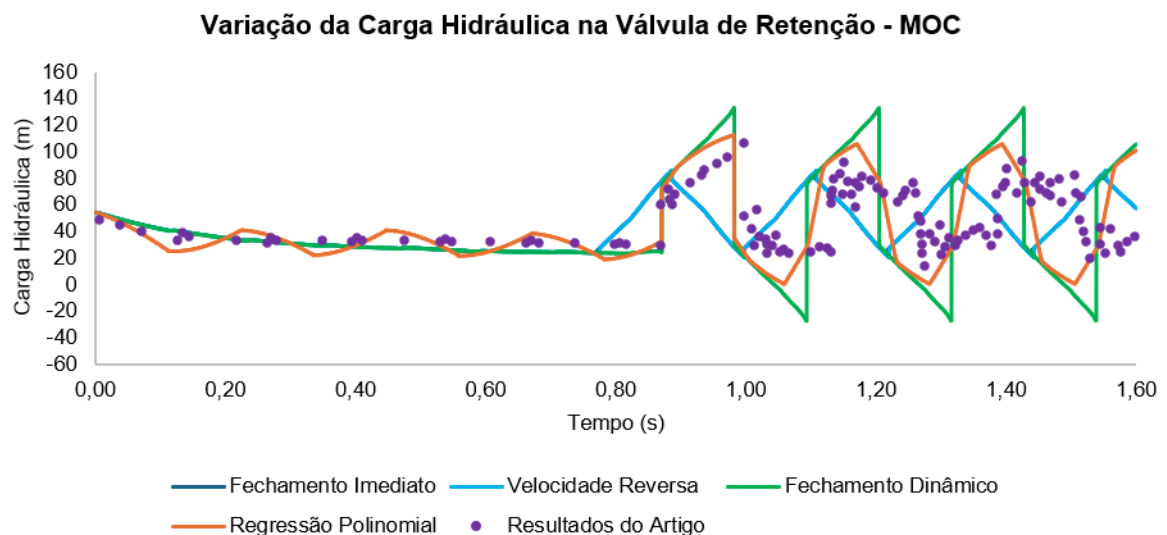
Condição de contorno	Tempo de fechamento		Tempo de inversão da vazão		Velocidade reversa máxima	
	Valor (s)	Erro (%)	Valor (s)	Erro (%)	Valor (m/s)	Erro (%)
Regressão Polinomial	0,8701	-	0,7806	-	-0,3432	-
Fechamento Imediato	0,7680	-12%	0,7680	-2%	0,00	-100%
Velocidade Reversa	0,7752	-11%	0,7680	-2%	-0,0318	-91%
Fechamento Dinâmico	0,8711	0%	0,7711	-1%	-0,4528	32%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

4.1.2.2 Carga Hidráulica na Válvula de Retenção – Parada da Bomba – MOC

No gráfico 7 é apresentado o comparativo da variação da carga imediatamente a jusante da válvula de retenção, provocada pela parada da bomba do arranjo hidráulico de Tran (2015), utilizando como base de cálculo o MOC. Como a cota altimétrica é zero, a carga hidráulica corresponde também à pressão. Para o MOC não há restrição para pressões negativas inferiores à pressão de vapor.

Gráfico 7 - Variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba - MOC - Tran (2015)



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

A curva indicada como “Regressão Polinomial” representa apenas o teste de verificação da consistência do cálculo da pressão a partir do modelo CMVWD para uma fração de vazios inicial, $\varepsilon_0 = 0$; e o coeficiente de amortecimento $k_3 = 0$ (não é uma condição de contorno

proposta neste trabalho). Também foram plotados os resultados extraídos diretamente dos gráficos do trabalho de Tran (2015), indicando uma boa aderência do cálculo da pressão quando essa variável é isolada.

As variações da pressão verificadas nas condições de contorno de fechamento imediato e velocidade reversa foram muito próximas entre si, mas não se aproximaram dos resultados de Tran (2015). Para esses casos, em que não houve fluxo reverso (mesmo na condição de velocidade reversa, o escoamento reverso não se desenvolveu), o fechamento da válvula de retenção não provocou uma alteração no regime de pressão. As sobrepressões e subpressões verificadas foram resultantes da dinâmica imposta pela parada da bomba.

A variação da pressão na condição de fechamento dinâmico se aproximou bastante dos resultados do artigo, em termos temporais e de magnitude do primeiro pico de sobrepressão decorrente do fechamento. No entanto, os resultados a partir daí foram bem divergentes, sobretudo nas subpressões que chegaram a valores de -40 mca.

Na Tabela 17 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE das três condições de contorno e da regressão polinomial em relação aos resultados do artigo. Tanto os valores negativos do NSE, quanto os altos valores do RMSE, indicam que não há uma boa aderência dos resultados, porém essas métricas não podem ser admitidas como único critério de avaliação da qualidade do modelo. Essa discussão será mais desenvolvida na seção 4.1.2.4.

Tabela 17 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – desligamento da bomba – MOC – Tran (2015)

Condição de Contorno	NSE	RMSE
Regressão	-0,9237	32,9442
Fechamento Imediato	-0,5115	22,0666
Velocidade Reversa	-0,5115	22,0665
Fechamento Dinâmico	-5,3139	45,0998

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na tabela 18 é apresentado um comparativo das pressões máximas e mínimas observadas com a aplicação de cada uma das condições de contorno e do teste de verificação da pressão (regressão polinomial). Essa comparação quantitativa se limitou aos primeiros picos de sobrepressão e subpressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção.

Tabela 18 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – parada da bomba – MOC – Tran (2015)

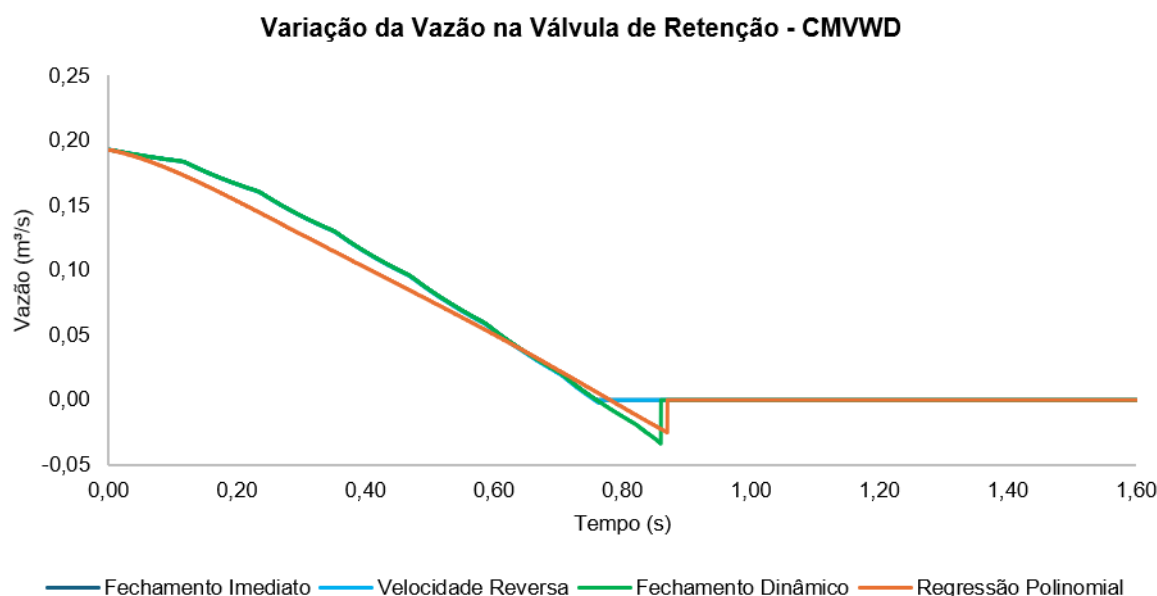
Condição de contorno	Pressão máxima		Pressão mínima	
	Valor (mca)	Erro (%)	Valor (mca)	Erro (%)
Resultados do artigo	106,68	-	23	-
Regressão Polinomial	112,40	5%	0,35	-98%
Fechamento Imediato	82,27	-23%	23,73	1%
Velocidade Reversa	85,88	-19%	20,12	-14%
Fechamento Dinâmico	132,81	24%	-27,55	-217%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

4.1.2.3 Vazão na Válvula de Retenção – Parada da Bomba – CMVWD

No gráfico 8 é apresentado o comparativo da variação da vazão na válvula de retenção, provocada pela parada da bomba do arranjo hidráulico de Tran (2015), utilizando como base de cálculo o CMVWD, com tempo de simulação de 1,60s e passo de tempo computacional de 0,000347s. A fração de vazios inicial foi $\varepsilon_0 = 0$ e o coeficiente de amortecimento, $k_3 = 0$.

Gráfico 8 - Variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba - CMVWD – Tran (2015)



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na Tabela 19 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE das três condições de contorno em relação à regressão polinomial (resultados do artigo). Os valores de NSE foram bem próximos de 1, indicando que as condições de contorno se aproximaram do comportamento de referência; os valores de RMSE também apontam uma boa

aproximação. Dentre as três condições de contorno, a de fechamento dinâmico apresentou um desempenho ligeiramente superior.

Tabela 19 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – desligamento da bomba – CMVWD – Tran (2015)

Condição de Contorno	NSE	RMSE
Fechamento Imediato	0,9868	0,0076
Velocidade Reversa	0,9871	0,0075
Fechamento Dinâmico	0,9879	0,0072

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Assim como na aplicação do MOC (gráfico 6), a variação a vazão simulada pelas três condições de contorno foi a mesma até o instante em que a vazão muda de sentido. A partir daí, para a condição de contorno com fechamento imediato, a válvula de retenção fechou e vazão tornou-se nula, no tempo $t = 0,7598s$.

A válvula de retenção com velocidade reversa fechou no instante $t = 0,764s$, quando a velocidade reversa atingiu o valor de $-0,03265 \text{ m/s}$ (vazão $= -0,0024 \text{ m}^3/\text{s}$), valor determinado a partir da curva característica para a TDCV.

Para a condição de fechamento dinâmico, o fechamento da válvula de retenção ocorreu no tempo $t = 0,86s$, sob uma velocidade reversa de $-0,461 \text{ m/s}$ (vazão de $-0,0337 \text{ m}^3/\text{s}$). O fechamento da válvula de retenção ocorreu quando o ângulo de abertura calculado pelo modelo numérico atingiu a posição angular correspondente ao fechamento total, conforme critério pré-estabelecido.

A vazão sob fluxo direto, para as três condições de contorno, se manteve bem próxima da variação da vazão obtida por Tran (2015), representada pela curva resultante da aplicação da regressão polinomial. Sob fluxo reverso, a vazão da condição de fechamento dinâmico foi muito aderente e o instante de fechamento ocorreu bem próximo ao de Tran (2015), mas a velocidade reversa máxima foi maior. No cenário de referência, a válvula de retenção fechou no tempo $t = 0,87s$, sob velocidade reversa de $-0,343 \text{ m/s}$ (vazão de $-0,025 \text{ m}^3/\text{s}$).

Na tabela 20 é apresentado um comparativo dos tempos de fechamento da válvula de retenção, do tempo de inversão do fluxo (desde o início da simulação), e da velocidade reversa no instante do fechamento.

Tabela 20 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – parada da bomba – CMVWD – Tran (2015)

Condição de contorno	Tempo de fechamento		Tempo de inversão da vazão		Velocidade reversa máxima	
	Valor (s)	Erro (%)	Valor (s)	Erro (%)	Valor (m/s)	Erro (%)
Regressão Polinomial	0,8701	-	0,7806	-	-0,3432	-
Fechamento Imediato	0,7598	-13%	0,7598	-3%	0,00	-100%
Velocidade Reversa	0,7640	-12%	0,7567	-3%	-0,0327	-90%
Fechamento Dinâmico	0,8601	-1%	0,7598	-3%	-0,4614	34%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

A diferença de 34% na velocidade reversa máxima no instante de fechamento, na condição de fechamento dinâmico, pode ser atribuída a dois fatores: às oscilações de pressão e vazão presentes no sistema no momento do fechamento, que influenciam a evolução do ângulo de abertura calculado pelo modelo dinâmico e dependem diretamente da condição de contorno da bomba; e à diferença na celeridade da onda de pressão entre os dois modelos, sendo a celeridade adotada neste trabalho superior à de Tran (2015), o que altera a velocidade de propagação das ondas e consequentemente a dinâmica do fechamento.

A divergência entre os resultados das condições de contorno de velocidade reversa e fechamento dinâmico está associada à curva característica utilizada como parâmetro de entrada, que determina o critério de fechamento da válvula de retenção a partir da velocidade reversa máxima.

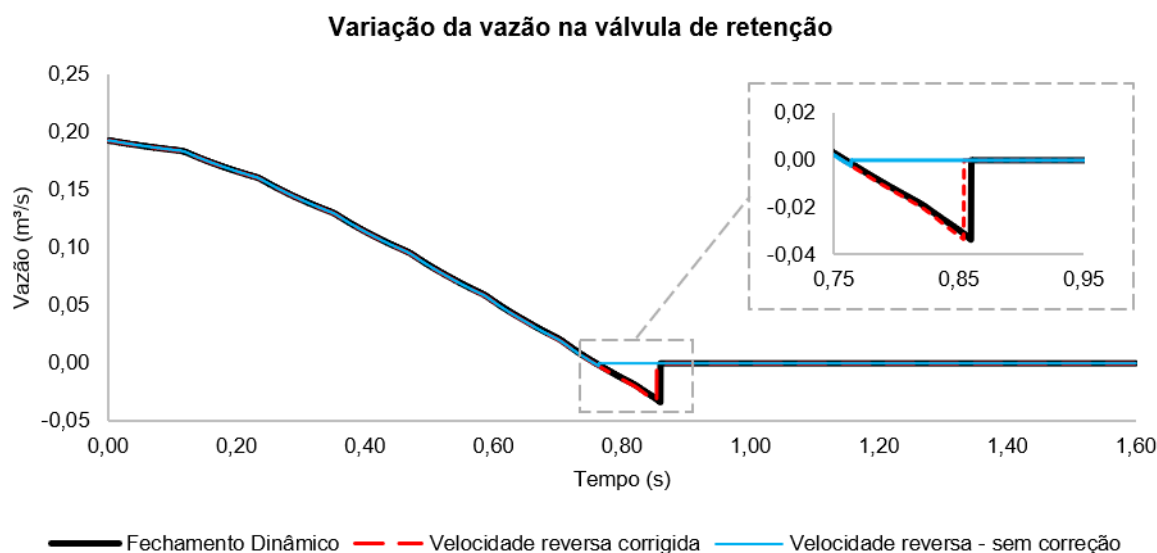
Nesta aplicação, foi utilizada uma curva característica obtida a partir de ensaios com uma válvula de retenção TDCV de tamanho diferente e sob condições operacionais diferentes (BALLUN, 2007), e os resultados mostraram que a utilização dessa curva não representa adequadamente esse sistema.

Com o objetivo de verificar que a divergência entre as duas condições de contorno está na curva característica de entrada e não no modelo, foi proposta uma expressão para correção da velocidade reversa obtida pela curva característica original: $V_{R_Corrigida} = V_{R_VR} \cdot Kcoef \cdot \left[(D_v/V_o^2) \cdot dV/dt \right]^{-1}$, em que V_{R_VR} é a velocidade reversa obtida pela curva característica original e o termo entre colchetes corresponde ao adimensional x^* proposto por Thorley (1989).

A estrutura da expressão foi motivada pelo adimensional x^* , que captura as condições operacionais do sistema, corrigindo a velocidade reversa em função dessas condições. O valor de $Kcoef = 2,15$ foi determinado por tentativa e erro para este caso específico. No gráfico 9 é

apresentado o comparativo entre os resultados da condição de velocidade reversa com e sem a correção e da condição de fechamento dinâmico.

Gráfico 9 - Efeito do coeficiente de correção na curva característica sobre a variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba – CMVWD – Tran (2015)



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Os resultados demonstram que, ao utilizar uma curva característica compatível com o comportamento dinâmico da válvula simulada, a condição de contorno de velocidade reversa reproduz adequadamente os resultados da condição de fechamento dinâmico, confirmando que a principal fonte de divergência entre as duas condições de contorno é a curva característica de entrada e não o modelo em si. Contudo, a generalização da expressão de correção para outros tipos de válvula e condições operacionais não foi verificada, o que limita sua aplicação e constitui uma direção para investigação futura.

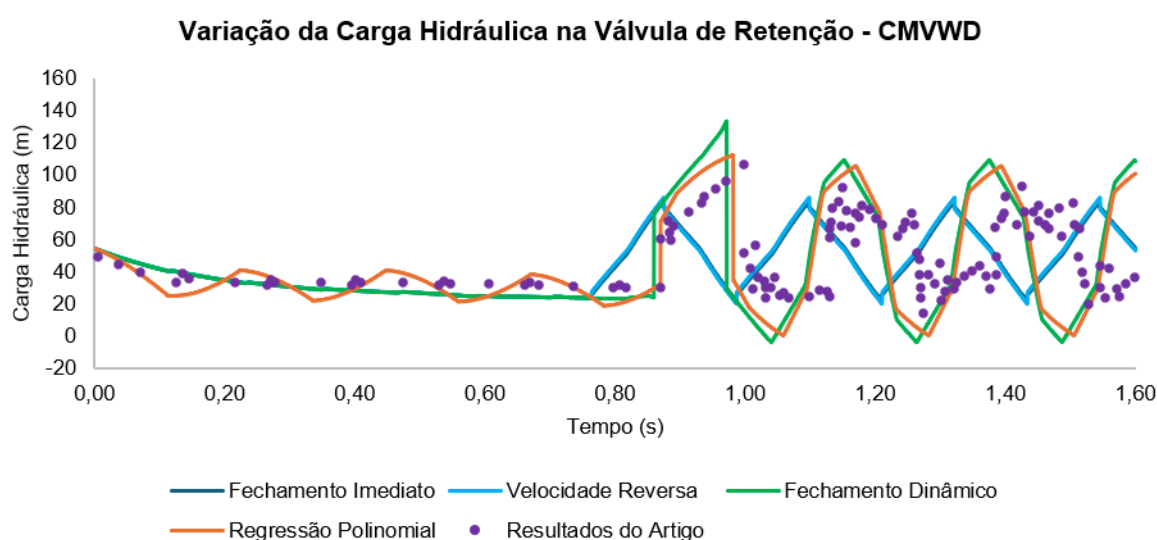
4.1.2.4 Carga Hidráulica na Válvula de Retenção – Parada da Bomba – CMVWD

No gráfico 10 é apresentado o comparativo da variação da carga hidráulica imediatamente a jusante da válvula de retenção, provocada pela parada da bomba do arranjo hidráulico de Tran (2015), utilizando como base de cálculo o CMVWD ($\varepsilon_0 = 0$, $k_3 = 0$). Como a cota altimétrica é zero, a carga hidráulica corresponde também à pressão.

Na Tabela 21 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE das três condições de contorno e da regressão polinomial em relação aos resultados do artigo. Os valores negativos do NSE e os valores elevados do RMSE não refletem necessariamente

uma inadequação dos modelos, mas são decorrentes da distorção temporal entre as curvas comparadas. Como os indicadores são calculados instante a instante, picos de pressão que ocorrem em instantes ligeiramente diferentes entre o modelo simulado e a referência produzem resíduos elevados mesmo quando as magnitudes são similares. Portanto, a avaliação da qualidade dos modelos não deve se restringir a essas métricas, sendo necessária uma análise complementar baseada na comparação das magnitudes dos picos de pressão e nas estimativas analíticas.

Gráfico 10 - Variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba - CMVWD – Tran (2015)



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tabela 21 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – desligamento da bomba – CMVWD – Tran (2015)

Condição de Contorno	NSE	RMSE
Regressão	-0,9237	32,9442
Fechamento Imediato	-0,8174	32,0205
Velocidade Reversa	-0,8871	32,6289
Fechamento Dinâmico	-1,2236	35,419

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

O modelo de cálculo de pressão, quando essa variável é isolada pelo teste de verificação (regressão polinomial), resulta em um padrão de variação de pressão muito próximo ao do artigo, porém com uma pequena distorção temporal. O pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção e o crescimento subsequente, em termos absolutos, chegam a valores bem próximos e coincidiram quase perfeitamente em relação ao tempo. A divergência ocorre a partir do primeiro pico de sobrepressão, onde se observa um adiantamento da variação da

pressão no modelo simulado e picos de subpressão mais intensos. Essas divergências são atribuídas à diferença de celeridade entre os dois modelos, sendo a celeridade adotada neste trabalho superior à utilizada por Tran (2015), o que altera a velocidade de propagação das ondas de pressão e consequentemente a frequência e a amplitude das oscilações subsequentes ao primeiro pico.

Em Tran (2015), o fechamento da válvula de retenção em $t = 0,87s$ gerou um surto imediato de pressão em torno de 61,18 mca, com sobrepressão de 30,08 mca em relação à pressão antes do fechamento. O teste de pressão pela regressão polinomial reproduziu um pico de 71,09 mca, com sobrepressão de 38,88 mca e erro de 2,58% em relação à estimativa de Joukowski. A diferença de magnitude entre o pico absoluto do teste de pressão e o do artigo, de aproximadamente 16%, é atribuída principalmente à diferença de celeridade entre os dois modelos. Como a sobrepressão de Joukowski é diretamente proporcional à celeridade, essa diferença explica a maior parte da diferença observada nos picos absolutos.

O comportamento da variação da pressão foi idêntico entre as três condições de contorno até o momento da mudança do sentido do fluxo. Durante esse intervalo, a amplitude da variação da pressão foi bem similar aos resultados do artigo. A partir do instante em que ocorre a mudança de sentido do escoamento, as curvas de pressão apresentaram comportamentos distintos.

As variações da pressão verificadas nas condições de contorno de fechamento imediato e velocidade reversa foram muito próximas entre si, mas não se aproximaram dos resultados de Tran (2015). A condição de fechamento imediato gerou um pico de pressão de 81,93 mca em $t = 0,8715s$, não imediato ao fechamento da válvula, que ocorreu em $t = 0,7598s$. Esse pico é decorrente das ondas de pressão geradas pela parada da bomba que continuam se propagando no sistema após o fechamento da válvula, e não do fechamento da válvula de retenção em si, o que é consistente com a velocidade reversa nula no instante de fechamento. Esse comportamento evidencia que o fechamento imediato, ao ocorrer com velocidade reversa nula, não representa adequadamente o fenômeno físico do fechamento da válvula de retenção nesse sistema.

A condição de velocidade reversa não permitiu um desenvolvimento do fluxo reverso, e a válvula fechou sob uma velocidade reversa muito baixa, gerando uma perturbação de baixa magnitude e um pico imediato de 27,25 mca (sobrepressão de 3,74 mca), com crescimento gradativo até 86,04 mca em $t = 0,8753s$, cerca de 0,11s após o fechamento, decorrente da sobreposição dos efeitos da parada da bomba e do fechamento da válvula de retenção, com predominância do primeiro fenômeno.

A variação da pressão na condição de fechamento dinâmico se aproximou mais dos resultados do artigo, em termos temporais e de magnitude do primeiro pico de sobrepressão decorrente do fechamento. O fechamento gerou um pico imediato de 76,09 mca (sobrepressão de 52,14 mca), com crescimento gradativo até 133,42 mca em $t = 0,9714s$, seguido de subpressão de -3,81 mca. Uma vez que o fechamento para a condição de fechamento dinâmico ocorreu sob velocidade reversa superior à de Tran (2015), os picos de sobrepressão foram maiores, conforme apresentado na Tabela 22.

Tabela 22 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – parada da bomba – CMVWD – Tran (2015)

Condição de contorno	Pressão máxima		Pressão mínima	
	Valor (mca)	Erro (%)	Valor (mca)	Erro (%)
Resultados do artigo	106,68	-	23	-
Regressão Polinomial	112,40	5%	0,35	-98%
Fechamento Imediato	81,93	-23%	23,56	0%
Velocidade Reversa	86,04	-19%	19,97	-15%
Fechamento Dinâmico	133,42	25%	-3,81	-116%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na Tabela 23 é apresentado o comparativo dos picos imediatos de sobrepressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção com as estimativas analíticas da equação de Joukowski (Equação 2.50). A comparação entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e a sobrepressão calculada, obtida pela diferença entre o pico imediato de pressão ao fechamento e a pressão antes do fechamento, apresentou erros inferiores a 3% para as condições de regressão polinomial, velocidade reversa e fechamento dinâmico, demonstrando que o modelo de propagação de pressão implementado está fisicamente consistente com a estimativa analítica.

Para a condição de fechamento imediato, a velocidade reversa no instante de fechamento é nula, resultando em estimativa de Joukowski de 0,00 mca. A sobrepressão calculada de 0,02 mca é praticamente nula e consistente com essa estimativa, confirmando que o pico de pressão observado posteriormente no gráfico é decorrente da parada da bomba e não relacionado ao fechamento da válvula de retenção em si.

Para os resultados do artigo de Tran (2015), o erro observado foi de 17,09%, superior aos erros obtidos para as condições de contorno implementadas neste trabalho, indicando que o modelo de propagação de pressão desenvolvido apresentou maior aderência à estimativa analítica de Joukowski para esse caso específico.

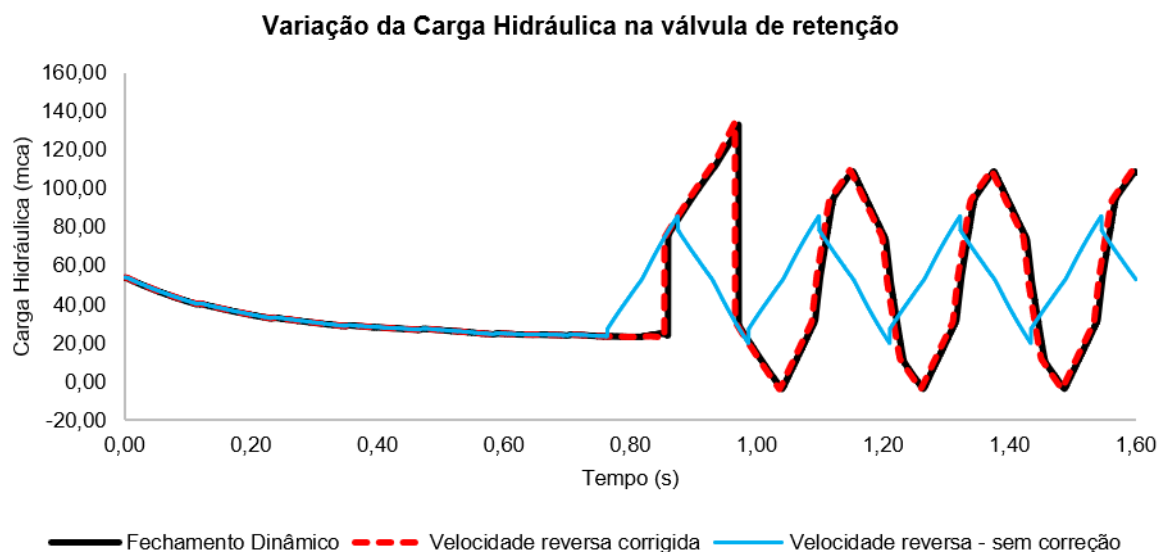
Tabela 23 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – parada da bomba – CMVWD – Tran (2015)

Condição de contorno	Sobrepressão Joukowski (mca)	Pico de pressão imediato (mca)	Pressão antes do fechamento (mca)	Sobrepressão calculada (mca)	Erro
Resultados do artigo	35,22	61,18	31,10	30,08	17,09%
Regressão Polinomial	39,89	71,09	32,20	38,88	2,58%
Fechamento Imediato	0,00	23,54	23,52	0,02	-100,00%
Velocidade Reversa	3,79	27,25	23,51	3,74	1,51%
Fechamento Dinâmico	53,62	76,09	23,95	52,14	2,84%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Para complementar a verificação da divergência entre as condições de contorno de velocidade reversa e de fechamento dinâmico, no gráfico 11 é apresentado o comparativo entre os resultados da condição de velocidade reversa com e sem a correção proposta, e da condição de fechamento dinâmico.

Gráfico 11 - Efeito do coeficiente de correção na curva característica sobre a variação da carga hidráulica na válvula de retenção – parada da bomba – CMVWD – Tran (2015)



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Os resultados corroboram as conclusões apresentadas na seção 4.1.2.3, demonstrando que a condição de contorno de velocidade reversa consegue reproduzir adequadamente os resultados da condição de contorno de fechamento dinâmico, desde que a curva característica utilizada como parâmetro de entrada seja representativa das condições operacionais e do tipo de válvula de retenção simulada.

Esse resultado indica que o fechamento dinâmico da válvula de retenção, que requer a resolução da equação da quantidade de movimento a cada passo de tempo, pode ser representado por uma condição de contorno mais simples, baseada na equação do orifício e nas curvas características, sem prejuízo na descrição do fenômeno. Essa simplificação reduz significativamente a complexidade de implementação computacional e os dados de entrada necessários para a simulação do transitório hidráulico.

4.1.3 Discussão Comparativa dos Resultados – Fechamento da Válvula de Controle e Parada da Bomba

A análise conjunta dos dois casos de transitório hidráulico investigados permite uma discussão mais abrangente sobre as divergências observadas entre o modelo implementado e os resultados de Tran (2015), sobretudo para o caso de fechamento da válvula de controle.

Com $\varepsilon_0 = 0$ e $k_3 = 0$ e fração de vazios constante ao longo da simulação, o CMVWD é equivalente ao MOC clássico com atrito estacionário, com restrição à pressão de vapor, uma vez que os efeitos de celeridade variável e amortecimento por atrito variável estão ausentes. Nessas condições, a diferença de comportamento em relação a Tran (2015) pode ser atribuída a dois fatores.

O primeiro é o tratamento da condição de contorno do elemento que provoca o transitório hidráulico. A convergência do modelo dinâmico para o fechamento da válvula de retenção no caso de parada de bomba, onde não há válvula de controle, indica que o modelo de fechamento dinâmico está funcionando corretamente. Por eliminação, a não convergência no caso de fechamento de válvula de controle deve estar relacionada ao tratamento dessa condição de contorno, cujo equacionamento não é detalhado por Tran (2015), impedindo uma comparação direta.

O segundo fator é o modelo de cavitação adotado por Tran (2015), o DVCM, que trata a cavitação por meio de cavidades de vapor discretas nos nós da malha quando a pressão local atinge a pressão de vapor. Diferentemente do CMVWD com $\varepsilon_0 = 0$, no qual não há formação de cavidades durante a simulação, o DVCM permite alterações locais no comportamento do

escoamento nos instantes em que a pressão de vapor é atingida, o que pode influenciar a dinâmica do fechamento da válvula de retenção.

Nos casos simulados neste trabalho, a pressão a jusante da válvula de controle atinge o limite da pressão de vapor e permanece nesse patamar até um momento próximo ao da mudança de sentido do escoamento na válvula de retenção. Tran (2015) não apresentou os resultados de pressão nessa região, não sendo possível identificar com precisão como a pressão se comportou no momento do fechamento da válvula de controle, em seu trabalho.

Para o caso de fechamento da válvula de controle, os resultados simulados com o MOC e com o CMVWD divergiram consideravelmente entre si, uma vez que foram obtidas pressões negativas no limite da pressão de vapor, indicando a ocorrência de separação da coluna líquida antes do fechamento da válvula de retenção; nessa condição, os dois modelos tratam o fenômeno de forma distinta. Já no caso de parada da bomba, não houve separação da coluna líquida antes do fechamento da válvula de retenção, o que aproximou os resultados entre MOC e CMVWD e, por consequência, também aproximou mais os resultados obtidos neste trabalho daqueles reportados por Tran (2015), se comparado ao caso de fechamento da válvula de controle, mesmo o MOC sendo um modelo menos refinado que o CMVWD.

A divergência de resultados observada no caso de parada de bomba é atribuída à diferença no valor da celeridade, que foi maior neste trabalho, sendo consistente com os maiores valores de velocidade reversa máxima e de sobrepressão decorrente do fechamento da válvula de retenção. Entretanto, a comparação com a estimativa analítica de Joukowski indicou erros inferiores a 3% para as condições de contorno implementadas, em contraste com o erro de 17% observado nos resultados de Tran (2015), demonstrando que o modelo desenvolvido apresentou maior consistência com a estimativa analítica para esse caso específico.

A investigação aprofundada desses dois fatores constitui uma limitação do presente estudo e uma direção para trabalhos futuros.

4.2 Análise de sensibilidade dos parâmetros ε_0 e k_3

Como demonstrado por Paiva (2023), a solução numérica do CMVWD apresenta elevada sensibilidade em relação à fração de vazios inicial e ao coeficiente de amortecimento. Nesse sentido, foi realizada uma análise de sensibilidade desses dois parâmetros com o objetivo de avaliar sua influência sobre a variação temporal e a magnitude da pressão e da vazão na válvula de retenção, durante seu fechamento.

Os resultados apresentados a seguir foram obtidos com a aplicação da condição de contorno da válvula de retenção com fechamento dinâmico, para os casos de transitório hidráulico provocado pelo fechamento da válvula de controle e parada da bomba, dos arranjos hidráulicos de Tran (2015).

Os resultados foram organizados por caso de transitório e por cenário de variação dos parâmetros. Para o caso de fechamento da válvula de controle, foram analisados três cenários: no cenário A1, a fração de vazios foi mantida nula e constante ($\varepsilon_0 = 0$) e k_3 foi variado; no cenário A2, k_3 foi mantido constante em um valor não nulo (calculado pela equação 2.84) e ε_0 foi variado; e no cenário A3, ε_0 foi mantido constante em um valor não nulo (calculado pela equação 2.83) e k_3 foi novamente variado, permitindo avaliar a influência conjunta dos dois parâmetros. Para o caso de parada da bomba, os cenários B1, B2 e B3 seguiram a mesma estrutura de variação dos parâmetros.

4.2.1 Fechamento da Válvula de Controle – Tran (2015)

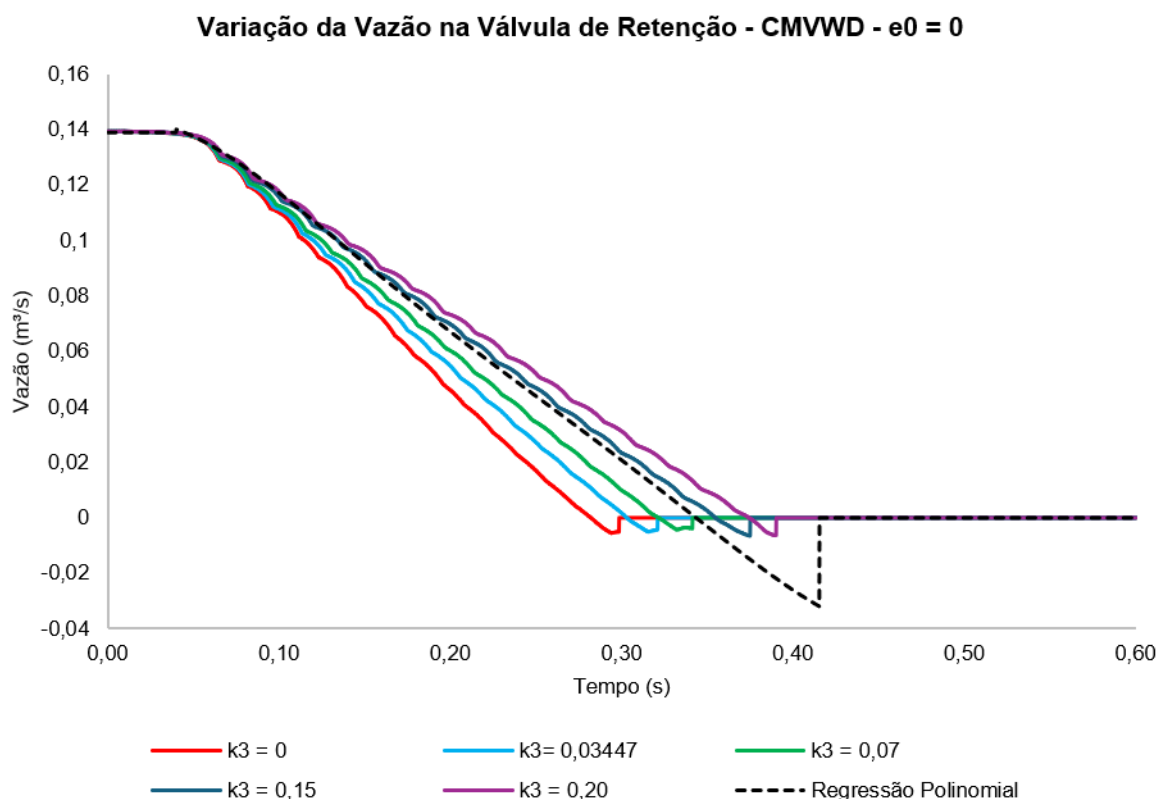
Nesta seção são apresentados os resultados da análise de sensibilidade para o caso de transitório hidráulico provocado pelo fechamento da válvula de controle: cenários A1, A2 e A3. Para cada cenário, foram apresentados os resultados mais representativos da influência de ε_0 e k_3 , dentro da faixa de variação definida na seção 3.3.1.

4.2.1.1 Cenário A1 - $\varepsilon_0 = 0$

No gráfico 12 é apresentada a variação da vazão na válvula de retenção, fixando a fração de vazios inicial em $\varepsilon_0 = 0$. Para essa análise, variou-se o coeficiente de amortecimento em $k_3 = 0$; $k_3 = 0,03447$; $k_3 = 0,07$; $k_3 = 0,15$ e $k_3 = 0,2$.

Na tabela 24 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE. O coeficiente $k_3 = 0,15$ apresentou os melhores resultados, para ambos os indicadores de desvio, se aproximando mais da curva de variação da vazão do artigo.

Partindo de $k_3 = 0$, a curva de vazão vai se aproximando do resultado do artigo com o aumento do k_3 , até um valor ótimo (entre 0,07 e 0,15). A partir daí, os indicadores tendem a piorar, com o aumento do k_3 .

Gráfico 12 - Variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($\varepsilon_0 = 0$) – A1

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tabela 24 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($\varepsilon_0 = 0$) – A1

k_3	NSE	RMSE
0	0,9289	0,0144
0,03447	0,9593	0,0109
0,07	0,9761	0,0084
0,15	0,9846	0,0067
0,20	0,9763	0,0083

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na tabela 25 é apresentado um comparativo dos tempos de fechamento da válvula de retenção, do tempo de inversão do fluxo (desde o início da simulação), e da velocidade reversa no instante do fechamento.

O aumento de k_3 promove uma redução gradativa da desaceleração e um aumento do tempo de inversão do escoamento, com consequente atraso no fechamento da válvula de retenção. A hipótese é de que o k_3 aumenta a dissipação de energia do escoamento, conforme

demonstrado por Paiva (2023), reduzindo a taxa de variação da vazão e, conseqüentemente, a desaceleração.

Tabela 25 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – fechamento da válvula de controle – ($\varepsilon_0 = 0$) – A1

Simulação	Tempo de fechamento		Tempo de inversão da vazão		Velocidade reversa máxima	
	Valor (s)	Erro (%)	Valor (s)	Erro (%)	Valor (m/s)	Erro (%)
Regressão Polinomial	0,4155	-	0,3436	-	-0,4372	-
$k_3 = 0$	0,2986	-28%	0,2821	-18%	-0,0690	-84%
$k_3 = 0,03447$	0,3211	-23%	0,3032	-12%	-0,0587	-87%
$k_3 = 0,07$	0,3414	-18%	0,3216	-6%	-0,0533	-88%
$k_3 = 0,15$	0,3751	-10%	0,3548	3%	-0,0882	-80%
$k_3 = 0,20$	0,3903	-6%	0,3745	9%	-0,0862	-80%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

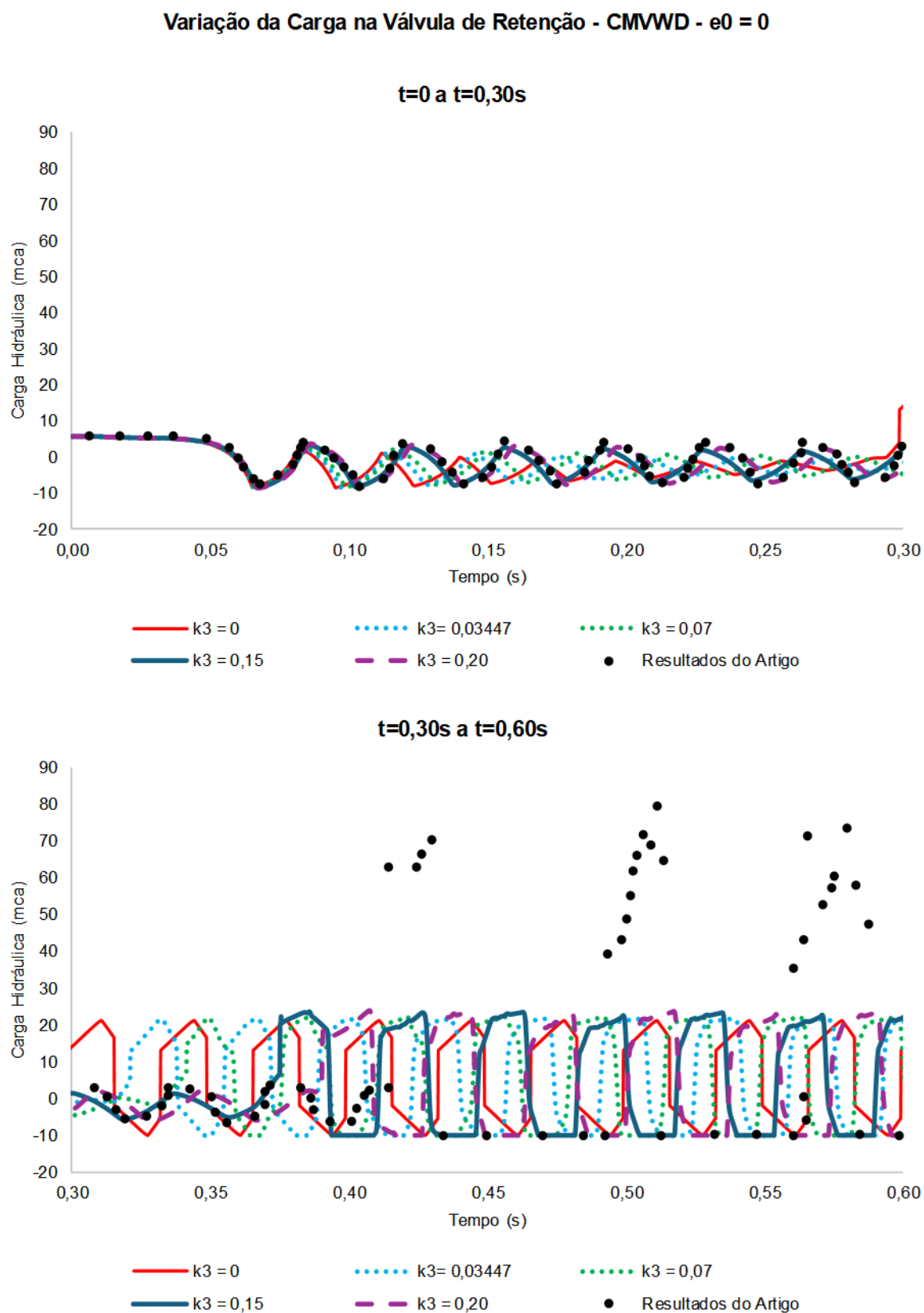
Os resultados indicam que valores de k_3 entre 0,07 e 0,15 produzem curvas de vazão com maior aproximação aos resultados do artigo, em relação ao tempo de inversão do escoamento. Para valores de k_3 inferiores a esse intervalo, o tempo de inversão da vazão fica abaixo do valor do artigo, enquanto para valores superiores, o tempo calculado passa a superá-lo.

Em termos de magnitude da velocidade reversa máxima, os valores apresentaram pequena variação entre as simulações, sem crescimento ou redução consistente com o aumento de k_3 , e sem aproximação aos valores do artigo. Esse comportamento reflete a complexidade da dinâmica do sistema nesse caso, onde o fechamento da válvula de retenção depende da dinâmica na fronteira da válvula de controle, tornando a relação entre k_3 e a velocidade reversa máxima dependente de múltiplos fatores.

No gráfico 13 é apresentada a variação da carga hidráulica na válvula de retenção do cenário A1, para $\varepsilon_0 = 0$. Para melhorar a visualização, o gráfico foi dividido em duas partes: a primeira de $t = 0$ a $t = 0,30$ s; e a segunda de $t = 0,30$ s a $0,60$ s. Na tabela 26 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE.

De um modo geral, os resultados não apresentaram uma boa aderência à variação da pressão observado no artigo de Tran (2015), assim como observado na seção 4.1.1.4. Uma vez que o fechamento da válvula de retenção ocorreu sob velocidade reversa inferior à de Tran (2015), os picos de sobrepressão foram menores.

Gráfico 13 - Variação da carga hidráulica na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($\varepsilon_0 = 0$) – A1



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tabela 26 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($\varepsilon_0 = 0$) – A1

k_3	NSE	RMSE
0	-0,0414	21,6528
0,03447	0,0742	20,4166
0,07	-0,3501	24,6551
0,15	-0,1227	22,4825
0,20	-0,0827	22,0789

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

A curva da pressão antes do fechamento da válvula de retenção, para a simulação com $k_3 = 0,15$, é bem próxima ao resultado do artigo, tanto em magnitude quanto na frequência da variação, mas como o fechamento ocorre sob condições diversas, o pico de sobrepressão mostra-se divergente.

Na Tabela 27 é apresentado o comparativo das pressões máximas e mínimas para cada simulação, limitado aos primeiros picos de sobrepressão e subpressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção. As pressões máximas apresentaram crescimento com o aumento de k_3 , porém esses valores não correspondem exclusivamente ao efeito do fechamento da válvula de retenção, mas resultam da sobreposição com as oscilações de pressão decorrentes do fechamento prévio da válvula de controle.

Tabela 27 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – fechamento da válvula de controle – ($\varepsilon_0 = 0$) – A1

Simulação	Pressão máxima		Pressão mínima	
	Valor (mca)	Erro (%)	Valor (mca)	Erro (%)
Resultados do artigo	70,12	-	-10	-
$k_3 = 0$	21,19	-70%	-10	0%
$k_3 = 0,03447$	21,60	-69%	-10	0%
$k_3 = 0,07$	22,01	-69%	-10	0%
$k_3 = 0,15$	23,61	-66%	-10	0%
$k_3 = 0,20$	23,90	-66%	-10	0%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

A análise do efeito isolado do fechamento da válvula de retenção sobre a pressão é apresentada na Tabela 28, por meio da comparação entre os picos imediatos de sobrepressão e as estimativas analíticas de Joukowski. Os valores seguem o mesmo padrão da velocidade reversa máxima, sem crescimento ou redução consistente com o aumento de k_3 , refletindo a complexidade da dinâmica do sistema discutida anteriormente.

Tabela 28 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($\varepsilon_0 = 0$) – A1

Condição de contorno	Sobrepressão Joukowski (mca)	Pico de pressão imediato (mca)	Pressão antes do fechamento (mca)	Sobrepressão calculada (mca)	Erro
Resultados do artigo	61,54	62,83	2,69	60,14	2,32%
Regressão Polinomial	57,67	60,46	2,20	58,26	-1,02%
$k_3 = 0$	9,10	13,10	3,81	9,29	-2,09%
$k_3 = 0,03447$	7,74	12,81	4,60	8,21	-5,64%
$k_3 = 0,07$	7,04	14,38	6,63	7,75	-9,16%
$k_3 = 0,15$	11,63	20,23	6,62	13,61	-14,53%
$k_3 = 0,20$	11,37	15,78	1,96	13,82	-17,74%

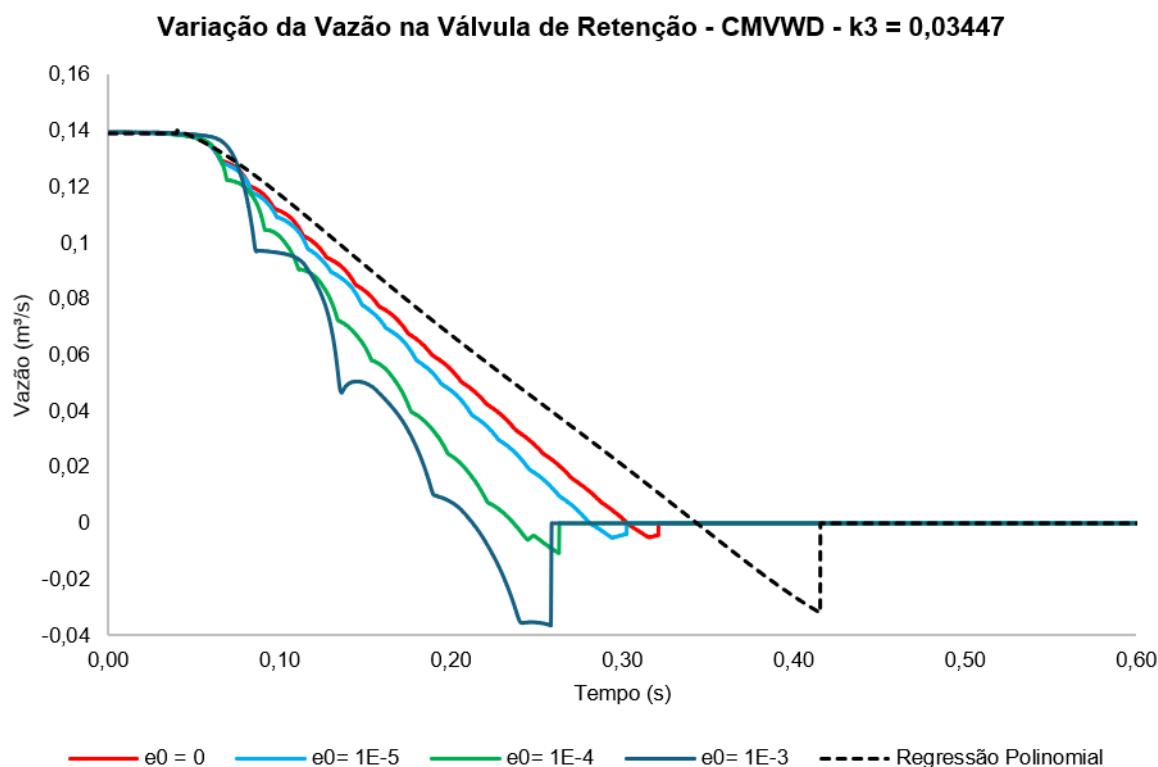
Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Um padrão que se mostra claro é o crescimento progressivo da diferença entre a sobrepressão estimada por Joukowski e a calculada pelo modelo com o aumento do k_3 . Esse comportamento indica que o aumento de k_3 reduz a consistência física do modelo em relação à estimativa analítica, sugerindo que valores elevados desse parâmetro introduzem distorções na representação do pico imediato de sobrepressão que não têm correspondência com o comportamento previsto pela equação de Joukowski.

4.2.1.2 Cenário A2 - $k_3 = 0,03447$

No gráfico 14 é apresentada a variação da vazão na válvula de retenção, dessa vez fixando o coeficiente de amortecimento $k_3 = 0,03447$ e variando a fração de vazios inicial em $\varepsilon_0 = 0$; $\varepsilon_0 = 1\text{E-}5$; $\varepsilon_0 = 1\text{E-}4$ e $\varepsilon_0 = 1\text{E-}3$.

Para o maior valor da fração de vazios inicial, $\varepsilon_0 = 0,001$, a desaceleração do fluxo foi mais intensa e a vazão mudou de sentido antecipadamente, chegando a valores mais expressivos de vazão reversa, porém se distanciando mais da curva de vazão do artigo. Por outro lado, quanto menor foi a fração de vazios inicial, mais sutil foi a variação da vazão, e o fluxo mudou de sentido mais tarde, diminuindo a velocidade reversa máxima, porém se aproximando mais da curva de vazão do artigo.

Gráfico 14 - Variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($k_3 = 0,03447$) – A2

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na tabela 29 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE. É possível observar que quanto menor o valor de ϵ_0 , melhores os resultados dos indicadores. A fração de vazios inicial $\epsilon_0 = 0$ apresentou os melhores resultados.

Tabela 29 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($k_3 = 0,03447$) – A2

ϵ_0	NSE	RMSE
0	0,9593	0,0109
1E-5	0,9318	0,0142
1E-4	0,8307	0,0221
1E-3	0,7245	0,0276

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na tabela 30 é apresentado um comparativo dos tempos de fechamento da válvula de retenção, do tempo de inversão do fluxo (desde o início da simulação), e da velocidade reversa no instante do fechamento.

Tabela 30 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – fechamento da válvula de controle – ($k_3 = 0,03447$) – A2

Simulação	Tempo de fechamento		Tempo de inversão da vazão		Velocidade reversa máxima	
	Valor (s)	Erro (%)	Valor (s)	Erro (%)	Valor (m/s)	Erro (%)
Regressão Polinomial	0,4155	-	0,3436	-	-0,4372	-
$\varepsilon_0 = 0$	0,3211	-23%	0,3032	-12%	-0,0587	-87%
$\varepsilon_0 = 1E-5$	0,3026	-27%	0,2811	-18%	-0,0545	-88%
$\varepsilon_0 = 1E-4$	0,2632	-37%	0,2368	-31%	-0,1457	-67%
$\varepsilon_0 = 1E-3$	0,2587	-38%	0,2131	-38%	-0,4992	14%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Quanto menor o valor de ε_0 , maior a aproximação do tempo de inversão da vazão e do tempo de fechamento aos valores obtidos por Tran (2015). Em termos de velocidade reversa máxima, observa-se um aumento progressivo com o aumento de ε_0 para valores a partir de $1E-5$, com exceção de $\varepsilon_0 = 0$, que apresentou valor ligeiramente superior ao de $\varepsilon_0 = 1E-5$. Esse comportamento é atribuído à maior celeridade para $\varepsilon_0 = 0$, que favorece o desenvolvimento da velocidade reversa antes do fechamento, sobrepondo-se ao efeito da menor desaceleração.

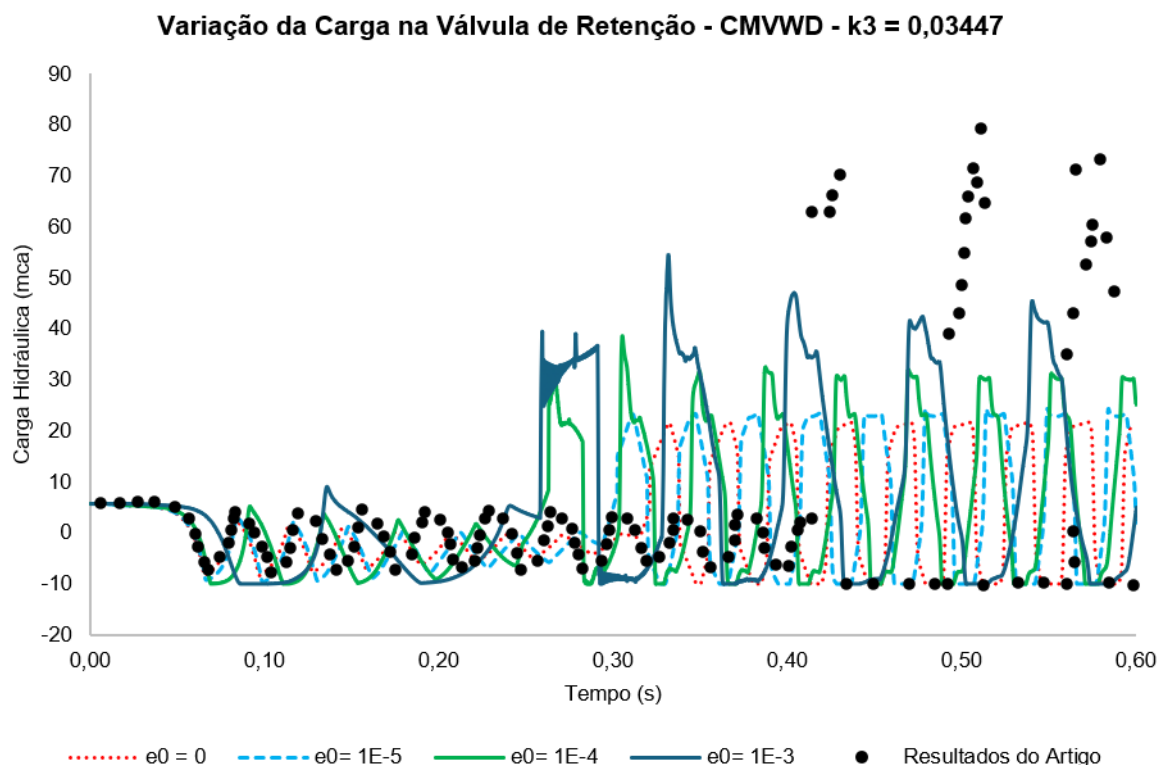
Um ponto interessante a ser destacado sobre a sensibilidade do modelo à fração de vazios inicial é que quanto menor o valor de ε_0 , menor o passo de tempo inicial Δt e, consequentemente, maior o tempo de processamento do modelo. Obedecendo a condição de Courant, a celeridade e o Δt são inversamente proporcionais, assim, quanto maior o valor da celeridade, menor o passo de tempo do modelo computacional. Isso significa também que, quanto menor o ε_0 , maior o valor da celeridade no modelo CMVWD.

No gráfico 15 é apresentada a variação da carga hidráulica na válvula de retenção do cenário A2, para $k_3 = 0,03447$. Quanto menor foi a fração de vazios, menor foi a amplitude das oscilações de pressão, resultando em picos menores, e menor o comprimento de onda, resultando em um maior número de picos de pressão por unidade de tempo, conforme verificado por Paiva (2023). Na tabela 31 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE.

Os indicadores de desvio NSE e RMSE para a variação da carga hidráulica apresentaram valores desfavoráveis para todas as simulações do cenário A2, com NSE negativo para todos os valores de ε_0 com exceção de $\varepsilon_0 = 0$, que apresentou $NSE = 0,0742$. Esse comportamento é consistente com o observado nos demais cenários e decorre da adoção do critério de fechamento

da válvula de retenção a partir da mudança do sentido do escoamento na fronteira a jusante da válvula de controle.

Gráfico 15 - Variação da carga hidráulica na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($k_3 = 0,03447$) – A2



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tabela 31 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($k_3 = 0,03447$) – A2

ε_0	NSE	RMSE
0	0,0742	20,4166
1E-5	-0,5235	25,9243
1E-4	-0,2804	27,6841
1E-3	-0,9531	36,7763

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Para as simulações com ε_0 diferente de 0, observam-se picos de pressão secundários de maior magnitude que o primeiro pico de sobrepressão, decorrente do fechamento da válvula de retenção. Essa diferença torna-se mais evidente quando maior o valor de ε_0 .

Na Tabela 32 é apresentado o comparativo das pressões máximas e mínimas para cada simulação, limitado aos primeiros picos de sobrepressão e subpressão decorrentes do

fechamento da válvula de retenção. Como resultado da maior desaceleração e magnitude da velocidade reversa máxima, a pressão máxima foi tão maior quanto maior o valor de ε_0 .

Tabela 32 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – fechamento da válvula de controle – ($k_3 = 0,03447$) – A2

Simulação	Pressão máxima		Pressão mínima	
	Valor (mca)	Erro (%)	Valor (mca)	Erro (%)
Resultados do artigo	70,12	-	-10	-
$\varepsilon_0 = 0$	21,60	-69%	-10	0%
$\varepsilon_0 = 1\text{E-}5$	23,27	-67%	-10	0%
$\varepsilon_0 = 1\text{E-}4$	30,61	-56%	-10	0%
$\varepsilon_0 = 1\text{E-}3$	39,18	-44%	-10	0%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

A sensibilidade das pressões máximas à variação de ε_0 foi mais expressiva do que a observada em relação à variação de k_3 no cenário A1, com a pressão máxima variando de 21,60 mca para $\varepsilon_0 = 0$ até 39,18 mca para $\varepsilon_0 = 1\text{E-}3$, uma amplitude de variação de aproximadamente 18 mca, superior à verificada no cenário A1.

Na Tabela 33 é apresentado o comparativo dos picos imediatos de sobrepressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção com as estimativas analíticas da equação de Joukowski (Equação 2.50).

Tabela 33 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($k_3 = 0,03447$) – A2

Condição de contorno	Sobrepressão Joukowski (mca)	Pico de pressão imediato (mca)	Pressão antes do fechamento (mca)	Sobrepressão calculada (mca)	Erro
Resultados do artigo	61,54	62,83	2,69	60,14	2,32%
Regressão Polinomial	57,67	60,46	2,20	58,26	-1,02%
$\varepsilon_0 = 0$	7,74	12,81	4,60	8,21	-5,64%
$\varepsilon_0 = 1\text{E-}5$	6,94	14,90	7,50	7,40	-6,20%
$\varepsilon_0 = 1\text{E-}4$	14,79	24,13	8,37	15,76	-6,17%
$\varepsilon_0 = 1\text{E-}3$	20,23	23,99	2,89	21,11	-4,14%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

As sobrepressões calculadas pela equação de Joukowski aumentaram conforme o aumento da fração de vazios a partir de $\varepsilon_0 = 1\text{E-}5$, comportamento que foi reproduzido pelo modelo, e que se mostra bem aderente aos valores de velocidade reversa máxima da tabela 30.

Para $\varepsilon_0 = 0$, a sobrepressão foi ligeiramente superior à de $\varepsilon_0 = 1\text{E-}5$, pois tanto a celeridade quanto a velocidade reversa foram maiores nessa condição. A partir de $\varepsilon_0 = 1\text{E-}5$, há uma competição entre dois efeitos opostos: a celeridade diminui progressivamente com o aumento de ε_0 , tendendo a reduzir a sobrepressão, enquanto a velocidade reversa aumenta, exercendo efeito contrário. O aumento da velocidade reversa predominou sobre a redução da celeridade, resultando em crescimento progressivo da sobrepressão estimada.

Os erros entre a estimativa de Joukowski e a sobrepressão calculada foram inferiores a 7% para todas as simulações e apresentaram redução progressiva com o aumento de ε_0 , indicando que quanto maior a fração de vazios, maior a consistência entre a sobrepressão gerada pelo fechamento da válvula de retenção e a estimativa analítica.

No gráfico 16 é apresentada a variação da celeridade na seção imediatamente à jusante da válvula de retenção. A fração de vazios é uma variável de grande sensibilidade na determinação da celeridade variável a partir da equação (2.73). Pela análise dos termos da equação, a influência da fração de vazios sobre a celeridade ocorre de duas formas simultâneas: pelo termo $\varepsilon_{j,k-\Delta t}/nP_{j,k-\Delta t}$, que representa a compressibilidade da mistura líquido-gás e aumenta com o aumento de ε , reduzindo a celeridade; e pelo termo $(1 - \varepsilon)$, que pondera a densidade da mistura e diminui com o aumento de ε , aumentando a celeridade. A sensibilidade global da celeridade à variação de ε depende do equilíbrio entre esses dois efeitos, que por sua vez depende dos valores de pressão e das demais propriedades do escoamento.

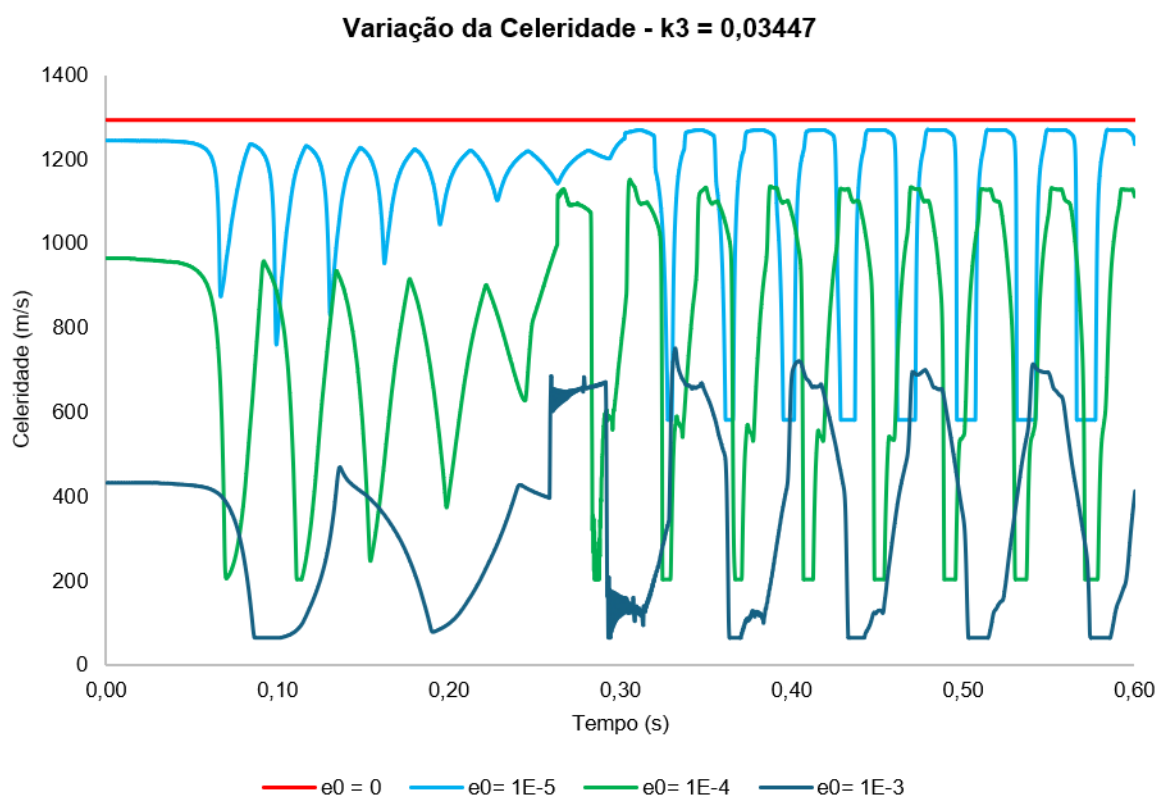
Para baixos valores de ε , o efeito da compressibilidade predomina e a celeridade tende a diminuir quando ε aumenta, comportamento observado no gráfico 16, pois a presença de bolhas de gás reduz a velocidade de propagação das ondas de pressão. Existe um valor crítico de ε a partir do qual a sensibilidade muda de sinal e a celeridade passa a aumentar com o aumento de ε , mas esse comportamento não foi verificado neste trabalho.

Se $\varepsilon = 0$, a celeridade permanece constante durante todo o tempo da simulação, pois os termos variáveis da equação (2.73) são anulados. Fisicamente, se não há gás no escoamento, as variações de pressão não provocam alterações no módulo de elasticidade do fluido e, consequentemente, na celeridade.

Para os demais casos, o padrão temporal de variação da celeridade manteve-se diretamente relacionado à variação da pressão, com os instantes dos picos máximos e mínimos

de celeridade coincidindo exatamente com os valores extremos de pressão. Esse comportamento é fisicamente consistente com a equação (2.73), na qual a celeridade depende da pressão local.

Gráfico 16 - Variação da celeridade imediatamente a jusante da válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($k_3 = 0,03447$) – A2



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Observa-se também que quanto maior o valor da celeridade, correspondente aos menores valores de fração de vazios, maior a frequência de variação da pressão, resultado da relação direta entre celeridade e frequência de propagação das ondas de pressão na tubulação.

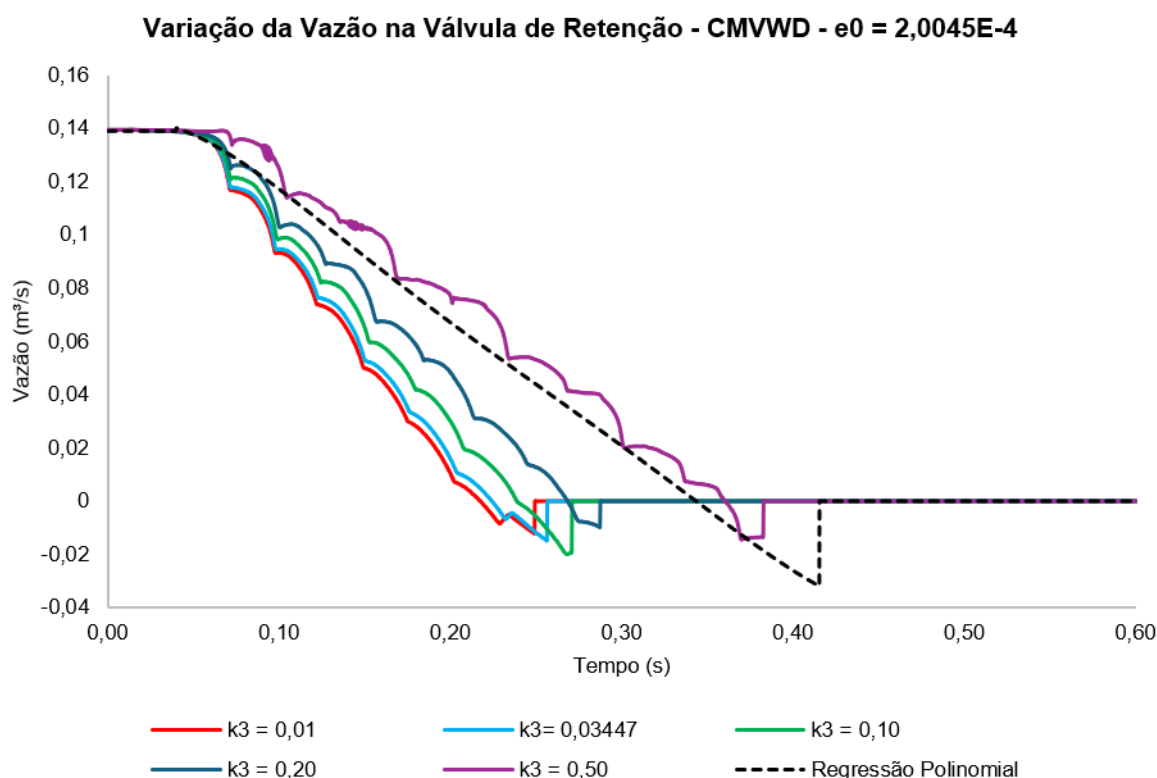
4.2.1.3 Cenário A3 - $\varepsilon_0 = 2,0045E-4$

No gráfico 17 é apresentada a variação da vazão na válvula de retenção, fixando a fração de vazios inicial em $\varepsilon_0 = 2,0045E-4$, e variando o coeficiente de amortecimento em $k_3 = 0,01$; $k_3 = 0,03447$; $k_3 = 0,1$; $k_3 = 0,2$ e $k_3 = 0,5$.

Quanto maior o valor de k_3 , menor foi a desaceleração do fluxo através da válvula de retenção e maior a aproximação da curva de vazão calculada com a curva do artigo. Esse

comportamento é confirmado quantitativamente pelos indicadores de desvio apresentados na tabela 34, com NSE crescente e RMSE decrescente conforme o aumento de k_3 .

Gráfico 17 - Variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($\varepsilon_0 = 2,0045\text{E-}4$) – A3



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tabela 34 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($\varepsilon_0 = 2,0045\text{E-}4$) – A3

k_3	NSE	RMSE
0,01	0,7735	0,0255
0,03447	0,794	0,0243
0,10	0,847	0,0209
0,20	0,9201	0,0152
0,50	0,9725	0,009

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na tabela 35 é apresentado um comparativo dos tempos de fechamento da válvula de retenção, do tempo de inversão do fluxo (desde o início da simulação), e da velocidade reversa no instante do fechamento.

Tabela 35 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – fechamento da válvula de controle – ($\varepsilon_0 = 2,0045E-4$) – A3

Simulação	Tempo de fechamento		Tempo de inversão da vazão		Velocidade reversa máxima	
	Valor (s)	Erro (%)	Valor (s)	Erro (%)	Valor (m/s)	Erro (%)
Regressão Polinomial	0,4155	-	0,3436	-	-0,4372	-
$k_3 = 0,01$	0,2494	-40%	0,2176	-37%	-0,1669	-62%
$k_3 = 0,03447$	0,2567	-38%	0,2245	-35%	-0,2037	-53%
$k_3 = 0,10$	0,2711	-35%	0,2391	-30%	-0,2639	-40%
$k_3 = 0,20$	0,2876	-31%	0,2687	-22%	-0,1346	-69%
$k_3 = 0,50$	0,3829	-8%	0,3608	5%	-0,1855	-58%

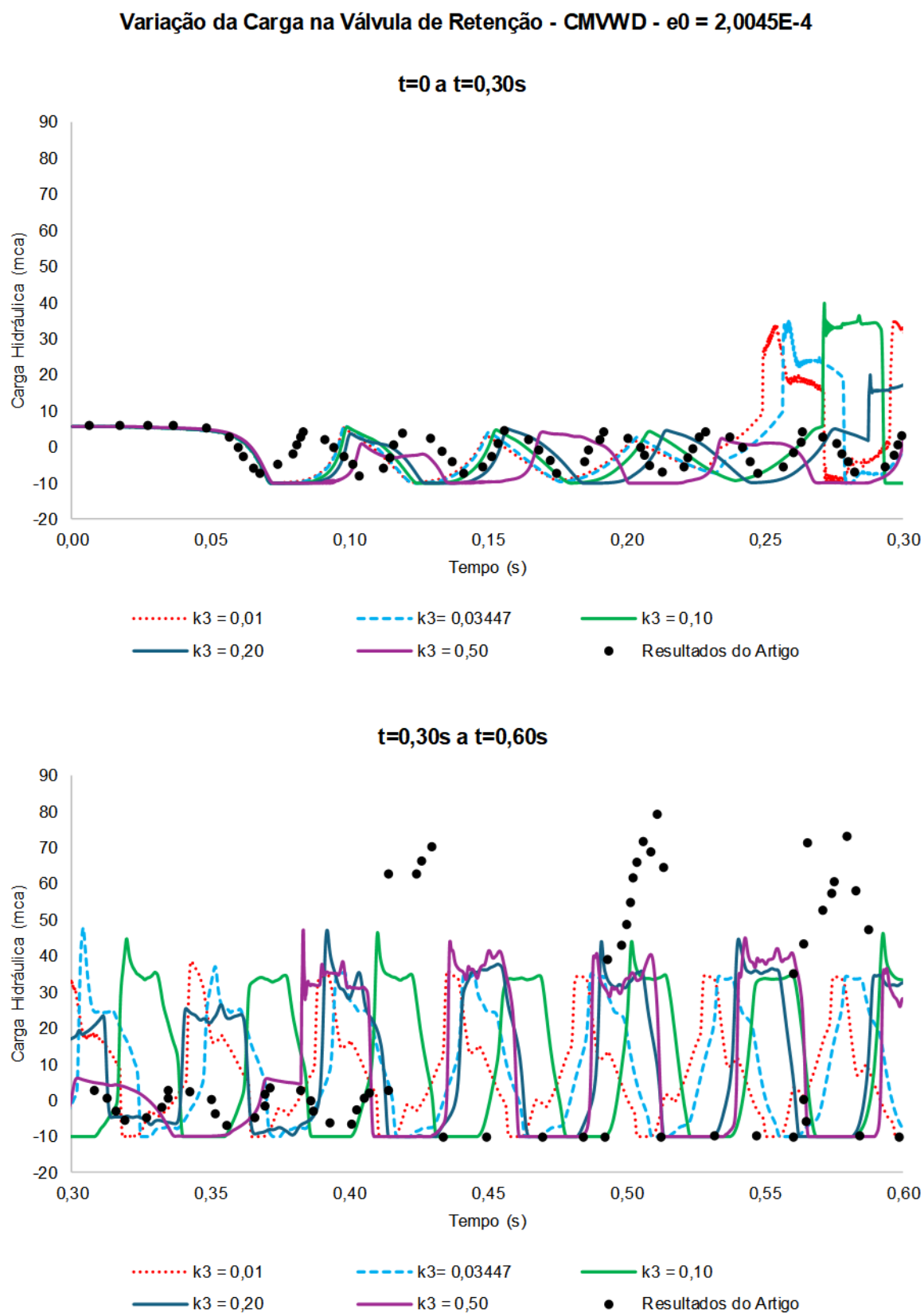
Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

O aumento de k_3 promove uma redução gradativa da desaceleração e um aumento do tempo de inversão do escoamento, com consequente atraso no fechamento da válvula de retenção. Para os valores de k_3 até 0,20, o tempo de inversão da vazão foi sempre inferior ao obtido por Tran (2015), apenas para $k_3 = 0,50$ esse valor foi maior. Em todas as simulações, a válvula de retenção fechou em um tempo inferior ao do artigo.

A relação entre k_3 e a velocidade reversa máxima no cenário A3 não apresenta crescimento ou redução consistente com o aumento de k_3 , com valor máximo observado para $k_3 = 0,10$. Diferentemente do cenário A1, onde as diferenças de velocidade reversa entre as simulações foram pequenas, no cenário A3 a variação foi mais expressiva. Essa diferença é atribuída à presença da fração de vazios não nula, que introduz uma variação da celeridade ao longo da simulação e amplifica a influência de k_3 sobre a dinâmica do escoamento, tornando a velocidade reversa mais sensível às variações desse parâmetro.

A relação entre k_3 e a velocidade reversa máxima nesse cenário envolve a interação entre o efeito de amortecimento de k_3 , a celeridade variável introduzida por ε_0 e a influência da condição de contorno da válvula de controle sobre o escoamento na válvula de retenção, não sendo possível estabelecer uma relação direta entre k_3 e a velocidade reversa máxima. A investigação analítica dessa interação constitui uma direção para trabalhos futuros.

No gráfico 18 é apresentada a variação da carga hidráulica na válvula de retenção do cenário A3. Para melhorar a visualização, o gráfico foi dividido em duas partes: a primeira de $t = 0$ a $t = 0,30s$; e a segunda de $t = 0,30s$ a $0,60s$.

Gráfico 18 - Variação da carga na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle ($\epsilon_0 = 2,0045E-4$) – A3

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Assim como o tempo de fechamento da válvula de retenção aumentou com o aumento do k_3 , verificou-se um atraso na variação da pressão com o aumento do valor desse parâmetro, e uma redução na frequência de variação. Com exceção da simulação com $k_3 = 0,5$, os picos de pressão secundários foram maiores que o primeiro pico de sobrepressão decorrente do fechamento da válvula de retenção.

Na tabela 36 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE. Os valores também não foram favoráveis para nenhuma das simulações do cenário A3, com NSE negativo para todos os valores de k_3 .

Tabela 36 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($\varepsilon_0 = 2,0045\text{E-}4$) – A3

k_3	NSE	RMSE
0,01	-0,2181	22,1691
0,03447	-0,1535	27,0885
0,10	-0,0532	29,7172
0,20	-0,1245	25,2716
0,50	-0,3101	30,6184

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na Tabela 37 é apresentado o comparativo das pressões máximas e mínimas para cada simulação, limitado aos primeiros picos de sobrepressão e subpressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção. A pressão máxima foi maior para $k_3 = 0,50$, mesmo não sendo a simulação com o maior valor de velocidade reversa, e a simulação com maior velocidade reversa ($k_3 = 0,10$) apresentou um valor de pressão máxima inferior.

Tabela 37 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – fechamento da válvula de controle – ($\varepsilon_0 = 2,0045\text{E-}4$) – A3

Simulação	Pressão máxima		Pressão mínima	
	Valor (mca)	Erro (%)	Valor (mca)	Erro (%)
Resultados do artigo	70,12	-	-10	-
$k_3 = 0,01$	34,05	-51%	-10	0%
$k_3 = 0,03447$	34,81	-50%	-10	0%
$k_3 = 0,10$	39,71	-43%	-10	0%
$k_3 = 0,20$	23,43	-67%	-7	-33%
$k_3 = 0,50$	47,20	-33%	-10	0%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Esse comportamento é atribuído ao maior atraso no fechamento da válvula de retenção para esse valor de k_3 , que faz com que o fechamento coincida com um momento de maior variação no sistema, resultando em maior sobreposição entre o efeito do fechamento e as oscilações decorrentes do fechamento prévio da válvula de controle, elevando a pressão máxima além do que seria esperado pela velocidade reversa isoladamente.

A princípio, verifica-se um padrão de aumento da pressão máxima com o aumento de k_3 , com exceção de $k_3 = 0,20$, que apresentou a menor pressão máxima e foi a única simulação na qual não foi atingida a pressão de vapor na sequência do primeiro pico de sobrepressão. Diferentemente do cenário A1, onde as pressões máximas aumentaram consistentemente com k_3 , o comportamento observado no cenário A3 reflete a influência da fração de vazios não nula, que introduz celeridade variável e torna a relação entre k_3 e a pressão máxima dependente da interação entre os dois parâmetros.

A sensibilidade das pressões máximas à variação de k_3 neste cenário foi mais expressiva do que a observada em relação à variação de k_3 no cenário A1, com $\varepsilon_0 = 0$. A pressão máxima variou de 23,43 mca a 47,20 mca (cerca de 24 mca).

Na Tabela 38 são apresentados os picos imediatos de sobrepressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção, que representam o efeito isolado do fechamento, comparados às estimativas analíticas da equação de Joukowski.

Tabela 38 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – fechamento da válvula de controle – ($\varepsilon_0 = 2,0045E-4$) – A3

Condição de contorno	Sobrepressão Joukowski (mca)	Pico de pressão imediato (mca)	Pressão antes do fechamento (mca)	Sobrepressão calculada (mca)	Erro
Resultados do artigo	61,54	62,83	2,69	60,14	2,32%
Regressão Polinomial	57,67	60,46	2,20	58,26	-1,02%
$k_3 = 0,01$	14,48	24,42	9,32	15,11	-4%
$k_3 = 0,03447$	17,76	28,67	9,72	18,96	-6%
$k_3 = 0,10$	21,60	29,73	5,73	24,00	-10%
$k_3 = 0,20$	10,10	14,01	1,79	12,23	-17%
$k_3 = 0,50$	14,86	27,33	4,58	22,74	-35%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

A diferença entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e a sobrepressão calculada apresentou crescimento progressivo em módulo com o aumento de k_3 , comportamento semelhante ao observado no cenário A1, indicando que o aumento de k_3 reduz a consistência física do modelo em relação à estimativa analítica. Para $k_3 = 0,50$, o erro atingiu 35%, valor expressivamente superior aos demais, reforçando que valores elevados desse parâmetro, distantes do valor de referência calculado pela equação de Paiva (2023), introduzem distorções na representação do pico imediato de sobrepressão.

O valor da sobrepressão calculado pela equação de Joukowski para a simulação com $k_3 = 0,20$ foi o menor, em conformidade com a menor pressão máxima e a menor velocidade reversa observadas para esse valor de k_3 . A maior sobrepressão, seja estimada por Joukowski, seja calculada pelo modelo, foi para $k_3 = 0,10$, em consonância com a maior velocidade reversa máxima. Esses resultados indicam que, em termos de magnitude da sobrepressão imediata, a velocidade reversa continua sendo o fator determinante, enquanto o crescimento do erro com k_3 reflete a redução da consistência do modelo para valores elevados desse parâmetro, independentemente da magnitude da sobrepressão.

Diferentemente da fração de vazios, o coeficiente de amortecimento não tem influência expressiva na variação da celeridade. Como ε_0 é diferente de zero, a celeridade varia ao longo da simulação, mas o coeficiente de amortecimento apresenta influência muito pequena sobre esse padrão de variação. A celeridade não apresentou crescimento ou redução consistente com o aumento de k_3 , com variação máxima de aproximadamente 120 m/s entre as simulações, valor pequeno em relação à celeridade de referência. A influência de k_3 sobre o passo de tempo computacional é igualmente pequena, decorrendo da pequena variação da celeridade que esse parâmetro promove.

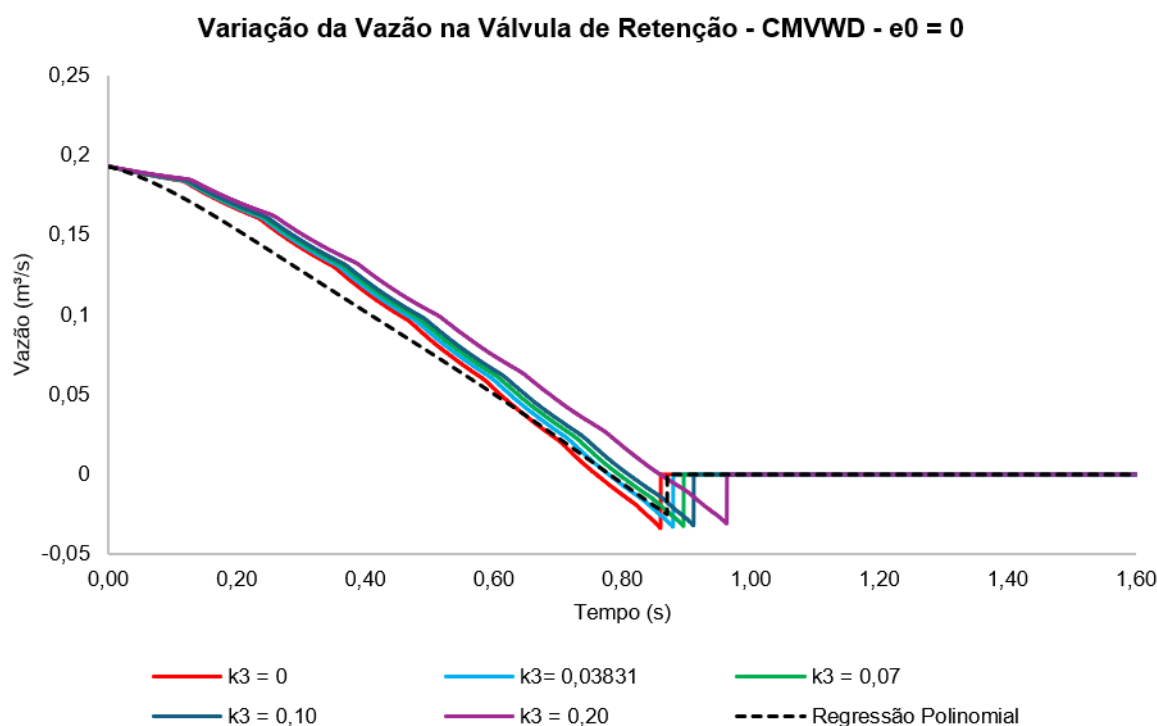
4.2.2 Parada da bomba – Tran (2015)

Nesta seção são apresentados os resultados da análise de sensibilidade para o caso de transitório hidráulico provocado pela parada de bomba: cenários B1, B2 e B3. Para cada cenário, foram apresentados os resultados mais representativos da influência de ε_0 e k_3 , dentro da faixa de variação definida na seção 3.3.1.

4.2.2.1 Cenário B1 - $\varepsilon_0 = 0$

No gráfico 19 é apresentada a variação da vazão na válvula de retenção, fixando a fração de vazios inicial $\varepsilon_0 = 0$ e variando o coeficiente de amortecimento: $k_3 = 0$; $k_3 = 0,03831$; $k_3 = 0,07$; $k_3 = 0,1$ e $k_3 = 0,2$.

Gráfico 19 - Variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba ($\varepsilon_0 = 0$) – B1



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na tabela 39 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE. O coeficiente $k_3 = 0$ apresentou os melhores resultados. Aumentando o valor de k_3 a partir de 0, os resultados dos indicadores foram tornando-se mais desfavoráveis, progressivamente. Mas de um modo geral, todas as simulações apresentaram bons resultados.

Em concordância ao verificado para os cenários de fechamento da válvula de controle, o aumento do k_3 promove uma redução de desaceleração e um consequente atraso na inversão da vazão e no fechamento da válvula de retenção.

Tabela 39 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba – ($\varepsilon_0 = 0$) – B1

k_3	NSE	RMSE
0	0,9879	0,0072
0,03831	0,9839	0,0083
0,07	0,9771	0,01
0,1	0,9694	0,0115
0,2	0,9367	0,0166

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na tabela 40 é apresentado um comparativo dos tempos de fechamento da válvula de retenção, do tempo de inversão do fluxo (desde o início da simulação), e da velocidade reversa no instante do fechamento. A simulação com $k_3 = 0$ foi a única na qual o fechamento da válvula de retenção ocorreu antes do verificado em Tran (2015), porém em todos os casos a velocidade reversa foi maior.

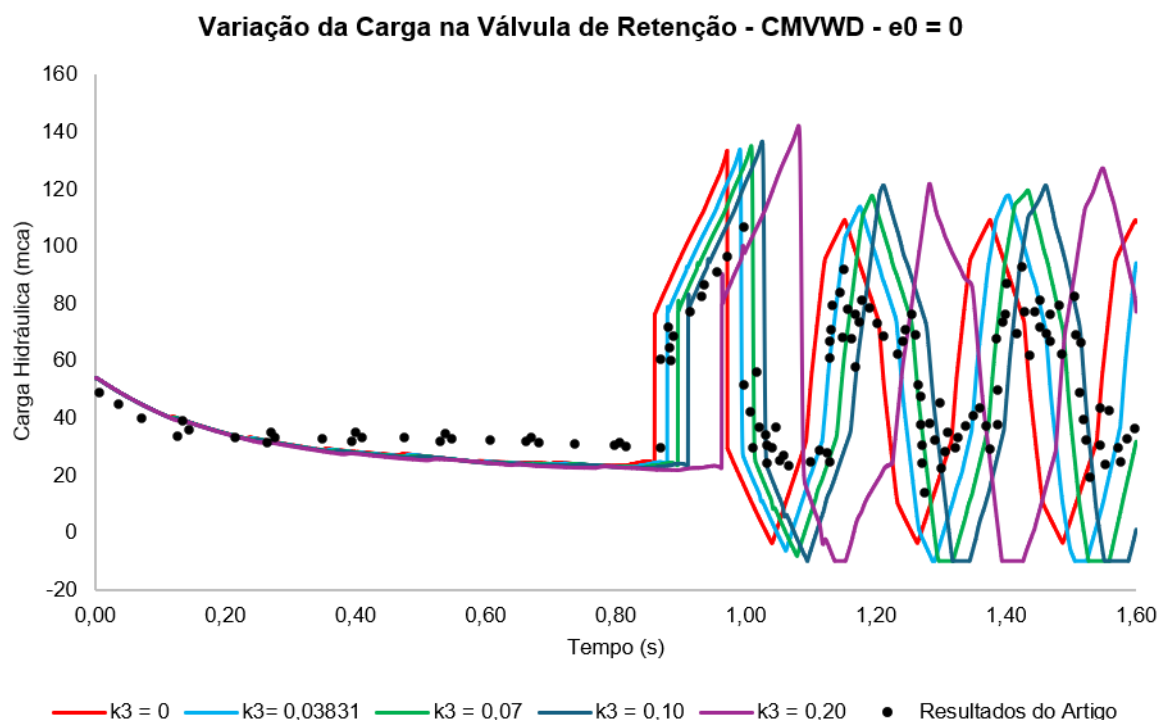
Tabela 40 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – parada da bomba – ($\varepsilon_0 = 0$) – B1

Simulação	Tempo de fechamento		Tempo de inversão da vazão		Velocidade reversa máxima	
	Valor (s)	Erro (%)	Valor (s)	Erro (%)	Valor (m/s)	Erro (%)
Regressão Polinomial	0,8701	-	0,7806	-	-0,3432	-
$k_3 = 0$	0,8601	-1%	0,7598	-3%	-0,4614	34%
$k_3 = 0,03831$	0,8795	1%	0,7789	-0,22%	-0,4504	31%
$k_3 = 0,07$	0,8958	3%	0,7948	2%	-0,4434	29%
$k_3 = 0,10$	0,9114	5%	0,8098	4%	-0,4382	28%
$k_3 = 0,20$	0,9631	11%	0,8590	10%	-0,4215	23%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na medida em que o k_3 promove uma redução da desaceleração, a velocidade reversa máxima no instante do fechamento da válvula de retenção também diminui. Esses resultados permitem estabelecer uma relação direta entre o aumento do k_3 com a redução da velocidade reversa, ao menos quando não há influência da fração de vazios. Essa relação não foi explícita no caso do fechamento da válvula de controle.

No gráfico 20 é apresentada a variação da carga hidráulica na válvula de retenção do cenário B1, para $\varepsilon_0 = 0$. Na tabela 41 são apresentados os indicadores de desvio NSE e RMSE. A curva de pressão antes do fechamento da válvula de retenção foi aproximadamente idêntica entre as simulações.

Gráfico 20 - Variação da carga hidráulica na válvula de retenção – parada da bomba ($\varepsilon_0 = 0$) – B1

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tabela 41 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba – ($\varepsilon_0 = 0$) – B1

k_3	NSE	RMSE
0	-1,2236	35,419
0,03831	-0,765	31,5554
0,07	-0,3788	27,8908
0,1	-1,4478	37,162
0,2	-6,3219	64,2715

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Assim como discutido na seção 4.1.2,4, os valores negativos do NSE e os valores elevados do RMSE não refletem necessariamente uma inadequação dos modelos, mas são decorrentes da distorção temporal entre as curvas comparadas. Observa-se que o aumento do k_3 promove um atraso na variação da pressão, reflexo direto do fechamento tardio da válvula de retenção.

Na simulação com $k_3 = 0,03831$, que apresentou o tempo de fechamento mais próximo ao de Tran (2015), o pico de sobrepressão decorrente do fechamento da válvula de retenção também apresentou um comportamento temporal muito próximo ao do artigo.

Uma vez que as velocidades reversas foram consistentemente maiores que no artigo, os picos de sobrepressão também foram superiores. Na Tabela 42 é apresentado o comparativo das pressões máximas e mínimas para cada simulação, limitado aos primeiros picos de sobrepressão e subpressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção.

Tabela 42 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – parada da bomba – ($\varepsilon_0 = 0$) – B1

Simulação	Pressão máxima		Pressão mínima	
	Valor (mca)	Erro (%)	Valor (mca)	Erro (%)
Resultados do artigo	106,68	-	23,48	-
$k_3 = 0$	133,42	25%	-3,81	-116%
$k_3 = 0,03831$	133,85	25%	-6,44	-127%
$k_3 = 0,07$	135,06	27%	-8,32	-135%
$k_3 = 0,10$	136,60	28%	-10	-143%
$k_3 = 0,20$	142,07	33%	-10	-143%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tanto as pressões máximas, quanto as pressões mínimas (em módulo) apresentaram crescimento com o aumento de k_3 , porém esses valores não correspondem exclusivamente ao efeito do fechamento da válvula de retenção, mas resultam da sobreposição com as oscilações de pressão decorrentes da parada da bomba.

A análise do efeito isolado do fechamento da válvula de retenção sobre a pressão é apresentada na Tabela 43, por meio da comparação entre os picos imediatos de sobrepressão e as estimativas analíticas de Joukowski.

A diferença entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e a sobrepressão calculada apresentou crescimento progressivo em módulo com o aumento de k_3 , comportamento semelhante ao observado nos cenários A1 e A3, indicando que o aumento de k_3 reduz a consistência física do modelo em relação à estimativa analítica. Observa-se ainda uma mudança de sinal do erro entre $k_3 = 0$ e $k_3 = 0,03831$, com Joukowski superestimando levemente a sobrepressão calculada para $k_3 = 0$ e subestimando progressivamente para os demais valores.

Tabela 43 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – parada da bomba – ($\varepsilon_0 = 0$) – B1

Condição de contorno	Sobrepressão Joukowski (mca)	Pico de pressão imediato (mca)	Pressão antes do fechamento (mca)	Sobrepressão calculada (mca)	Erro
Resultados do artigo	35,22	61,18	31,10	30,08	17,09%
Regressão Polinomial	39,89	71,09	32,20	38,88	2,58%
$k_3 = 0$	53,62	76,09	23,95	52,14	2,84%
$k_3 = 0,03831$	52,34	76,50	23,65	52,84	-0,95%
$k_3 = 0,07$	51,53	77,00	23,39	53,61	-3,88%
$k_3 = 0,10$	50,92	77,60	23,14	54,46	-6,50%
$k_3 = 0,20$	48,98	79,54	22,40	57,15	-14,28%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Os resultados são aparentemente contraditórios, uma vez que a equação de Joukowski prevê redução da sobrepressão com a diminuição da velocidade reversa, enquanto o modelo apresenta crescimento da sobrepressão calculada com o aumento de k_3 . Investigou-se a hipótese de que esse comportamento estaria relacionado à proximidade temporal entre o fechamento da válvula de retenção e a parada da bomba, porém verificou-se que a diferença temporal entre os dois eventos permanece praticamente constante para todos os valores de k_3 , descartando essa hipótese.

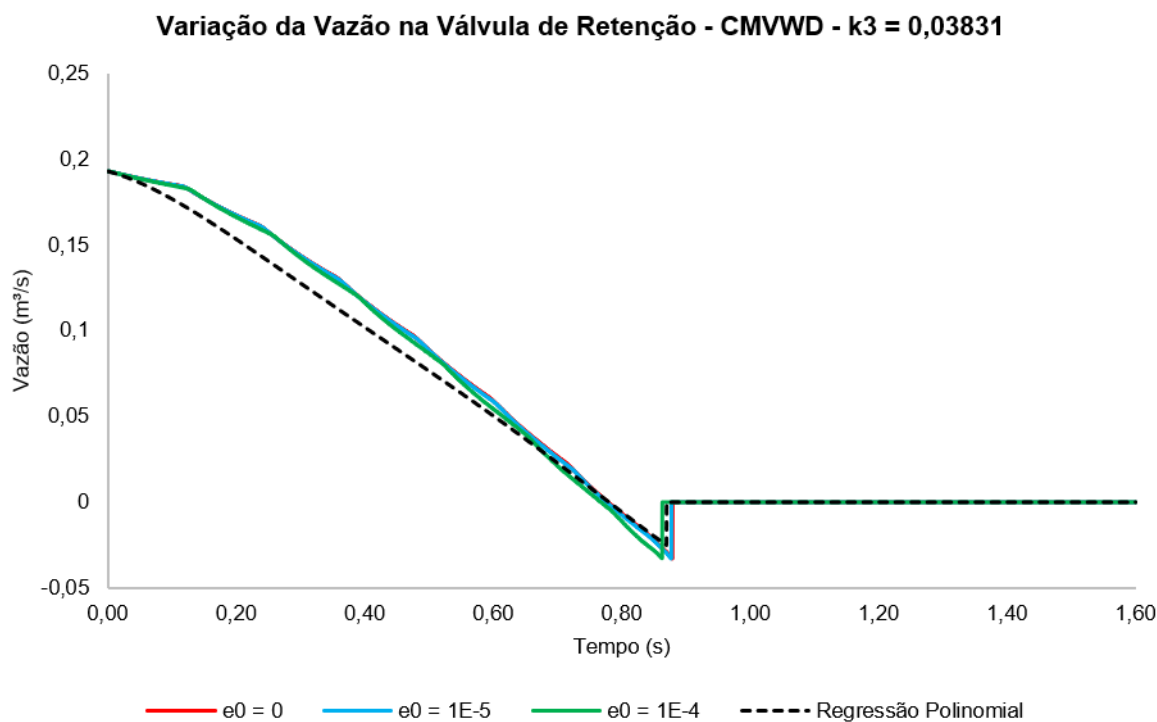
A relação entre k_3 e a sobrepressão imediata no caso de parada de bomba envolve a interação entre o fechamento da válvula de retenção e as ondas de pressão presentes no sistema durante o regime transiente, não sendo possível identificar uma explicação para as maiores sobrepressões estarem associadas a menores velocidades reversas, o que constitui uma direção para investigação futura.

4.2.2.2 Cenário B2 - $k_3 = 0,03831$

No gráfico 21 é apresentada a variação da vazão na válvula de retenção, dessa vez fixando o coeficiente de amortecimento $k_3 = 0,03831$ e variando a fração de vazios inicial em $\varepsilon_0 = 0$; $\varepsilon_0 = 1\text{E-}5$; $\varepsilon_0 = 1\text{E-}4$. Na tabela 44 são apresentados os resultados dos indicadores de

desvio NSE e RMSE. É possível observar que quanto maior o valor de ε_0 , melhores os resultados dos indicadores.

Gráfico 21 - Variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba ($k_3 = 0,03831$) – B2



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tabela 44 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba – ($k_3 = 0,03831$) – B2

ε_0	NSE	RMSE
0	0,9839	0,0083
1E-5	0,9868	0,0075
1E-4	0,9872	0,0075

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na tabela 45 é apresentado um comparativo dos tempos de fechamento da válvula de retenção, do tempo de inversão do fluxo (desde o início da simulação), e da velocidade reversa no instante do fechamento.

Tabela 45 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – parada da bomba – ($k_3 = 0,03831$) – B2

Simulação	Tempo de fechamento		Tempo de inversão da vazão		Velocidade reversa máxima	
	Valor (s)	Erro (%)	Valor (s)	Erro (%)	Valor (m/s)	Erro (%)
Regressão Polinomial	0,8701	-	0,7806	-	-0,3432	-
$\varepsilon_0 = 0$	0,8795	1,1%	0,7789	-0,22%	-0,4504	31,24%
$\varepsilon_0 = 1\text{E-}5$	0,8777	0,9%	0,7766	-0,52%	-0,4503	31,21%
$\varepsilon_0 = 1\text{E-}4$	0,8635	-0,8%	0,7683	-1,6%	-0,4482	30,60%

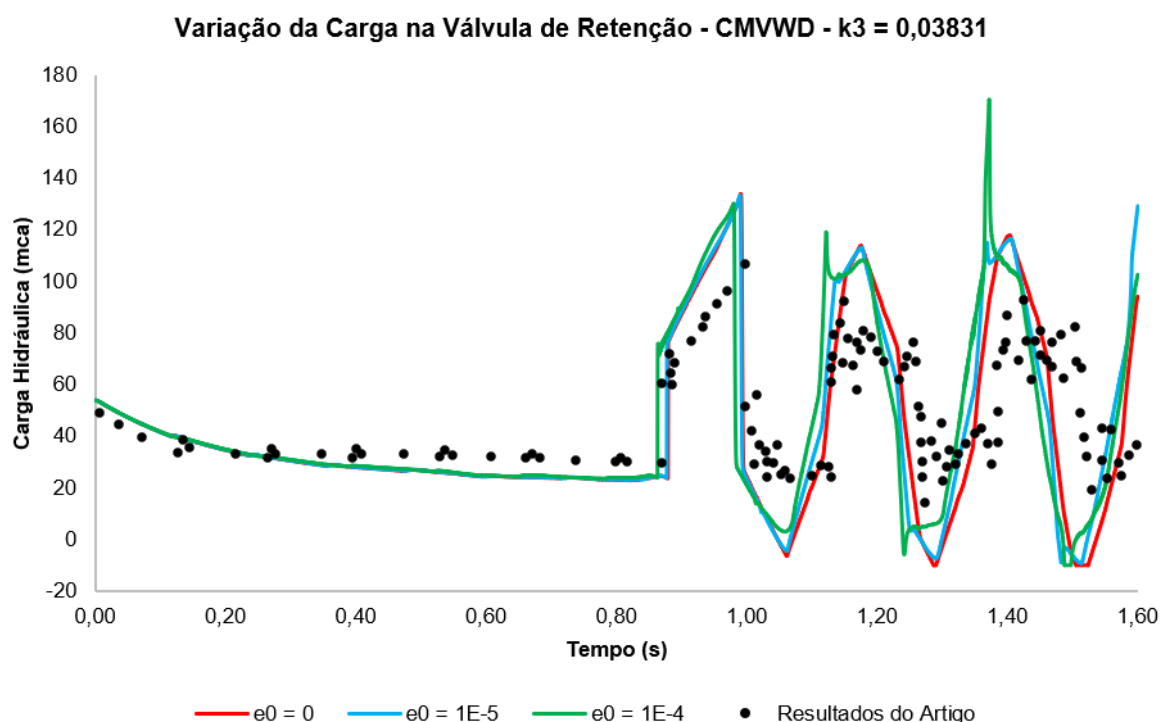
Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

O aumento de ε_0 provoca um leve aumento da desaceleração e uma pequena antecipação do fechamento da válvula de retenção, com redução da velocidade reversa máxima. Esse comportamento contraditório pode estar associado a dois fatores: o fechamento ligeiramente antecipado limita o desenvolvimento completo da velocidade reversa antes do fechamento; e a redução da celeridade com o aumento de ε_0 altera a frequência de propagação das ondas de pressão, influenciando a dinâmica do fechamento. Entretanto, as diferenças entre as simulações foram muito pequenas em todas as variáveis analisadas, diferentemente do observado no cenário A2, onde a sensibilidade à variação de ε_0 foi expressiva. Esse contraste indica que, no caso de parada de bomba, a dinâmica da bomba (inércia) domina o comportamento do sistema, reduzindo a influência relativa de ε_0 sobre as variáveis analisadas.

Quanto maior o valor de ε_0 , mais a curva de vazão se aproximou dos resultados de Tran (2015), comportamento confirmado pelos indicadores de desvio. Ainda assim, em todas as simulações, a velocidade reversa máxima foi superior à do artigo.

No gráfico 22 é apresentada a variação da carga hidráulica na válvula de retenção referente à análise B2, fixando o coeficiente de amortecimento em $k_3 = 0,03831$. A curva de pressão antes do fechamento da válvula de retenção foi aproximadamente idêntica entre as simulações. Na tabela 46 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE.

De modo geral, os resultados obtidos para a pressão apresentaram desempenho inferior àqueles observados para a vazão, em decorrência da distorção temporal entre as curvas comparadas. Para as simulações com $\varepsilon_0 = 1\text{E-}4$, observa-se um pico de pressão terciário de maior magnitude que o primeiro pico de sobrepressão, decorrente do fechamento da válvula de retenção. Nessa simulação, como a válvula de retenção fechou mais cedo, verifica-se um adiantamento dos picos de pressão em relação aos demais valores de ε_0 .

Gráfico 22 - Variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba ($k_3 = 0,03831$) – B2

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tabela 46 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba – ($k_3 = 0,03831$) – B2

ϵ_0	NSE	RMSE
0	-0,765	31,5554
1E-5	-1,2861	36,544
1E-4	-1,9946	34,4723

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Uma vez que as velocidades reversas foram consistentemente maiores que no artigo, os picos de sobrepressão também foram superiores. Na Tabela 47 é apresentado o comparativo das pressões máximas e mínimas para cada simulação, limitado aos primeiros picos de sobrepressão e subpressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção. Como resultado da menor magnitude da velocidade reversa máxima, as pressões máximas e mínimas foram tão menores (em módulo) quanto maior o valor de ϵ_0 .

Os resultados para $\epsilon_0 = 1E-4$, assim como verificado para a vazão, foram mais próximos ao primeiro pico de pressão verificado em Tran (2015). Entretanto, a diferença dos valores de pressões máximas entre as simulações foi muito pequena. Essas diferenças foram mais expressivas para as pressões mínimas.

Tabela 47 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – parada da bomba – ($k_3 = 0,03831$) – B2

Simulação	Pressão máxima		Pressão mínima	
	Valor (mca)	Erro (%)	Valor (mca)	Erro (%)
Resultados do artigo	106,68	-	23,48	-
$\varepsilon_0 = 0$	133,85	25,47%	-6,44	-127%
$\varepsilon_0 = 1E-5$	133,28	24,94%	-4,36	-119%
$\varepsilon_0 = 1E-4$	130,14	21,99%	3,01	-87%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na Tabela 48 é apresentado o comparativo dos picos imediatos de sobrepressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção com as estimativas analíticas da equação de Joukowski. As sobrepressões calculadas a partir da equação de Joukowski diminuiram conforme o aumento da fração de vazios, comportamento que foi reproduzido pelo modelo, uma vez que tanto a celeridade quanto a velocidade reversa máxima diminuiram.

O erro entre a estimativa de Joukowski e a sobrepressão calculada foi praticamente constante, os valores foram inferiores a 1% para todas as simulações, não apresentando uma tendência clara de progressão ou redução com o aumento da fração de vazios.

Tabela 48 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – parada da bomba – ($k_3 = 0,03831$) – B2

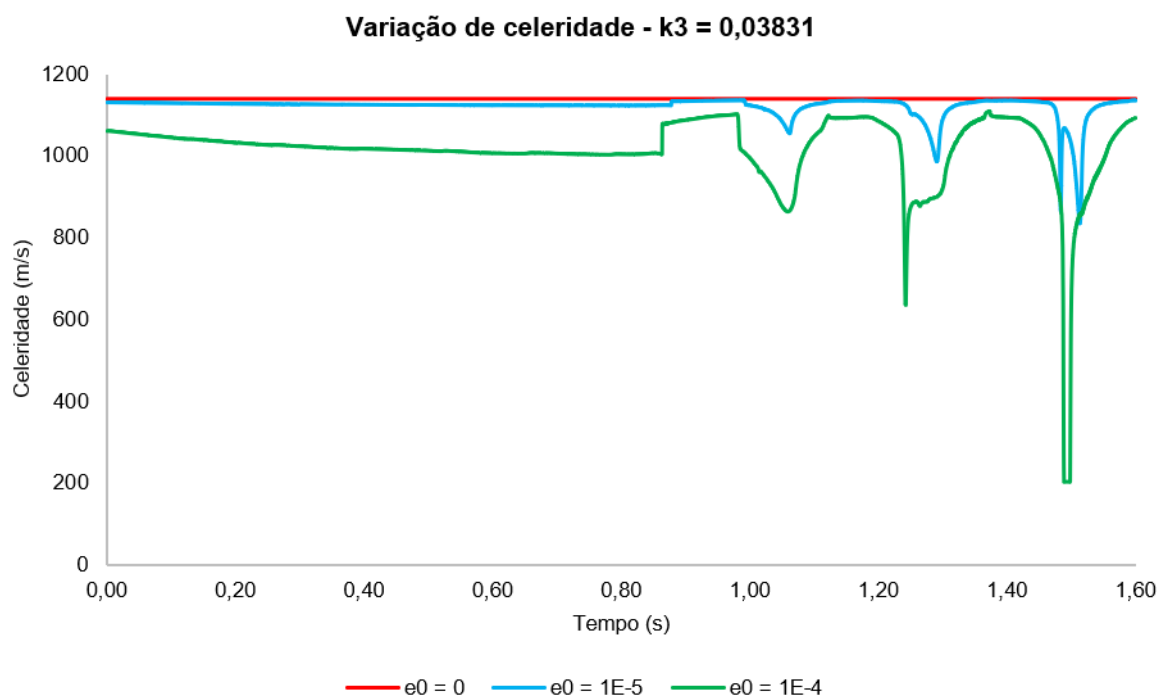
Condição de contorno	Sobrepressão Joukowski (mca)	Pico de pressão imediato (mca)	Pressão antes do fechamento (mca)	Sobrepressão calculada (mca)	Erro
Resultados do artigo	35,22	61,18	31,10	30,08	17,09%
Regressão Polinomial	39,89	71,09	32,20	38,88	2,58%
$\varepsilon_0 = 0$	52,34	76,50	23,65	52,84	-0,95%
$\varepsilon_0 = 1E-5$	51,59	75,89	23,80	52,09	-0,96%
$\varepsilon_0 = 1E-4$	45,89	70,21	23,88	46,32	-0,93%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

No gráfico 23 é apresentada a variação da celeridade na seção imediatamente a jusante da válvula de retenção para o cenário B2. O comportamento observado é consistente com o discutido no cenário A2: quanto menor o valor de ε_0 , maior a celeridade e maior a frequência de variação da pressão, conforme fundamentado pela equação (2.73) e pela relação $f = a/(2L)$. A influência de ε_0 sobre a celeridade no caso de parada de bomba seguiu o mesmo padrão

identificado para o caso de fechamento de válvula de controle, corroborando as conclusões anteriores. As quedas abruptas e expressivas da celeridade estão associadas a quedas intensas de pressão.

Gráfico 23 - Variação da celeridade imediatamente a jusante da válvula de retenção – parada da bomba ($k_3 = 0,03831$) – B2

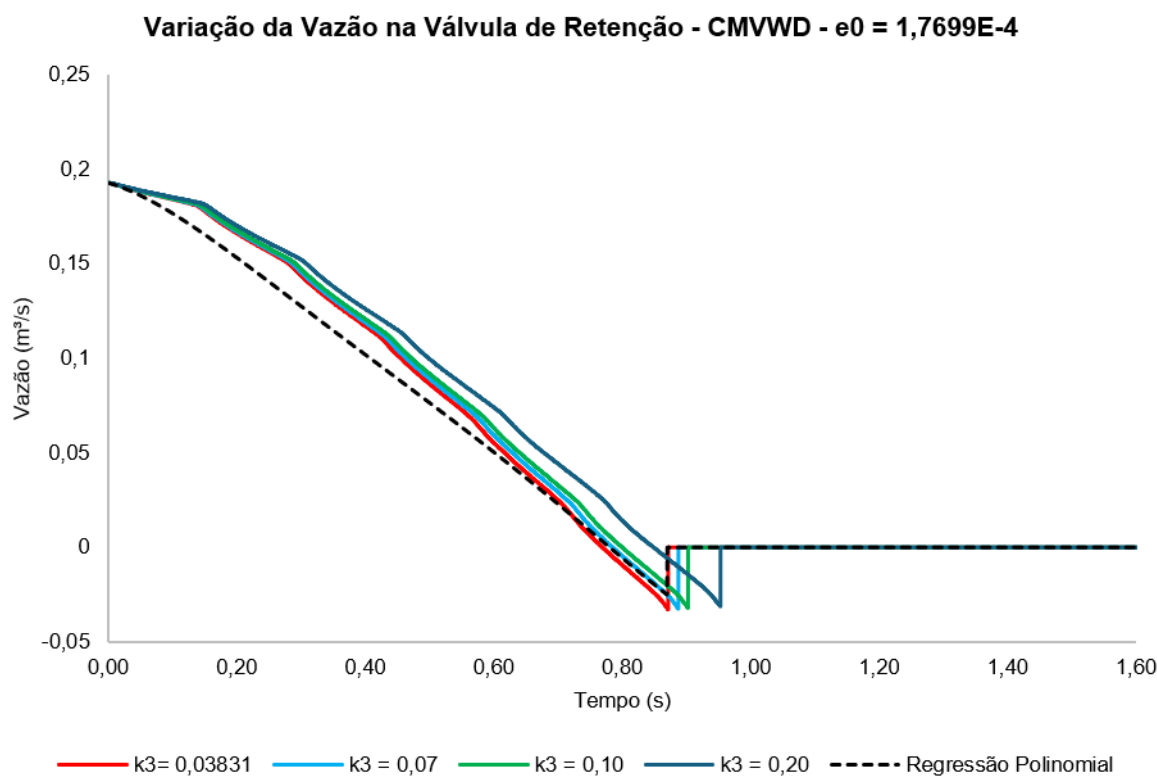


Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

4.2.2.3 Cenário B3 - $\varepsilon_0 = 1,7699E-4$

No gráfico 24 é apresentada a variação da vazão na válvula de retenção, dessa vez fixando a fração de vazios inicial em $\varepsilon_0 = 1,7699E-4$, e variando o coeficiente de amortecimento: $k_3 = 0,03831$; $k_3 = 0,07$; $k_3 = 0,1$ e $k_3 = 0,2$. Na tabela 49 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE. O coeficiente $k_3 = 0,03831$ apresentou os melhores resultados. Assim como no cenário B1, aumentando o valor de k_3 , os resultados dos indicadores foram tornando-se mais desfavoráveis, progressivamente. Mas de um modo geral, todas as simulações apresentaram bons resultados.

Em concordância ao verificado para os cenários de fechamento da válvula de controle e ao cenário B1, o aumento do k_3 promoveu uma redução de desaceleração e um consequente atraso na inversão da vazão e no fechamento da válvula de retenção.

Gráfico 24 - Variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba ($\varepsilon_0 = 1,7699\text{E-}4$) – B3

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tabela 49 – Indicadores de desvio para a variação da vazão na válvula de retenção – parada da bomba – ($\varepsilon_0 = 1,7699\text{E-}4$) – B3

k_3	NSE	RMSE
0,03831	0,9874	0,0074
0,07	0,9815	0,009
0,1	0,9747	0,0105
0,2	0,9457	0,0154

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na tabela 50 é apresentado um comparativo dos tempos de fechamento da válvula de retenção, do tempo de inversão do fluxo (desde o início da simulação), e da velocidade reversa no instante do fechamento. Na simulação com $k_3 = 0,03831$, o tempo de fechamento da válvula de retenção foi praticamente idêntico ao de Tran (2015). Para os demais casos, o fechamento ocorreu depois do instante do artigo e em todos os cenários, a velocidade reversa no instante do fechamento foi maior.

Tabela 50 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima – parada da bomba – ($\varepsilon_0 = 1,7699\text{E-}4$) – B3

Simulação	Tempo de fechamento		Tempo de inversão da vazão		Velocidade reversa máxima	
	Valor (s)	Erro (%)	Valor (s)	Erro (%)	Valor (m/s)	Erro (%)
Regressão Polinomial	0,8701	-	0,7806	-	-0,3432	-
$k_3 = 0,03831$	0,8716	0%	0,7694	-1%	-0,4504	31%
$k_3 = 0,07$	0,8875	2%	0,7851	1%	-0,4444	29%
$k_3 = 0,10$	0,9025	4%	0,7998	2%	-0,4393	28%
$k_3 = 0,20$	0,9530	10%	0,8486	9%	-0,4271	24%

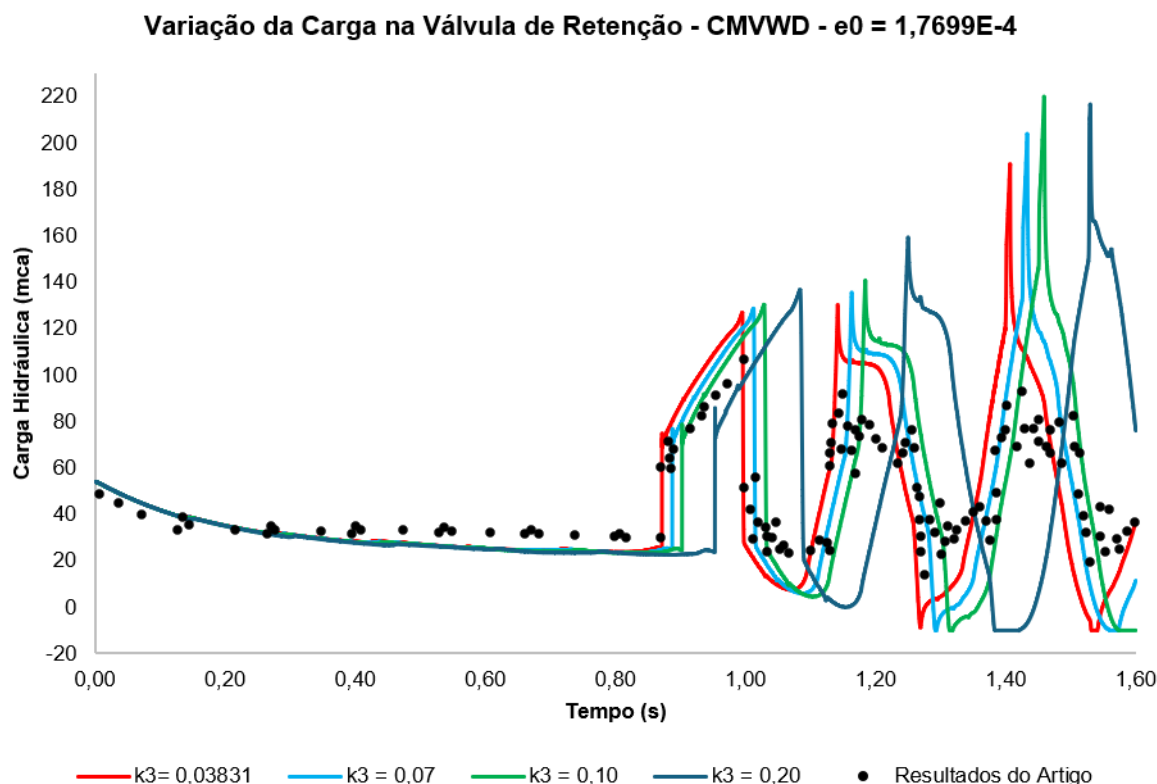
Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na medida em que o k_3 promove uma redução da desaceleração, a velocidade reversa máxima no instante do fechamento da válvula de retenção também diminui. Esses resultados, em contribuição aos resultados do cenário B1, permitem estabelecer uma relação direta entre o aumento do k_3 e a redução da velocidade reversa, no caso da parada de bomba, independentemente de o valor da fração de vazios ser nulo ou não. Esse comportamento contrasta com o observado nos cenários A1 e A3, onde essa relação não foi clara, sugerindo que a dinâmica da bomba favorece uma relação mais direta entre k_3 e a velocidade reversa do que a dinâmica da válvula de controle.

No gráfico 25 é apresentada a variação da carga na válvula de retenção para a análise B3, fixando a fração de vazios inicial $\varepsilon_0 = 1,7699\text{E-}4$. Na tabela 51 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio NSE e RMSE. Seguindo o padrão dos resultados dos demais cenários, os indicadores demonstram que não houve uma boa aderência aos resultados do artigo, mas essas divergências já foram discutidas e estão relacionadas sobretudo à distorção temporal.

Ainda assim, a simulação com $k_3 = 0,03831$ se aproximou dos resultados de Tran (2015). O pico de sobrepressão decorrente do fechamento da válvula de retenção, em termos temporais, foi bem preciso, condizente com a exatidão do instante do fechamento da válvula de retenção.

A curva de pressão antes do fechamento da válvula de retenção foi aproximadamente idêntica entre as simulações, mas como a válvula de retenção fechou em tempos diferentes, cada vez mais tardios, os picos de sobrepressão também apresentaram um atraso temporal, tão maior quanto o valor de k_3 .

Gráfico 25 - Variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba ($\varepsilon_0 = 1,7699\text{E-}4$) – B3

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tabela 51 – Indicadores de desvio para a variação da carga na válvula de retenção – parada da bomba – ($\varepsilon_0 = 1,7699\text{E-}4$) – B3

k_3	NSE	RMSE
0,03831	-0,546	28,0767
0,07	-0,5982	28,5901
0,1	-1,2497	34,122
0,2	-7,4942	64,9997

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Observa-se ainda que, à medida que k_3 aumentou, os picos secundários e terciários de pressão após o fechamento da válvula de retenção tornaram-se progressivamente maiores, comportamento que não foi perceptível para $\varepsilon_0 = 0$. Cabe destacar que nas simulações realizadas, a válvula de retenção permaneceu fechada até o fim da simulação, não sendo investigado o comportamento do sistema para condições em que a válvula voltaria a abrir em resposta a um gradiente de pressão favorável. Essa análise constitui uma direção para trabalhos futuros.

Uma vez que as velocidades reversas foram maiores que no artigo, os picos de sobrepressão também foram superiores. Na Tabela 52 é apresentado o comparativo das pressões máximas e mínimas para cada simulação, limitado aos primeiros picos de sobrepressão e subpressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção.

Tabela 52 – Comparativo das pressões máximas e mínimas – parada da bomba – ($\varepsilon_0 = 1,7699\text{E-}4$) – B3

Simulação	Pressão máxima		Pressão mínima	
	Valor (mca)	Erro (%)	Valor (mca)	Erro (%)
Resultados do artigo	106,68	-	23,48	-
$k_3 = 0,03831$	126,99	19%	7,39	-69%
$k_3 = 0,07$	128,66	21%	5,87	-75%
$k_3 = 0,10$	130,37	22%	4,47	-81%
$k_3 = 0,20$	136,76	28%	-0,08	-100%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tanto as pressões máximas, quanto as pressões mínimas (em módulo) apresentaram crescimento com o aumento de k_3 , porém esses valores não correspondem exclusivamente ao efeito do fechamento da válvula de retenção, mas resultam da sobreposição com as oscilações de pressão decorrentes da parada da bomba.

A análise do efeito isolado do fechamento da válvula de retenção sobre a pressão é apresentada na Tabela 53, por meio da comparação entre os picos imediatos de sobrepressão e as estimativas analíticas de Joukowski.

Tabela 53 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção – parada da bomba – ($\varepsilon_0 = 1,7699\text{E-}4$) – B3

Condição de contorno	Sobrepressão Joukowski (mca)	Pico de pressão imediato (mca)	Pressão antes do fechamento (mca)	Sobrepressão calculada (mca)	Erro
Resultados do artigo	35,22	61,18	31,10	30,08	17,09%
Regressão Polinomial	39,89	71,09	32,20	38,88	2,58%
$k_3 = 0,03831$	42,81	68,13	25,01	43,12	-0,71%
$k_3 = 0,07$	42,19	68,52	24,73	43,79	-3,65%
$k_3 = 0,10$	41,65	68,92	24,48	44,44	-6,28%
$k_3 = 0,20$	40,34	70,61	23,67	46,95	-14,08%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

A diferença entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e a sobrepressão calculada apresentou crescimento progressivo em módulo com o aumento de k_3 , comportamento semelhante ao observado nos cenários A1, A3 e B1, corroborando a conclusão de que o aumento de k_3 reduz a consistência física do modelo em relação à estimativa analítica.

A equação de Joukowski prevê redução da sobrepressão com a diminuição da velocidade reversa e da celeridade, entretanto o modelo apresenta crescimento da sobrepressão calculada com o aumento de k_3 . Esse comportamento foi verificado no cenário B1 para $\varepsilon_0 = 0$, e agora com ε_0 diferente de 0, indicando que esse padrão independe do valor da fração de vazios inicial.

Conforme discutido no cenário B2, a dinâmica da bomba domina o comportamento do sistema no caso de parada de bomba, e sua interação com o fechamento da válvula de retenção pode estar contribuindo para amplificar a sobrepressão calculada além do previsto por Joukowski. A relação entre k_3 e a sobrepressão imediata nesse caso não pode ser explicada com os dados disponíveis, o que constitui uma direção para investigação futura.

A influência do coeficiente k_3 sobre a variação da celeridade foi ainda menor que no cenário A3, com variação máxima de apenas 6 m/s entre as simulações, valor muito baixo em relação à celeridade de referência. Da mesma forma, a influência do k_3 sobre o passo de tempo computacional foi irrisória.

4.2.3 Discussão comparativa da análise de sensibilidade entre os casos de transitório hidráulico

O aumento de k_3 promoveu uma redução da desaceleração em ambos os casos de transitório, fundamentada pelo mecanismo de dissipação de energia do escoamento, reduzindo a taxa de variação da vazão. Esse é o efeito mais evidente e consistente de k_3 , verificado em todos os cenários analisados independentemente do caso de transitório ou do valor de ε_0 .

Em relação à influência de k_3 sobre a velocidade reversa máxima, os dois casos apresentaram comportamentos distintos. No caso de parada de bomba, os cenários B1 e B3 permitiram estabelecer uma relação direta entre o aumento de k_3 e a redução da velocidade reversa, independentemente do valor de ε_0 , comportamento alinhado com a teoria das curvas características, que prevê menor velocidade reversa para menor desaceleração. No caso de fechamento de válvula de controle, essa relação não foi clara nos cenários A1 e A3, com variações pequenas e sem crescimento ou redução consistente. Esse contraste sugere que a

dinâmica da bomba favorece uma relação mais direta entre k_3 e a velocidade reversa, enquanto a dinâmica da válvula de controle introduz uma complexidade adicional, decorrente do fato de o fechamento da válvula de retenção ter sido associado à mudança de sentido do escoamento na fronteira da válvula de controle.

Apesar de reduzirem a velocidade reversa, os aumentos de k_3 no caso de parada de bomba resultaram em crescimento das sobrepressões imediatas, comportamento aparentemente contraditório em relação à estimativa de Joukowski. Nesse contexto, a relação entre k_3 e a sobrepressão imediata no caso de parada de bomba não pôde ser explicada com os dados disponíveis, constituindo uma direção para investigação futura. No caso de fechamento de válvula de controle, esse padrão contraditório não foi observado e as maiores sobrepressões estiveram sempre associadas às maiores velocidades reversas, ainda que a relação entre k_3 e a velocidade reversa não tenha sido clara. O aumento do k_3 também evidenciou de forma muito expressiva o efeito de atrasar as variações da pressão, comportamento observado por Paiva (2023).

De modo geral, no caso de fechamento de válvula de controle, a fração de vazios e o coeficiente de amortecimento apresentaram influência expressiva nas condições anteriores ao fechamento, como variação da vazão e da pressão, mas os resultados diretos do fechamento da válvula de retenção foram fortemente influenciados pela dinâmica da válvula de controle. No caso de parada de bomba, esses parâmetros apresentaram menor influência na dinâmica prévia ao fechamento, indicando que a inércia da bomba prevalece, mas sua influência sobre os resultados do fechamento da válvula de retenção (velocidade e pressão) foi mais clara.

O aumento da fração de vazios inicial reduziu a celeridade e aumentou a desaceleração na válvula de retenção de forma consistente em todos os cenários onde esse parâmetro foi variado. No entanto esses dois efeitos mostram-se concorrentes: a redução da celeridade tenderia a reduzir os picos de pressão, enquanto o aumento da desaceleração tenderia a aumentar a velocidade reversa máxima e, consequentemente, as sobrepressões decorrentes do fechamento da válvula de retenção.

No caso de transitório provocado pelo fechamento da válvula de controle, o efeito da desaceleração se sobrepôs ao da redução da celeridade: o aumento da desaceleração promoveu aumento da velocidade reversa máxima, comportamento em acordo com a teoria das curvas características de Thorley (1989). No caso de parada da bomba, o comportamento foi oposto: apesar do pequeno aumento da desaceleração, verificou-se uma pequena diminuição da velocidade reversa máxima e dos picos imediatos de sobrepressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção, indicando que o efeito da redução da celeridade prevaleceu nesse caso.

Esse comportamento é consistente com os resultados de Lee e Leow (2001) e Lee, Low e Nguyen (2009), que demonstraram que a presença de ar no sistema influencia as condições de fechamento da válvula de retenção e promove atenuação dos picos de pressão. Paiva (2023) também apresenta resultados que demonstram que o aumento da fração de vazios provoca redução dos picos de pressão, porém em um contexto que não envolve o fechamento da válvula de retenção. A explicação física para o aumento da desaceleração promovido pelo aumento da fração de vazios não foi identificada na literatura consultada e constitui uma direção para investigação futura.

No caso da parada de bomba, a influência do k_3 foi mais expressiva em comparação a ε_0 , o que é consistente com o mecanismo de atuação de cada parâmetro: k_3 atua diretamente sobre a taxa de variação da vazão, enquanto ε_0 atua indiretamente pela modificação da celeridade, cujo efeito é secundário quando a inércia da bomba domina o sistema.

Em relação à consistência do modelo com a estimativa analítica de Joukowski, o crescimento do erro com o aumento de k_3 foi observado em todos os cenários em que esse parâmetro foi variado, tanto para fechamento de válvula de controle quanto para parada de bomba, indicando que valores elevados de k_3 , distantes do valor de referência calculado pela equação de Paiva (2023), reduzem a consistência física do modelo. Para a variação de ε_0 , os dois casos apresentaram comportamentos distintos: no caso de fechamento de válvula de controle, o erro diminuiu progressivamente com o aumento de ε_0 , indicando maior consistência para valores maiores de fração de vazios; no caso de parada de bomba, o erro permaneceu praticamente constante para todos os valores de ε_0 testados, sugerindo que a dinâmica da bomba estabelece uma condição de fechamento com consistência em relação a Joukowski independente da fração de vazios.

Com base nos resultados da análise de sensibilidade, é possível indicar, para cada caso de transitório hidráulico, a combinação de ε_0 e k_3 que produziu maior aderência aos resultados de Tran (2015). Para o caso de fechamento de válvula de controle, o melhor resultado foi obtido com $\varepsilon_0 = 0$ e $k_3 = 0,07$. Embora $k_3 = 0,15$ tenha apresentado maior aderência à variação temporal da vazão, o valor de $k_3 = 0,07$ representa um equilíbrio mais adequado entre a aderência à curva de vazão e a consistência física do modelo, uma vez que a estimativa analítica de Joukowski se mostrou comprometida para valores mais elevados do coeficiente.

Essa escolha é respaldada pela literatura, que reporta valores de k_3 predominantemente na faixa de 0,03 a 0,08 (VÍTKOVSKÝ *et al.*, 2006). A equação de Paiva (2023) determinou valores na mesma ordem de grandeza, entre 0,03 e 0,04. A estimativa de k_3 a partir do

coeficiente de decaimento de cisalhamento C^* (ZHOU *et al.*, 2021) resulta em um valor de aproximadamente 0,034 para regime laminar; para regime turbulento, k_3 tende a diminuir à medida que o número de Reynolds aumenta. Esse conjunto de evidências corrobora a conclusão de que o aumento de k_3 está associado a uma maior inconsistência física do modelo.

Para o caso de parada de bomba, os resultados mais aderentes foram obtidos com os valores calculados pelas equações de Paiva (2023), $\varepsilon_0 = 1,7699\text{E-}4$ e $k_3 = 0,03831$, para os quais o tempo de fechamento da válvula de retenção coincidiu com o de Tran (2015) e a pressão máxima apresentou diferença de apenas 19% em relação ao artigo. Esse resultado reforça a validade da metodologia proposta por Paiva (2023) para a determinação dos parâmetros do modelo CMVWD. Entretanto, para esse valor de ε_0 , foram verificados picos secundários e terciários de pressão com comportamento ascendente. Nesse sentido, o valor de $\varepsilon_0 = 0$ promoveu resultados mais estáveis.

4.3 Validação da Condição de Contorno Simplificada – Experimento de Himr et al. (2017)

Na seção 4.1 foi apresentada a comparação entre as três condições de contorno para a válvula de retenção desenvolvidas neste trabalho. A condição de contorno de fechamento dinâmico foi avaliada a partir dos resultados simulados por Tran (2015) e verificou-se uma excelente aderência quanto aos resultados de variação da vazão e uma aderência moderada quanto aos resultados de variação da pressão, para o caso de transitório hidráulico provocado pela parada da bomba.

Nesse sentido, considerando a validade da condição de contorno de fechamento dinâmico, que é fisicamente mais consistente por resolver a equação do movimento, ficou comprovado na seção 4.1.2 que a condição de contorno simplificada consegue reproduzir adequadamente os resultados da condição de contorno de fechamento dinâmico, desde que a curva característica utilizada como parâmetro de entrada seja representativa das condições operacionais e do tipo de válvula de retenção simulada.

A fragilidade da validação das condições de contorno propostas encontra-se no fato de os resultados de Tran (2015) também serem resultados numéricos, validados a partir de dados experimentais de Li e Liou (2003), o que torna a validação feita na seção 4.1 uma validação indireta.

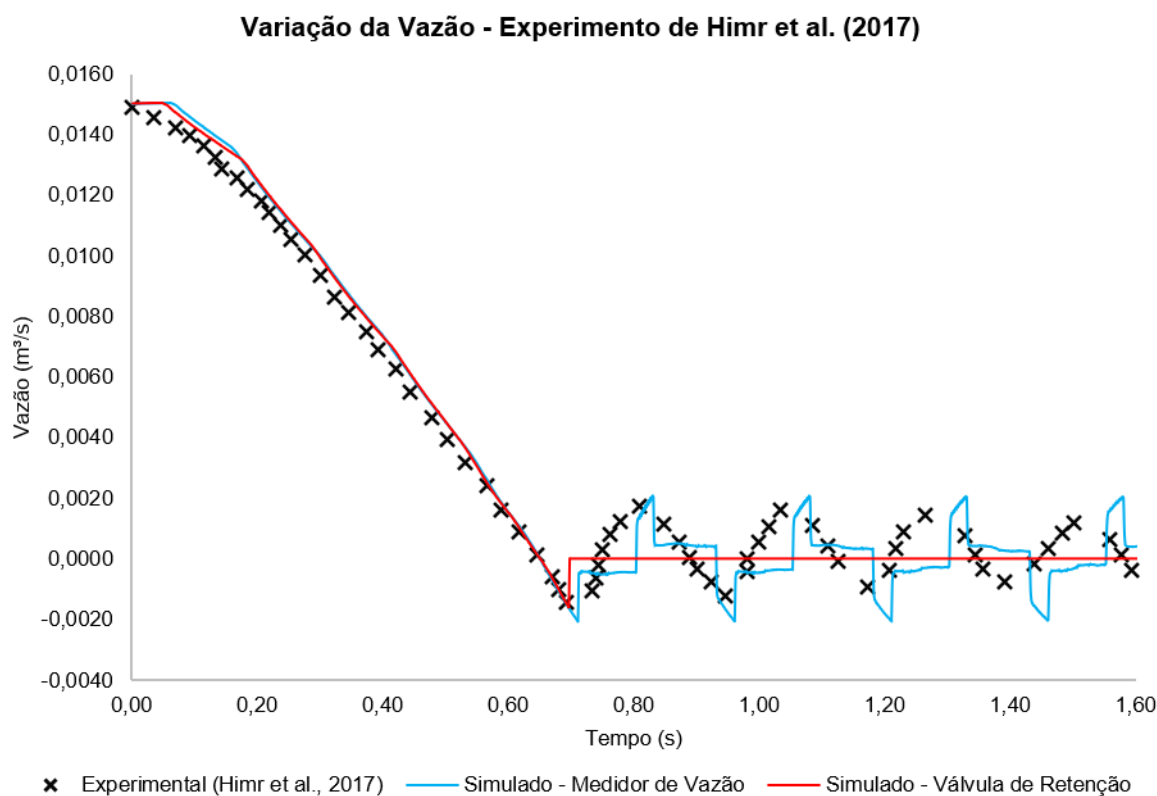
Por conta disso, nesta seção são apresentados os resultados da validação da condição de contorno simplificada a partir de dados experimentais do trabalho de Himr *et al.* (2017), com o objetivo de conferir maior robustez à validação do modelo proposto. Em seguida, serão

apresentados os resultados preliminares da proposta de generalização de curvas características, a partir da correlação adimensional de curvas características de diferentes fontes experimentais.

4.3.1 Experimento de Himr et al. (2017)

No gráfico 26 é apresentada a comparação da variação da vazão através da válvula de retenção, simulada com a condição de contorno simplificada, com os resultados experimentais apresentados por Himr *et al.* (2017). Nesta aplicação, foi utilizada a curva característica proposta por Himr *et al.* (2017) para a válvula portinhola (*swing check*) que foi estudada. Como os dados de vazão foram medidos a certa distância da válvula de retenção, o gráfico também apresenta a curva de vazão na posição correspondente ao medidor de vazão.

Gráfico 26 - Variação da vazão – Experimento de Himr *et al.* (2017)



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Verificou-se uma excelente adequação visual dos dados experimentais aos dados simulados, comprovada por $NSE = 0,9828$ e $RMSE = 0,0007$ para a vazão na válvula de retenção. Himr *et al.* (2017) destacam que a válvula de retenção atingiu a posição de fechamento

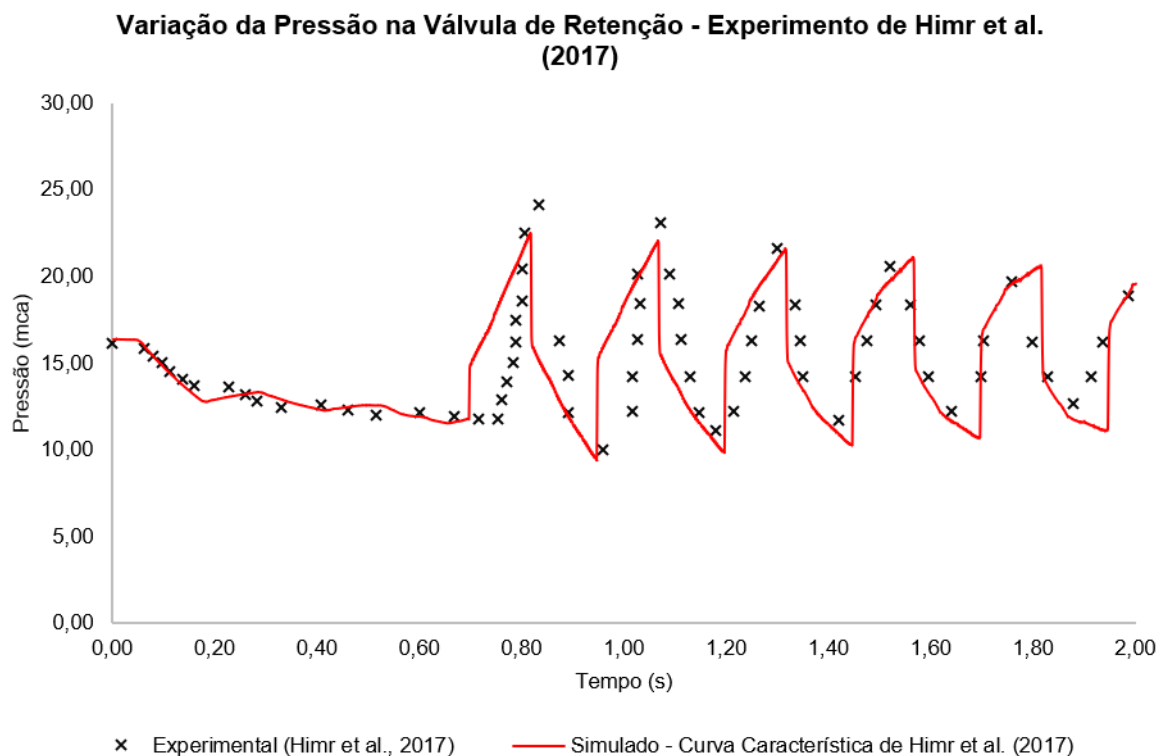
no ponto de máxima velocidade reversa; entretanto, como a vazão foi medida em um ponto diferente da válvula de retenção (a jusante desta), os resultados experimentais apresentaram uma oscilação da vazão posterior ao fechamento da válvula.

A vazão simulada no medidor de vazão reproduz, em termos de magnitude, o comportamento oscilatório da vazão verificado nos resultados experimentais, com valores de NSE e RMSE de 0,9597 e 0,0011, respectivamente. Esses valores, mais desfavoráveis que os obtidos para a curva de vazão na válvula de retenção, são justificados pela pequena defasagem temporal na oscilação da vazão, que exerce grande influência na determinação dessas métricas de desvio.

Em Himr *et al.* (2017) a válvula de retenção fechou cerca de 0,69s após o início da parada da bomba, sob uma velocidade reversa em torno de -0,18 m/s (valores obtidos a partir dos gráficos apresentados no artigo), enquanto nesta simulação, a válvula de retenção fechou no instante $t = 0,6981$, sob uma velocidade reversa de -0,204 m/s. Esses valores comprovam que a curva característica proposta por Himr *et al.* (2017) reproduz com qualidade o instante do fechamento da válvula de retenção, e que a utilização da condição de contorno simplificada proposta neste trabalho promove resultados muito aderentes ao comportamento real da válvula de retenção.

No gráfico da figura 27 é apresentada a comparação da variação da pressão a jusante da válvula de retenção com os resultados experimentais apresentados por Himr *et al.* (2017). Verifica-se uma boa aderência visual da curva de pressão aos dados experimentais. O modelo captura adequadamente o padrão geral de variação da pressão, incluindo o instante do primeiro pico de sobrepressão, a frequência e a amplitude (inclusive o amortecimento) das variações subsequentes.

Em Himr *et al.* (2017), a pressão máxima do primeiro pico foi em torno de 24,13 mca, e a pressão mínima subsequente foi de 10 mca. No resultado simulado, a pressão máxima do primeiro pico foi de 22,47 mca (diferença de apenas 7%) e a pressão mínima subsequente foi de 9,40 mca (diferença de apenas 6%). Esses resultados confirmam que o modelo proposto também é capaz de reproduzir satisfatoriamente a variação da pressão observada no experimento. As pequenas distorções temporais observadas nas oscilações de pressão são atribuídas à possível diferença do valor da celeridade da onda.

Gráfico 27 - Variação da pressão a jusante da válvula de retenção – Experimento de Himr *et al.* (2017)

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

4.3.2 Ajuste da Curva Característica Adimensional

A aplicação da condição de contorno simplificada proposta neste trabalho promove de fato uma simplificação do processo de modelagem computacional do fechamento dinâmico da válvula de retenção, reduzindo a complexidade numérica associada ao fenômeno e limitando a quantidade de parâmetros de entrada ao diâmetro da válvula de retenção, ao coeficiente de perda de carga estacionário e à curva característica dinâmica.

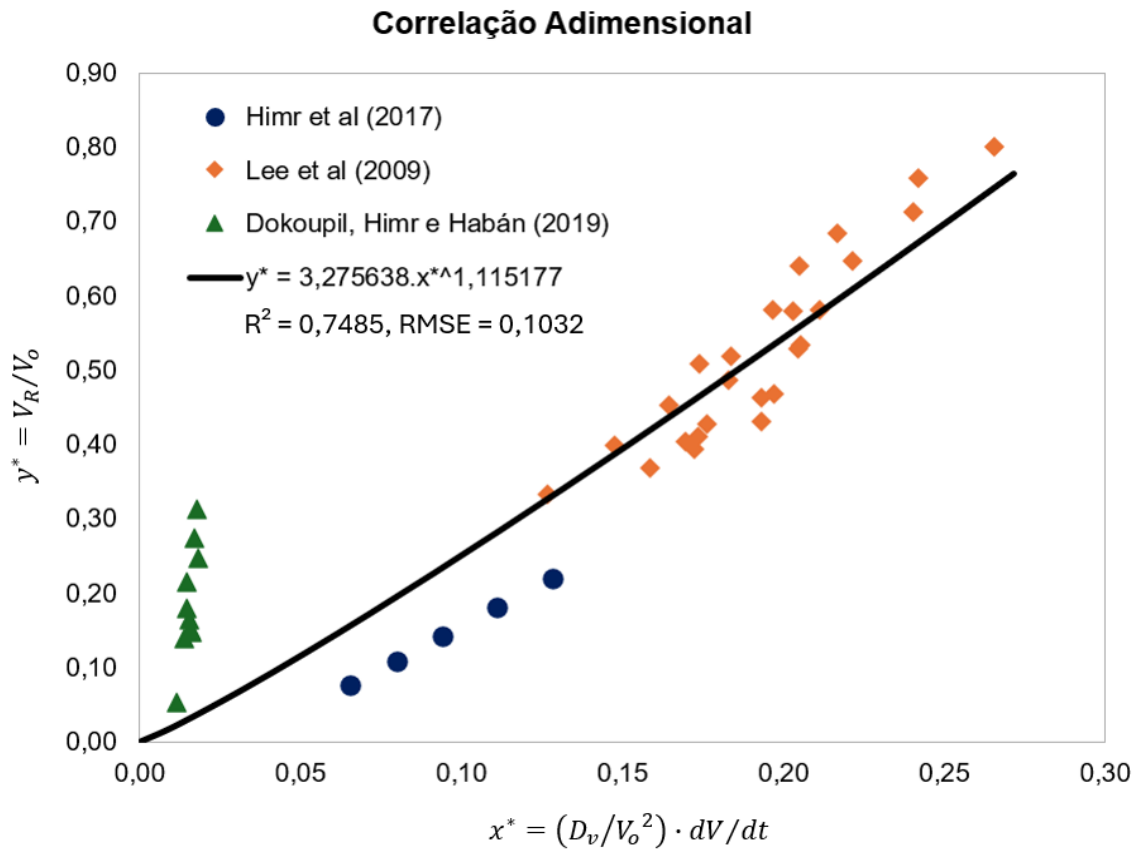
O diâmetro e o coeficiente de perda de carga são parâmetros geralmente disponibilizados pelos fabricantes de válvula de retenção, mas a curva característica é um parâmetro frequentemente indisponível.

A qualidade da boa representação do comportamento da válvula de retenção através da condição de contorno simplificada proposta neste trabalho depende diretamente da definição do instante do fechamento da válvula de retenção a partir da curva característica adotada como parâmetro de entrada ao modelo.

Nesta seção são apresentados os resultados preliminares da metodologia de generalização da curva característica, a partir da correlação de curvas características de

diferentes fontes experimentais para a válvula de retenção do tipo portinhola. No gráfico 28 é apresentada a curva de regressão obtida a partir do ajuste aos dados utilizados.

Gráfico 28 – Correlação Adimensional para válvula de retenção do tipo portinhola



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

O ajuste do modelo de potência aos dados adimensionalizados resultou na correlação da equação 4.1, com $R^2 = 0,7485$ e $RMSE = 0,1032$.

$$y^* = 3,275638 \cdot x^{*1,115177} \quad (4.1)$$

O modelo computacional determina a desaceleração dV/dt , a velocidade inicial V_o , o diâmetro da válvula de retenção D_v , e calcula o adimensional x^* . A partir da equação 4.1, calcula-se o adimensional y^* e em seguida a velocidade reversa máxima V_R , que servirá como critério de fechamento da válvula de retenção, no caso de transiente hidráulico provocado por parada da bomba.

O valor de $R^2 = 0,7485$ indica um ajuste razoável, mas não excelente. A dispersão dos dados experimentais plotados no gráfico 28 revela diferenças consideráveis entre os sistemas. Entretanto, a premissa fundamental desta proposta de generalização consiste justamente em obter um ajuste que contemple diferentes condições operacionais, para um mesmo tipo de válvula de retenção. Nesse sentido, não se busca um ajuste específico para um sistema particular, mas sim uma representação suficientemente abrangente que possa ser aplicada a uma ampla gama de cenários. Consequentemente, um aumento da dispersão dos dados em torno da curva ajustada é esperado e compatível com o caráter generalista da metodologia.

A abordagem proposta apresenta potencial de aplicação tanto como metodologia de pré-dimensionamento quanto como ferramenta de diagnóstico de sistemas hidráulicos. No contexto do pré-dimensionamento, sua utilização mostra-se de grande contribuição em situações nas quais a válvula de retenção ainda não foi definida durante as etapas iniciais de projeto. Adicionalmente, a metodologia pode ser empregada em análises diagnósticas de sistemas existentes.

No contexto dos sistemas hidráulicos brasileiros, a limitada disponibilidade de dados operacionais e de informações detalhadas sobre os componentes frequentemente constitui um obstáculo à elaboração de modelos diagnósticos representativos da realidade. A premissa de fechamento instantâneo da válvula de retenção subestima a magnitude das variações de pressão decorrentes dos eventos transitórios. Neste cenário, a utilização de uma curva característica genérica, associada à condição de contorno simplificada, apresenta-se como uma alternativa capaz de proporcionar estimativas mais realistas do comportamento dinâmico da válvula de retenção.

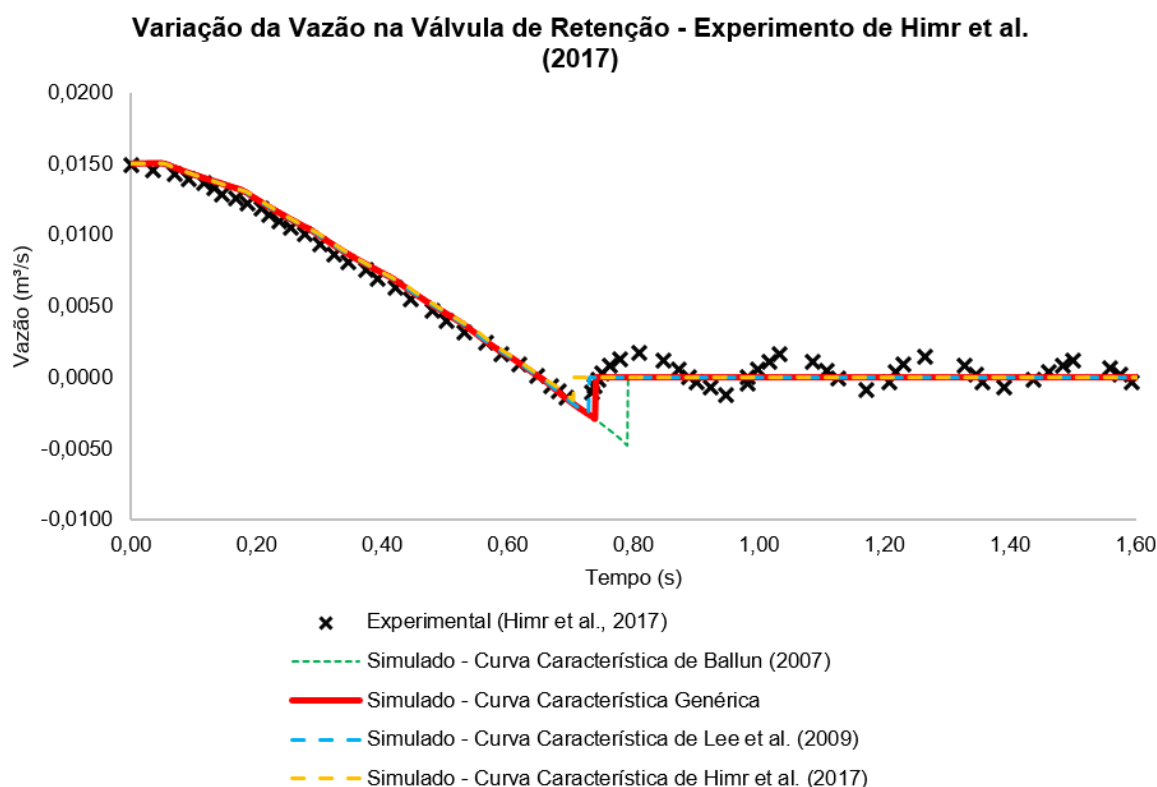
Diante da pouca quantidade de dados experimentais disponíveis na literatura, foi possível estabelecer apenas uma correlação preliminar entre os parâmetros analisados. A consolidação dessa abordagem requer dados experimentais de um mesmo tipo de válvula de retenção em diferentes diâmetros nominais e condições operacionais. Dessa forma, recomenda-se, como perspectiva para trabalhos futuros, a realização de avaliações experimentais abrangentes que possibilitem o refinamento e a ampliação da base de dados utilizada no desenvolvimento da correlação proposta.

4.3.3 Comparação entre as Curvas Características

No gráfico da figura 29 são apresentados os resultados de variação da vazão na válvula de retenção, com a aplicação da curva característica genérica obtida a partir da correlação

adimensional apresentada na seção anterior. Também foram simuladas as curvas características propostas por Ballun (2007) e por Lee *et al.* (2009), e a própria curva de Himr *et al.* (2017), cujos resultados foram discutidos na seção 4.3.1. Na tabela 54 são apresentados os resultados dos indicadores de desvio para essa análise.

Gráfico 29 – Aplicação da curva característica genérica – variação da vazão na válvula de retenção



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Tabela 54 – Indicadores de desvio para as diferentes curvas características

Curva Característica	NSE	RMSE
Himr <i>et al.</i> (2017)	0.9828	0.0007
Lee <i>et al.</i> (2009)	0.9806	0.0007
Ballun (2007)	0.9630	0.0010
Curva Genérica	0.9798	0.0007

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Para todas as curvas características os indicadores de desvios foram excelentes, pois a variação da vazão é idêntica entre as simulações. A diferença reside no instante do fechamento da válvula de retenção, definido por cada curva característica. A análise visual do gráfico e os resultados da tabela 54 mostram que a curva de Ballun (2007) foi a que apresentou um

fechamento da válvula de retenção em um instante mais distante ao instante do fechamento da válvula de retenção (instante da vazão reversa máxima) do artigo de Himr *et al.* (2017).

Na tabela 55 é apresentado um comparativo dos tempos de fechamento da válvula de retenção, do tempo de inversão do fluxo (desde o início da simulação), e da velocidade reversa no instante do fechamento.

Tabela 55 – Comparativo do tempo de fechamento, tempo de inversão do fluxo e da velocidade reversa máxima para cada curva característica

Simulação	Tempo de fechamento		Tempo de inversão da vazão		Velocidade reversa máxima	
	Valor (s)	Erro (%)	Valor (s)	Erro (%)	Valor (m/s)	Erro (%)
Resultados Experimentais	0,6928	-	0,6697	-	-0,1836	-
Himr <i>et al.</i> (2017)	0,6981	1%	0,6512	-3%	-0,2042	11%
Lee <i>et al.</i> (2009)	0,7298	5%	0,6512	-3%	-0,3293	79%
Ballun (2007)	0,7917	14%	0,6512	-3%	-0,6100	232%
Curva Genérica	0,7404	7%	0,6512	-3%	-0,3704	102%

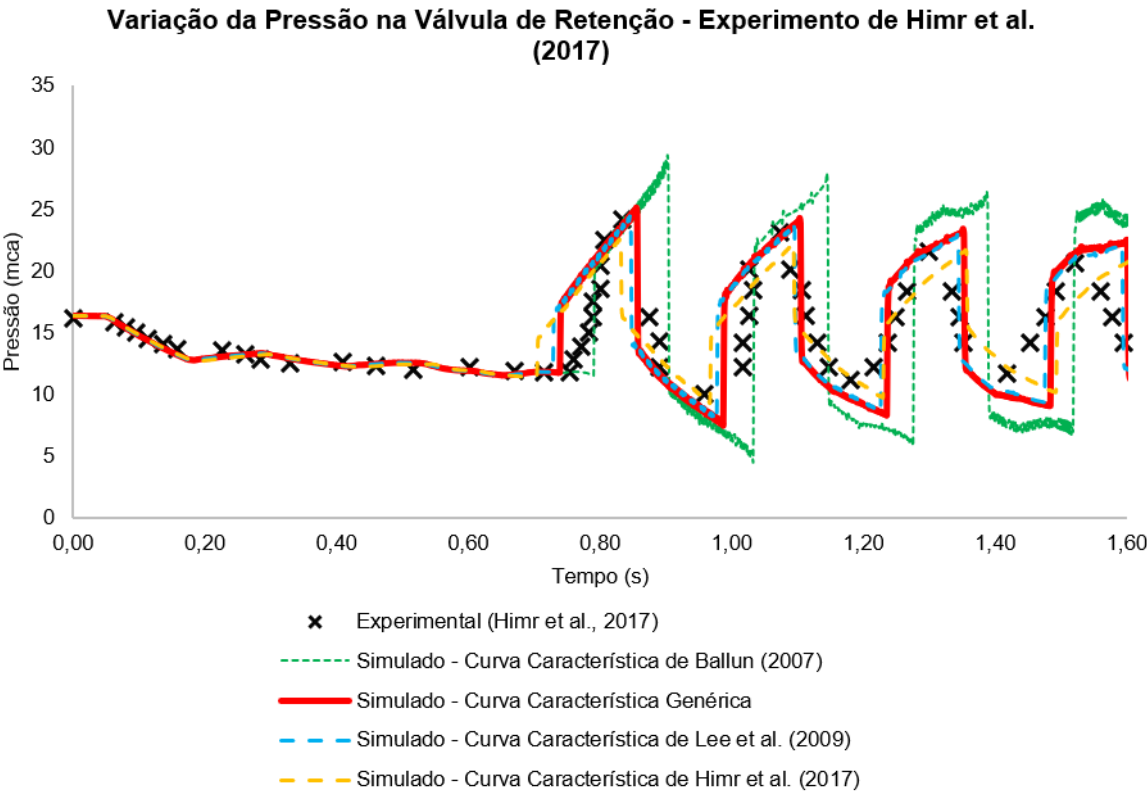
Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Quanto maior o tempo para fechamento da válvula de retenção, maior foi a velocidade reversa no instante do fechamento. A curva característica obtida a partir da correlação adimensional promoveu um fechamento em um instante apenas 7% superior ao do artigo, mas a velocidade reversa máxima foi cerca de duas vezes maior.

A curva característica de Ballun (2007) não foi aplicada na correlação adimensional devido à indisponibilidade do dado de velocidade inicial, necessário para adimensionalização da curva. Por sua vez, a curva característica de Dokoupil, Himr e Habán (2019), que foi utilizada na correlação, não foi aplicada nesta análise comparativa pois seus dados não se aplicam às condições operacionais do experimento de Himr *et al.* (2017).

No gráfico 30 são apresentados os resultados da variação da pressão a jusante da válvula de retenção, comparando as diferentes curvas características aos resultados experimentais. Quanto mais tarde ocorreu o fechamento da válvula de retenção, maiores as pressões máximas e menores as pressões mínimas obtidas, em conformidade à intensidade da batida da válvula de retenção sob uma velocidade reversa maior.

Gráfico 30 – Aplicação da curva característica genérica – variação da pressão a jusante da válvula de retenção



Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

Na Tabela 56 é apresentado o comparativo das pressões máximas e mínimas para cada simulação, limitado aos primeiros picos de sobrepressão e subpressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção.

Tabela 56 – Comparativo das pressões máximas e mínimas para cada curva característica

Simulação	Pressão máxima		Pressão mínima	
	Valor (mca)	Erro (%)	Valor (mca)	Erro (%)
Resultados Experimentais	24,13	-	9,99	-
Himr <i>et al.</i> (2017)	22,47	-7%	9,40	-6%
Lee <i>et al.</i> (2009)	24,44	1%	7,98	-20%
Ballun (2007)	29,38	22%	4,56	-54%
Curva Genérica	25,13	4%	7,49	-25%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

A curva característica de Ballun (2007), gerou os resultados mais divergentes em relação aos resultados experimentais de Himr *et al.* (2017). A aplicação da curva característica genérica superestimou em apenas 1 mca a pressão máxima, em comparação ao resultado experimental.

A pressão mínima apresentou uma diferença de 2,5 mca, cerca de 25% inferior ao resultado experimental.

As pressões máximas apresentadas na tabela 56 são resultado da sobreposição do efeito provocado pelo fechamento da válvula de retenção e as oscilações prévias provocadas pela parada da bomba. Esses resultados evidenciam que o modelo é capaz de reproduzir satisfatoriamente a magnitude da sobreposição desses dois fenômenos.

Na Tabela 57 é apresentado o comparativo dos picos imediatos de sobrepressão decorrentes do fechamento da válvula de retenção com as estimativas analíticas da equação de Joukowski. Essa comparação isola a sobrepressão provocada exclusivamente pelo fechamento da válvula de retenção. Os erros entre as sobrepressões simuladas e estimadas foram inferiores a 10%.

Tabela 57 – Comparativo entre a sobrepressão estimada pela equação de Joukowski e o pico de pressão imediato ao fechamento da válvula de retenção para cada curva característica

Simulação	Sobrepressão Joukowski (mca)	Pico de pressão imediato (mca)	Pressão antes do fechamento (mca)	Sobrepressão calculada (mca)	Erro
Himr <i>et al.</i> (2017)	2,64	18,01	15,09	2,92	-9,54%
Lee <i>et al.</i> (2009)	4,25	19,71	15,10	4,61	-7,76%
Ballun (2007)	7,85	23,27	14,82	8,45	-7,16%
Curva Genérica	4,78	20,25	15,06	5,19	-7,93%

Fonte: Elaborado pelo Autor (2026).

A diferença entre os picos de pressão imediatos e as pressões máximas da tabela 56 foi aproximadamente constante entre as simulações (variando de 4,47 a 6,10 mca). Esses valores correspondem às oscilações de pressão provocadas pelo efeito da parada da bomba, que somados às sobrepressões imediatas ao fechamento da válvula de retenção, e às pressões no instante prévio ao fechamento, resultam nos valores de pressão máxima.

A pressão antes do fechamento da válvula de retenção foi aproximadamente a mesma em todas as simulações. Verifica-se então que, quanto maior a velocidade reversa, maior a parcela de participação da sobrepressão decorrente do fechamento imediato sobre a composição da pressão máxima.

A aderência moderada dos resultados obtidos com a curva característica derivada da correlação adimensional em relação aos dados experimentais está associada ao fato de que duas

das curvas utilizadas em sua construção, propostas por Himr *et al.* (2017) e Lee *et al.* (2009), apresentaram elevada concordância com os resultados experimentais analisados. Embora esse resultado indique potencial de aplicação da metodologia proposta, ele também evidencia a necessidade de ampliar a base de dados utilizada em sua formulação, incorporando resultados experimentais de diferentes condições operacionais e diâmetros nominais, a fim de avaliar de forma mais robusta sua abrangência e os limites de aplicabilidade.

5 CONCLUSÃO

Este trabalho desenvolveu e avaliou modelos computacionais para o fechamento dinâmico de válvulas de retenção em sistemas hidráulicos sujeitos a transitórios, com implementações realizadas na plataforma do programa UFC7. O objetivo geral foi alcançado por meio da proposição de uma condição de contorno simplificada, que integra curvas características adimensionais à aplicação do Método da Cavitação com Vazios e Amortecimento de Ondas (CMVWD) na modelagem do fechamento dinâmico da válvula. Essa integração constitui a principal contribuição científica do trabalho, complementada por contribuições de caráter técnico e tecnológico.

Uma contribuição estrutural inicial foi a separação das condições de contorno do reservatório, da bomba e da válvula de retenção, que até então eram tratadas como uma única condição de contorno no UFC7. Essa implementação ampliou a capacidade de modelagem do programa, possibilitando a simulação de trechos de sucção da bomba, boosters em linha, e constitui um ponto de partida para a simulação de transitórios hidráulicos em redes de distribuição de água.

Foram implementadas três condições de contorno para a válvula de retenção: o modelo de fechamento dinâmico completo, baseado na resolução da equação da quantidade de movimento; a condição de fechamento instantâneo à iminência da inversão do fluxo; e a condição de contorno simplificada, baseada na equação geral dos orifícios com determinação da velocidade reversa máxima a partir de curvas características. A comparação entre as três condições demonstrou que, em regime de fluxo direto, os resultados de vazão e pressão foram idênticos. As diferenças se manifestaram no instante de fechamento e na variação de pressão decorrente desse fenômeno. A condição de contorno simplificada mostrou-se capaz de reproduzir adequadamente os resultados do modelo de fechamento dinâmico completo, desde que a curva característica utilizada seja representativa das condições operacionais e do tipo de válvula simulada.

A validação da condição de contorno simplificada foi realizada em duas etapas. A primeira, de caráter indireto, utilizou resultados numéricos de Tran (2015), validados experimentalmente por Li e Liou (2003), e demonstrou excelente aderência quanto à variação da vazão e aderência moderada quanto à variação da pressão, para o caso de parada de bomba. A segunda etapa utilizou dados experimentais de Himr *et al.* (2017), conferindo maior robustez à validação: o instante de fechamento simulado e a velocidade reversa obtida apresentaram boa

proximidade com os valores experimentais, comprovando a representatividade da curva característica e a aderência da condição de contorno proposta ao comportamento real da válvula.

O modelo mostrou-se bastante satisfatório para as simulações de transitório provocado pela parada de bomba. Já no caso do transitório provocado pelo fechamento de válvula de controle, o modelo dinâmico não convergiu para o fechamento da válvula de retenção em nenhum dos cenários analisados. A hipótese para esse comportamento reside no padrão cíclico da vazão nesse tipo de transitório, que não gera torque suficiente sobre o disco para acionar o fechamento pelos critérios originalmente implementados.

Diante disso, propõe-se um critério alternativo de fechamento baseado na física do problema: quando a vazão a jusante da válvula de controle muda de negativa para positiva, o gradiente de pressão sobre o disco da válvula de retenção se inverte, criando condição favorável ao fechamento, e esse instante é adotado como critério. Trata-se, contudo, de uma hipótese não validada experimentalmente, cuja incorporação ao modelo deve ser interpretada como direção para investigação futura. Há ainda incertezas associadas à simplicidade da condição de contorno adotada para a válvula de controle, que possivelmente não reproduz de forma adequada condições hidráulicas mais complexas, como cavitação e separação da coluna líquida.

Assim, recomenda-se cautela na aplicação do modelo de fechamento da válvula de retenção a transitórios provocados pelo fechamento de válvulas de controle, dada a não convergência observada nos cenários analisados. Essa mesma cautela se estende às válvulas de retenção em linha, ou seja, sem pertencerem a uma estação elevatória, configuração que não foi contemplada nas simulações deste trabalho.

A aplicação do CMVWD ao processo de fechamento da válvula de retenção representa uma abordagem inédita, e revelou que os parâmetros fração de vazios inicial (ε_0) e coeficiente de amortecimento (k_3) exercem influência expressiva sobre os resultados. O aumento de k_3 promoveu redução consistente da taxa de desaceleração e atraso temporal das variações de pressão em ambos os casos de transitório analisados; adicionalmente, o crescimento do erro em relação à estimativa de Joukowski com o aumento de k_3 indica que valores elevados desse parâmetro comprometem a consistência física do modelo.

Já a influência de ε_0 mostrou-se concorrente: a redução da celeridade e o aumento da desaceleração atuam em sentidos opostos sobre os picos de pressão, com o efeito preponderante dependendo do tipo de transitório. Para o caso de parada de bomba, essa influência foi mais baixa, pois a dinâmica é regida sobretudo pela inércia da bomba. Essa caracterização da sensibilidade do modelo aos parâmetros ε_0 e k_3 explicita como cada parâmetro atua sobre a

modelagem do comportamento dinâmico da válvula de retenção em diferentes cenários hidráulicos.

O modelo CMVWD foi implementado por Paiva (2023) a partir de um cenário de fechamento de válvula a jusante, sem bomba e sem válvula de retenção, sendo as equações de estimativa de ε_0 e k_3 desenvolvidas nesse contexto específico. O presente trabalho aplicou essas equações a cenários distintos, envolvendo parada de bomba e fechamento de válvula de controle, testando sua capacidade de generalização. Para o caso de parada de bomba, os resultados mais consistentes foram obtidos com $\varepsilon_0 = 0$ e k_3 calculado pela equação de Paiva (2023), o que representa uma evidência favorável à aplicabilidade dessa metodologia além do contexto original. Por outro lado, os resultados evidenciaram que, na ausência de dados experimentais para calibração, a estimativa de ε_0 e k_3 permanece uma dificuldade prática relevante, uma vez que esses parâmetros não são diretamente mensuráveis e sua determinação depende de ajuste a dados observados.

A proposta de adimensionalização das curvas características da válvula de retenção do tipo portinhola resultou em uma correlação preliminar ($R^2 = 0,7485$), obtida a partir de dados de diferentes fontes experimentais. O ajuste obtido é compatível com o caráter generalista da metodologia, que não busca representar um sistema específico, mas sim cobrir uma ampla gama de condições operacionais e diâmetros nominais. A aplicação da curva adimensional aos dados de Himr *et al.* (2017) produziu resultados com aderência moderada, indicando potencial de aplicação prática tanto em contextos de pré-dimensionamento quanto em análises diagnósticas de sistemas existentes.

Esse potencial é particularmente relevante no contexto brasileiro. Em sistemas antigos de pequeno porte, sobretudo de esgoto, ainda é comum o uso de válvulas de retenção do tipo portinhola simples, que provocam batida intensa no fechamento. Esses sistemas, em geral, dispõem de poucos dados operacionais detalhados, o que reforça a contribuição prática da condição de contorno simplificada e da curva genérica desenvolvida como alternativa de diagnóstico de transitórios hidráulicos.

As principais limitações do estudo são a ausência de aparato experimental próprio para calibração direta do modelo, a base de dados reduzida utilizada na correlação adimensional e a não identificação, na literatura consultada, da explicação física para o aumento da desaceleração promovido pelo incremento da fração de vazios. Adicionalmente, a relação entre k_3 e os picos de sobrepressão imediata no caso de parada de bomba não pôde ser explicada com os dados disponíveis.

Como perspectivas para trabalhos futuros, recomenda-se a realização de ensaios experimentais com válvulas de retenção do tipo portinhola em diferentes diâmetros nominais e condições operacionais, com o objetivo de refinar e ampliar a base de dados da correlação adimensional; a investigação mais aprofundada da dinâmica entre válvulas de controle e válvulas de retenção; a aplicação e validação do modelo para configurações de válvulas de retenção em linha; bem como a investigação dos comportamentos não explicados identificados na análise de sensibilidade do CMVWD.

REFERÊNCIAS

- ADAMKOWSKI, A.; LEWANDOWSKI, M. Experimental examination of unsteady friction models for transient pipe flow simulation. **Journal of Fluids Engineering**, New York, v. 128, n. 6, p. 1351–1363, nov. 2006.
- BALLUN, J. V. A methodology for predicting check valve slam. **Journal AWWA**, v. 99, n. 3, p. 60-65, 2007.
- BARBOSA, J. M. C.; PAIVA, B. A.; SANDERS NETO, V. C.; CASTRO, M. A. H. Modelagem computacional de transientes hidráulicos em ventosas de tríple função e non slam considerando as curvas de admissão e expulsão de ar comerciais. In: IAHR – CONGRESO LATINOAMERICANO DE HIDRÁULICA, 28., 2018, Buenos Aires. **Anais[...]**. Buenos Aires: IAHR, 2018.
- BERGANT, A.; SIMPSON, A. R.; TIJSSELING, A. S. Water hammer with column separation: A historical review. **Journal of Fluids and Structures**, v. 22, n. 2, p. 135–171, 2006.
- BOULOS, P. F.; KARNEY, B. W.; WOOD, D. J.; LINGIREDDY, S. Hydraulic transient guidelines for protecting water distribution systems. **Journal American Water Works Association**, v. 97, n. 5, p. 111-124, Mai. 2005.
- BRUNONE, B.; GRECO, M. Un modello per la ricostruzione di fenomeni di colpo d'ariete anche in presenza di cavitazione: riscontro sperimentale. In: CONVEGNO DI IDRAULICA E COSTRUZIONI IDRAULICHE, 22., 1990, Cagliari. **Anais[...]**. Cagliari: Associazione Idrotecnica Italiana, 1990.
- CAO, H.; NISTOR, I; MOHAREB, M. Effect of boundary on water hammer wave attenuation and shape. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 146, n. 3, p. 04019039, Mar. 2020.
- CHANG, Z.; JIANG, J. Experimental investigation of the steady-state flow field with particle image velocimetry on a nozzle check valve and its dynamic behaviour on the pipeline system. **Energies**, v. 15, n. 15, p. 5393, 2022b.
- CHANG, Z.; JIANG, J. Study on transient flow and dynamic characteristics of dual disc check valve mounted in pipeline system during opening and closing. **Processes**, v. 10, n. 9, p. 1892, 2022a.
- CHAUDHRY, M. H. **Applied hydraulic transients**. 3rd ed. Columbia: Springer, 2014. 583 p.
- COLLIER, S. L.; HOERNER, C. C. A facility and approach to performance test of check valves. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 105, p. 62-66, 1983.
- COLLIER, S. L.; HOERNER, C. C. Development of affinity relations for modeling characteristics of check valves. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 103, p. 196-200, 1981.

DE VRIES, A. H. Cavitation door waterslag in horizontale leidingen met enige hoge punten (Cavitation due to waterhammer in horizontal pipelines with several high points). **Delft Hydraulics Laboratory**, Report M 1152, Delft, The Netherlands, 1973.

DOKOUPIL, P.; HIMR, D.; HABÁN, V. Experimental analysis of static and dynamic properties of the check valves. In: ENGINEERING FLUID MECHANICS CONFERENCE – EFM, 2018, Brno. **Anais[...]**. Les Ulis: EDP Sciences, 2019. (EPJ Web of Conferences, v. 213, p. 02013).

FERREIRA, F. E. F. R.; BARBOSA, J. M. C.; CASTRO, M. A. H. Modelagem computacional do golpe de aríete em condutos plásticos. **Revista DAE**, São Paulo, ano 2016, n. 202, p. 20-31, mai.-ago. 2016.

FUERTES-MIQUEL, V. S.; CORONADO-HERNÁNDEZ, O. E.; IGLESIAS-REY, P. L.; MORA-MELIÁ, D. Transient phenomena during the emptying process of a single pipe with water–air interaction. **Journal of Hydraulic Research**, v. 57, n. 3, p. 318–326, 2019.

HIMR, D. Investigation and numerical simulation of a water hammer with column separation. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 141, n. 3, p. 04014080, Mar. 2015.

HIMR, D.; HABÁN, V.; HUDEC, M.; PAVLÍK, V. Experimental investigation of the check valve behaviour when the flow is reversing. In: ENGINEERING FLUID MECHANICS – EFM 2016, 2016. **Anais[...]**. EPJ Web of Conferences, v. 143, p. 02036, 2017.

HIMR, D.; HABÁN, V.; ZÁVORKA, D. Axial check valve behaviour during flow reversal. In: IAHR CONFERENCE, 2019. **Anais[...]**. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, v. 405, p. 012012, 2019.

KARNEY, B. W.; SIMPSON, A. R. In-line check valves for water hammer control. **Journal of Hydraulic Research**, v. 45, n. 4, p. 547-554, 2007.

KOETZIER, H.; KRUISBRINK, A. C. H.; LAVOOIJ, C. S. W. Dynamic behaviour of large non-return valves. In: 5th International Conference on Pressure Surges, 1986, Hannover. **Anais[...]**. Hannover: BHRA, 1986. p. 237-244.

LAI, Z.; LI, Q.; KARNEY, B.; YANG, S.; WU, D.; ZHANG, F. Numerical simulation of a check valve closure induced by pump shutdown. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 144, n. 12, p. 06018013, 2018.

LEE, T. S.; LEOW, L. C. Numerical study on effects of check valve closure flow conditions on pressure surges in pumping station with air entrainment. **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, v. 35, n. 1, p. 117-124, 2001.

LEE, T. S.; LOW, H. T.; NGUYEN, D. T.; NEO, W. R. A. Experimental study of check valves performances in fluid transient. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering**, v. 223, p. 61-69, 2009.

LI, G.; LIOU, J. C. P. Swing check valve characterization and modeling during transients. **Journal of Fluids Engineering**, Transactions of the ASME, v. 125, n. 6, p. 1043–1050, 2003.

MALESÍŃSKA, A.; ROGULSKI, M. W.; PUNTORIERI, P.; BARBARO, G.; KOWALSKA, B. E. Equivalent celerity in water hammer for serially connected pipelines. **Journal of Pipeline Systems Engineering and Practice**, v. 11, n. 1, p. 04019039, Feb. 2020.

PAIVA, B. A.; SANDERS NETO, V. C.; BARBOSA, J. M. C.; CASTRO, M. A. H. Modelagem computacional do golpe de aríete em adutoras considerando a cavitação no fluido com a fração de vazio. **Revista DAE**, São Paulo, v. 69, n. 233, p. 217-228, 2021.

PAIVA, B. A. **Proposição de equações para estimativa da fração de vazios inicial e do coeficiente de amortecimento através da elaboração do método da cavitação com vazios e amortecimento de onda**. 2023. 187 f. Tese (Doutorado em Engenharia Civil) — Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2023.

PROVOOST, G. A. The dynamic behaviour of non-return valves. In: 3rd International Conference on Pressure Surges, 25–27 Mar. 1980, Canterbury. **Anais[...]**. Cranfield: BHRA, 1980. (Publication no. 229).

SAEMI, S.; RAISEE, M.; CERVANTES, M. J.; NOURBAKHSH, A. Computation of two-and three-dimensional water hammer flows. **Journal of Hydraulic Research**, v. 57, p. 386-404, 5 2018. ISSN 0022-1686.

SANDERS NETO, V. C.; BARBOSA, J. M. C.; CASTRO, M. A. H. Análise do efeito do golpe de aríete numa adutora com uma junção de ramificação. **Revista DAE**, São Paulo, v. 68, n. 225, p. 135-148, 2020.

SANDERS NETO, V. de C. **Proposição da equação do coeficiente politrópico e do coeficiente de abertura de válvula para a modelagem computacional do esvaziamento de condutos forçados**. 2024. 213 f. Tese (Doutorado em Engenharia Civil: Recursos Hídricos) — Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2024.

SHU, J. J. Modelling vaporous cavitation on fluid transients. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, v. 80, n. 3, p. 187–195, 2003.

SIBILLA, S.; GALLATI, M. Hydrodynamic characterization of a nozzle check valve by numerical simulation. **Journal of Fluids Engineering**, Transactions of the ASME, v. 130, n. 12, 2008.

SILVEIRA NETO, J. P. da; TEIXEIRA, L. F. da C.; SANDERS NETO, V. de C.; PAIVA, B. A.; BARBOSA, J. M. C.; CASTRO, M. A. H. de. Análise comparativa das funções de abertura e fechamento de válvulas de alívio de pressão. **Revista DAE**, São Paulo, v. 71, n. 242, p. 28–40, out./dez. 2023a.

SILVEIRA NETO, J. P. da; TEIXEIRA, L. F. da C.; CASTRO, M. A. H. de; LUCHIARI, D. J. F. Análise das pressões mínimas de uma rede de fertirrigação por meio de um algoritmo de busca aleatória. **Revista DAE**, São Paulo, v. 71, n. 242, p. 17–27, out./dez. 2023b.

SOARES, A. K.; COVAS, D. I. C.; RAMOS, H. M.; REIS, L. F. R. Unsteady flow with cavitation in viscoelastic pipes. **International Journal of Fluid Machinery and Systems**, v. 2, n. 4, p. 269-277, 2009.

SOARES, A. K.; MARTINS, N.; COVAS, D. I. C. Investigation of transient vaporous cavitation: Experimental and numerical analyses. *Procedia Engineering. Anais[...]*. v. 119, p.235–242, 2015.

SOARES, A. K.; COVAS, D. I. C.; RAMOS, H. M. Damping analysis of hydraulic transients in pump-rising main systems. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 139, n. 2, p. 233-243, 2013.

STEPHENSON, D. Simple guide for design of air vessels for water hammer protection of pumping lines. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 128, n. 8, p. 792-797, Ago. 2002.

TAM, N. D. **Fluid transients in complex systems with air entrainment**. 2009. Tese (Ph.D.) — Department of Mechanical Engineering, National University of Singapore, Singapore, 2009.

TEIXEIRA, L. F. da C.; SANDERS NETO, V. de C.; PAIVA, B. A.; BARBOSA, J. M. C.; CASTRO, M. A. H. de. Efeito da entrada superior em reservatórios de jusante durante transitório hidráulico em adutoras de distribuição de água. **Revista DAE**, São Paulo, v. 70, n. 237, p. 6–18, jul./set. 2022.

TEIXEIRA, L. F. da C.; SILVEIRA NETO, J. P. da; SANDERS NETO, V. de C.; PAIVA, B. A.; BARBOSA, J. M. C.; CASTRO, M. A. H. de. Pré-dimensionamento de válvulas de alívio a partir do cálculo de volume expulso de água durante transitório hidráulico. **Revista DAE**, São Paulo, v. 71, n. 241, p. 224–233, jul./set. 2023.

THORLEY, A. R. D. Check Valve Behavior Under Transient Flow Conditions: A State-of-the-Art Review. **Journal of Fluids Engineering**, v. 111, p. 178–183, 1989.

TIJSSELING, A. S.; VARDY, A. E.; FAN, D. Fluid-structure interaction and cavitation in a single-elbow pipe system. **Journal of Fluids and Structures**, v. 10, n. 4, p. 395-420, 1996.

TRAN, P. D. Pressure Transients Caused by Tilting-Disk Check-Valve Closure. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 141, n. 3, p. 04014081, 2015.

TRIKI, A. Water-hammer control in pressurized-pipe flow using a branched polymeric penstock. **Journal of Pipeline Systems Engineering and Practice**, v. 8, n. 4, p. 04017024, nov. 2017.

VARDY, A. E.; BROWN, J. M. B. Transient turbulent friction in smooth pipe flows. **Journal of Sound and Vibration**, v. 259, n. 5, p. 1011–1036, 2003.

VÍTKOVSKÝ, J. P.; BERGANT, A.; SIMPSON, A. R.; LAMBERT, M. F. Systematic Evaluation of One-Dimensional Unsteady Friction Models in Simple Pipelines. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 132, n. 7, p. 696-708, jul. 2006.

VÍTKOVSKÝ, J. P.; LAMBERT, M. F.; SIMPSON, A. R.; BERGANT, A. Advances in unsteady friction modelling in transient pipe flow. In: 8th International Conference on Pressure Surges – Safe Design and Operation of Industrial Pipe Systems, 12–14 abr. 2000, The Hague, The Netherlands. **Anais[...]**. The Hague: Pressure Surges International, 2000. p. 471–482.

WAN, W.; MEHMOOD, K. Instantaneous acceleration-based modeling of pumping systems response under transient events. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 224, p. 107354, 2022.

WANG, C.; YANG, J.-D. Water hammer simulation using explicit–implicit coupling methods. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 141, n. 4, p. 04014086, abr. 2014.

WYLIE, E. B.; STREETER, V. L.; SUO, L. **Fluid Transients in Systems**. Prentice Hall, 1993.

ZHAO, L.; CHANG, Z.; MAI, C.; RAN, H.; JIANG, J. Experimental and numerical investigation on dynamic characteristic of nozzle check valve and fluid-valve transient interaction. **Nuclear Engineering and Design**, v. 416, p. 112737, 2024.

ZHOU, L.; LI, Y.; ZHAO, YAN; OU, C.; ZHAO, YUE. An accurate and efficient scheme involving unsteady friction for transient pipe flow. **Journal of Hydroinformatics**, v. 23, n. 4, p. 879–896, 2021.