

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL E AMBIENTAL**

**DIMENSIONAMENTO ÓTIMO DE DISPOSITIVOS DE
PROTEÇÃO CONTRA TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM
ADUTORAS POR BOMBEAMENTO**

LAURA AURORA DE MELO SANTANA

ORIENTADOR: ALEXANDRE KEPLER SOARES

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM TECNOLOGIA AMBIENTAL E
RECURSOS HÍDRICOS**

BRASÍLIA/DF: JUNHO – 2024

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL**

**DIMENSIONAMENTO ÓTIMO DE DISPOSITIVOS DE
PROTEÇÃO CONTRA TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM
ADUTORAS POR BOMBEAMENTO**

LAURA AURORA DE MELO SANTANA

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA CIVIL E AMBIENTAL DA FACULDADE DE
TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU
DE MESTRE EM TECNOLOGIA AMBIENTAL E RECURSOS
HÍDRICOS.**

APROVADA POR:

**Prof. Alexandre Kepler Soares, Dr (ENC-UnB)
(Orientador)**

**Prof. Dirceu Silveira Reis Junior, Dr (ENC-UnB)
(Examinador Interno)**

**Prof. Marco Aurélio Holanda de Castro, PhD (UFC)
(Examinador Externo)**

BRASÍLIA/DF, 28 DE JUNHO DE 2024

FICHA CATALOGRÁFICA

SANTANA, LAURA AURORA DE MELO

Dimensionamento Ótimo de Dispositivos de Proteção contra Transientes Hidráulicos em Adutoras por Bombeamento [Distrito Federal] 2024.

xv, 96p., 210 x 297 mm (ENC/FT/UnB, Mestre, Tecnologia Ambiental e Recursos Hídricos, 2024).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Civil e Ambiental.

1. Transientes hidráulicos

2. Otimização

3. Dispositivos de proteção

4. Sistemas de Bombeamento de Água

I. ENC/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

SANTANA, L. A. M. (2024). Dimensionamento Ótimo de Dispositivos de Proteção contra Transientes Hidráulicos em Adutoras por Bombeamento. Dissertação de Mestrado em Tecnologia Ambiental e Recursos Hídricos, Publicação MTARH.DM-17A/24, Departamento de Engenharia Civil e Ambiental, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 96p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTORA: Laura Aurora de Melo Santana.

TÍTULO: Dimensionamento Ótimo de Dispositivos de Proteção contra Transientes Hidráulicos em Adutoras por Bombeamento.

GRAU: Mestre ANO: 2024

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. A autora reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito da autora.

Laura Aurora de Melo Santana

aurora-laura@hotmail.com.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de começar agradecendo aos meus pais, Rosicleide e Leidson, por todo apoio, suporte, incentivo e torcida. Obrigada por sempre me lembrarem que o mundo não é grande demais nem impossível de se conquistar, porque conhecemos o Criador dele. Esse diploma é para vocês!

À minha irmã Alice por ser a melhor companhia em Brasília e em todo lugar. Obrigada por sempre torcer e orar por mim, por acreditar que existe graça e capacidade para todas as aventuras que me proponho. Obrigada por estar sempre ao meu lado.

A Warley por ser o melhor companheiro de vida que eu poderia pedir e pensar. Obrigada por ser cuidado, colo, trampolim. Obrigada pelas revisões de texto, pelo empréstimo dos ouvidos para os treinos de apresentações e por todas as sugestões dadas neste trabalho.

À minha família que deixa minha vida mais divertida e me lembra todos os dias que Garanhuns é a minha terra, independentemente de onde eu estiver. Em especial, agradeço a minha voinha, dona Lia, por todo cuidado e amor. A senhora é, definitivamente, a melhor das Auroras.

Aos meus amigos Mateus, Karol, Denise, Marcela, Lucas e Maria Clara por dividirem a caminhada comigo, por serem família e terem paciência enquanto eu explicava em muitos minutos o que minha dissertação significa. De fato, há amigos mais chegados que irmãos.

Obrigada aos amigos de perto e de longe que estão sempre presentes. Aos amigos que Brasília e a UnB me deram, por me mostrar que existe cor, flor, alegria e companhia na Capital do Brasil. Em particular, agradeço a tio Messival e tia Carlinha por me adotarem e cuidarem de mim. Eu sou extremamente grata!

Ao meu orientador, professor Alexandre, pela paciência e incentivo, por todo apoio na realização deste trabalho e até nas coisas que não eram relacionadas a ele. Obrigada por acreditar em mim.

Gostaria de agradecer, também, à CAPES e ao Decanato de Pós-Graduação (DPG) da UnB pela bolsa de mestrado e pelo auxílio financeiro para a participação de eventos que me permitiram não somente realizar minha pesquisa, mas permanecer no curso.

Por último e mais importante, a Jesus, o Dono de toda Ciência e Sabedoria, por ser presença constante e me ensinar que existem segredos a serem descobertos no mundo e é uma alegria descobri-los. Ao Senhor toda honra, glória e louvor.

RESUMO

DIMENSIONAMENTO ÓTIMO DE DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO CONTRA TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM ADUTORAS POR BOMBEAMENTO

O transiente hidráulico num sistema de distribuição de água pode provocar rompimento ou colapso das tubulações. Uma das maneiras de amparar sistemas hidráulicos é mediante a utilização de dispositivos de proteção. Assim, deve-se atentar ao dimensionamento adequado deles diante da proteção e de seus custos, já que estes dispositivos influenciam diretamente no custo total do sistema. Neste trabalho, foi desenvolvida uma rotina computacional para a otimização da escolha de dispositivos de proteção através de algoritmo genético multiobjetivo, além de um simulador hidráulico com diferentes dispositivos de proteção contra os regimes transientes gerados por desligamento brusco de bomba. O simulador hidráulico foi acoplado a um método de otimização (algoritmo genético multiobjetivo) a fim de dimensionar os dispositivos considerando mais de uma função objetivo na busca. Os modelos desenvolvidos foram aplicados ao sistema existente da EEAT Mestre D'Armas, localizada em Brasília-DF. Utilizou-se o Método das Características para a simulação hidráulica e diferentes condições de contorno. Para a otimização, dois algoritmos genéticos foram utilizados: NSGA-II e NSGA-III. Além disso, dois cenários com diferentes combinações de dispositivos de proteção, duas e quatro funções objetivo foram considerados. Os resultados indicaram a eficácia de ambos os algoritmos de otimização em busca de soluções ótimas que atendem adequadamente às necessidades das adutoras diante de transientes hidráulicos, pois apresentam soluções que atendem as restrições do problema. No entanto, o algoritmo NSGA III proporcionou soluções mais diversas para as análises deste estudo. Além disso, a pressão mínima é o parâmetro mais influente nas simulações, o Reservatório Hidropneumático (RHO) mostrou-se como o equipamento principal na proteção do sistema combatendo sobrepressões e subpressões, tanto as ventosas quanto o Tanque de Alimentação Unidirecional (TAU) atuam satisfatoriamente junto com o RHO no combate às subpressões, além de possuírem níveis equiparados de atuação neste sistema. Ademais, se garantir a estanqueidade e o funcionamento adequado da adutora de água, pressões ligeiramente negativas não afetarão o desempenho e a segurança do sistema, o que permite a redução significativa do volume do RHO, e conseqüentemente, soluções menos custosas. O sistema real possui um arranjo de dispositivos que o protege satisfatoriamente.

Palavras-chave: Transiente hidráulico; Otimização; Dispositivo de proteção; Sistema de bombeamento de água.

ABSTRACT

OPTIMAL DESIGN OF HYDRAULIC TRANSIENT PROTECTION DEVICES IN WATER PUMPING SYSTEMS

A hydraulic transient in a pipeline may cause pipe rupture or collapse. One way to support hydraulic systems and ensure their safety is by using protection devices. Therefore, it is important to consider their appropriate design, considering both protection and costs, as these devices directly impact the system's overall value. This study aims to develop a computational routine for optimizing the selection of protection devices using multi-objective genetic algorithms and to build a hydraulic simulator with different protection devices against transient regimes generated by abrupt pump shutdowns. The hydraulic simulator was coupled with an optimization method (multi-objective genetic algorithm) to size the devices considering more than one objective function in the search. The models were applied to the Mestre D'Armas Water Pumping System in Brasília-DF. The Method of Characteristics was used for hydraulic simulation under different boundary conditions. For optimization, two genetic algorithms were employed: NSGA-II and NSGA-III. Additionally, two scenarios with varying combinations of protection devices and two and four objective functions were considered. The results demonstrated that both optimization algorithms effectively sought optimal solutions that sufficiently met the requirements of water pipelines under hydraulic transients. However, the NSGA III algorithm provided more diverse solutions for the analyses in this study. Furthermore, the minimum pressure is the most influential parameter in the simulations. The air chamber was the main equipment in protecting the system against pressure rise and pressure drop. The air valve and the one-way tank satisfactorily complement the air chamber in addressing pressure drop, demonstrating comparable performance levels within this system. Moreover, suppose the watertightness and proper functioning of the water main are guaranteed. In that case, slightly negative pressures will not affect the performance and safety of the system and it will significantly reduce the volume of the air chamber. Consequently, it will provide less costly solutions. The real-life system is equipped with devices that provide adequate protection.

Key-words: Hydraulic transient; Optimization; Protection device; Water pumping system.

SUMÁRIO

1 -	INTRODUÇÃO.....	1
2 -	OBJETIVOS.....	4
2.1 -	Objetivo Geral.....	4
2.2 -	Objetivos Específicos.....	4
3 -	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
3.1 -	Análise Hidráulica no escoamento Transiente.....	5
3.2 -	Métodos Numéricos.....	7
3.3 -	Dispositivos de Proteção.....	13
3.3.1 -	Chaminé de Equilíbrio.....	14
3.3.2 -	Reservatório Hidropneumático (RHO).....	15
3.3.3 -	Tanque de Alimentação Unidirecional (TAU).....	17
3.3.4 -	Volante de Inércia.....	18
3.3.5 -	Válvulas.....	19
3.3.5.1 -	Ventosa.....	19
3.3.5.2 -	Válvula de Alívio de Pressão.....	20
3.3.5.3 -	Válvula Antecipadora de Onda.....	20
3.3.6 -	By-pass.....	21
3.4 -	Análise Multiobjetivo e otimização.....	21
3.5 -	Estudos de Transientes e Equipamentos de proteção.....	24
3.5.1 -	Utilização e otimização de equipamentos de proteção contra transientes... 24	
3.5.2 -	Discussão.....	36
4 -	METODOLOGIA.....	38
4.1 -	Modelo Hidráulico.....	38
4.1.1 -	Reservatório de Nível Fixo a montante.....	39
4.1.2 -	Reservatório de Nível Fixo a jusante.....	39

4.1.3 -	Parada brusca de bomba	40
4.1.4 -	Reservatório Hidropneumático.....	46
4.1.5 -	Tanque de Alimentação Unidirecional	49
4.1.6 -	Ventosa Tríplice Função.....	51
4.2 -	Modelo de otimização	55
4.3 -	Integração entre os modelos de simulação hidráulica e otimização.....	60
4.4 -	Estudo de caso	63
4.4.1 -	Conjunto Moto-bomba	64
4.4.2 -	Ventosas e Descargas	65
4.4.3 -	Reservatório Hidropneumático.....	65
4.4.4 -	Parâmetros utilizados no trabalho	65
5 -	RESULTADOS E DISCUSSÃO	67
5.1 -	Comparação entre o NSGA-II e o NSGA-III.....	69
5.2 -	NSGA-III e análise do sistema.....	71
5.2.1 -	Sistema com ventosas (cenário 1)	72
5.2.2 -	Sistema com TAU (cenário 2).....	76
5.2.3 -	Comparação entre os cenários 1 e 2	89
6 -	CONCLUSÕES	90
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Localização dos equipamentos (Morimoto, 2023)	64
Tabela 4.2 – Parâmetros da simulação	65
Tabela 5.1 – Soluções entre 10 m ³ e 56 m ³ com pressões mínimas positivas.	81
Tabela 5.2 – Soluções adequadas para o sistema pela NBR 12.215-1.	87

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Linhas Características no plano x-t (Chaudhry, 2014, adaptado).	11
Figura 3.2 – Malha de cálculo do método das características (Chaudhry, 2014, adaptado).	13
Figura 3.3 – Chaminé de Equilíbrio (Melo, 2019).	15
Figura 3.4 – Reservatório Hidropneumático (Morimoto, 2023).	17
Figura 3.5 – Tanque de Alimentação Unidirecional (ADASA, 2020).	18
Figura 3.6 – Volante de Inércia (Martins, 2009).	18
Figura 3.7 – Ventosa Tríplice Função (BERMO, 2022).	19
Figura 3.8 – Válvula de Alívio de Pressão (Peters e Hill, 2019).	20
Figura 3.9 – Válvula Antecipadora de Onda (BERMAD, 2022).	21
Figura 4.1 – Linhas características nas extremidades de contorno (Soares, 2007).	39
Figura 4.2 – Zonas e quadrantes de funcionamento de uma bomba (Ramos <i>et al.</i> , 2005) e (Soares, 2007).	41
Figura 4.3 – Parâmetros de Suter para diferentes valores de velocidade específica - Pressão (Chaudhry, 2014).	42
Figura 4.4 – Parâmetros de Suter para diferentes valores de velocidade específica - Torque (Chaudhry, 2014).	42
Figura 4.5 – Aproximação da curva para vários segmentos de reta (Chaudhry, 2014, adaptado).	43
Figura 4.6 – Notação para o Reservatório Hidropneumático (Chaudhry, 2014, adaptado).	47
Figura 4.7 - Notação para a Tanque Unidirecional (Barbosa, 2006, adaptado).	50
Figura 4.8 - Notação para a Ventosa Tríplice Função (Chaudhry, 2014, adaptado).	52
Figura 4.9 – Fluxograma do processo de simulação hidráulica e otimização com NSGA-II.	61
Figura 4.10 – Fluxograma do processo de simulação hidráulica e otimização com NSGA- III.	62
Figura 4.11 – Localização do sistema em estudo e seus equipamentos (Morimoto, 2023)	63
Figura 4.12 – Perfil topográfico da linha de recalque da EEAT Mestre D’Armas (Morimoto, 2023)	64
Figura 5.1 – Envoltórias de carga piezométrica no sistema sem proteção.	68
Figura 5.2 – Envoltórias de pressão no sistema sem proteção.	68

Figura 5.3 – Frente Pareto – NSGA-II.	70
Figura 5.4 – Frente Pareto – NSGA-III.	71
Figura 5.5 – Carga piezométrica para o RHO de volume igual a 58,8 m ³	71
Figura 5.6 – Frente Pareto sem restrições – NSGA-III.	72
Figura 5.7 – Pressão máxima no sistema.	73
Figura 5.8 – Pressão mínima no sistema.	73
Figura 5.9 – Máxima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO.	74
Figura 5.10 – Mínima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO.	74
Figura 5.11 – Soluções do cenário 2 com restrição: (a) Frente Pareto entre volume do RHO e variação máxima das pressões; (b) Relação entre a altura do TAU e a variação máxima das pressões; (c) Relação entre o diâmetro do TAU e a variação máxima das pressões; (d) Relação entre o diâmetro do TAU e o volume do RHO.	78
Figura 5.12 – Pressão máxima no sistema – cenário 2 com restrição.	79
Figura 5.13 – Pressão mínima no sistema – cenário 2 com restrição.	79
Figura 5.14 – Máxima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO – cenário 2 com restrição.	82
Figura 5.15 – Mínima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO – cenário 2 com restrição.	82
Figura 5.16 – Soluções do cenário 2 sem restrição: (a) Frente Pareto entre volume do RHO e variação máxima das pressões; (b) Relação entre a altura do TAU e a variação máxima das pressões; (c) Relação entre o diâmetro do TAU e a variação máxima das pressões; (d) Relação entre o diâmetro do TAU e o volume do RHO.	83
Figura 5.17 – Pressão máxima no sistema – cenário 2 sem restrição.	84
Figura 5.18 – Pressão mínima no sistema – cenário 2 sem restrição.	85
Figura 5.19 – Máxima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO – cenário 2 sem restrição.	85
Figura 5.20 – Mínima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO – cenário 2 sem restrição.	86
Figura 5.21 – Representação em 3D das soluções do cenário 2: (a) RHO – TAU – Pressão máxima; (b) RHO – TAU – Pressão mínima.	88

LISTA DE SÍMBOLOS E NOMENCLATURAS

A	Área interna da seção transversal do tubo
a	Celeridade (velocidade de propagação de onda de pressão)
A_c	Área da seção transversal do RHO
A_{ramal}	Área da seção transversal do tubo do ramal de ligação
A_s	Área da seção transversal do TAU
A_v	Área de abertura da válvula
C^-	Característica negativa
C^+	Característica positiva
C_A, C_B	Impedância característica
C_d	Coefficiente de descarga da válvula
C_N	Número de Courant
C_{orf}	Coefficiente de perda de carga no orifício
C_v	Coefficiente de perda de carga na válvula
D	Diâmetro interno do tubo
D_{adm}	Diâmetro do orifício de admissão das ventosas
D_{exp}	Diâmetro do orifício de expulsão das ventosas
D_{in}	Diâmetro de entrada do RHO
D_{out}	Diâmetro de saída do RHO
D_{ramal}	Diâmetro do tubo do ramal de ligação
D_{TAU}	Diâmetro da seção transversal do TAU
D_{TAUmax}	Diâmetro comercial máximo considerado do TAU
D_{TAUmin}	Diâmetro comercial mínimo considerado do TAU
e_{fr}	Eficiência da bomba no BEP
f	Fator de atrito de Darcy-Weisbach
f_{ramal}	Fator de atrito no tubo do ramal de ligação
g	Aceleração da gravidade
H	Carga piezométrica
H_b	Pressão atmosférica
H_{func}	Altura manométrica de funcionamento da bomba
H^*_{Par}	Carga de pressão absoluta

h_{porf}	Perda de carga no orifício
H_R	Altura manométrica no BEP
H_{res}	Altura do nível de água do reservatório
h_{TAU}	Altura do TAU
h_{TAUmax}	Altura máxima considerada para o TAU
H_{suc}	Altura de sucção
h_{TAUmin}	Altura mínima considerada para o TAU
I	Momento de inércia polar do conjunto moto-bomba
i	Nó; seção de cálculo
j	Índice do passo de tempo
L	Comprimento da tubulação
L_{ramal}	Comprimento do ramal de ligação
m	Expoente da equação politrópica dos gases
m_a	Massa de ar
n	Índice politrópico; número da população
N	Velocidade de rotação
P	Pressão
p	Pressão absoluta do ar
p_a	Pressão barométrica
$\frac{P^*_{max}}{\gamma}$	Carga de pressão máxima permitida no sistema
P^*_{max}	Carga de pressão máxima permitida no sistema
$\frac{P^*_{min}}{\gamma}$	Carga de pressão mínima permitida no sistema
P^*_{min}	Carga de pressão mínima permitida no sistema
p_c	Índice de combinação (<i>crossover</i>)
p_m	Fator de mutação
Q	Vazão
Q_{orf}	Vazão no orifício
Q_{Ps}	Vazão de saída do TAU
R	Coefficiente de resistência; constante universal dos gases
r_{ar}	Razão de volume de ar/água inicial no RHO
t	Tempo

T	Torque do conjunto moto-bomba; temperatura
T_a	Temperatura absoluta
t_0	Tempo inicial
t_f	Tempo total de simulação
V	Volume do RHO
V_{ar}	Volume de ar na ventosa
V_{max}	Volume comercial máximo do RHO
V_{min}	Volume comercial mínimo do RHO
x	Coordenada ao longo do eixo do tubo
y	Pressão mínima predeterminada na ventosa
z	Cota topográfica; altura do nível de água no RHO e TAU; altura da abertura da ventosa
z_t	Cota da base do TAU
γ	Peso específico do líquido
ΔH_{max}	Diferença da carga máxima em relação à carga no regime permanente
Δ_{max}	Variação máxima das pressões na simulação
ΔH_{min}	Diferença da carga mínima em relação à carga no regime permanente
ΔH_{pv}	Perda de carga na válvula de retenção
Δt	Passo de tempo
Δx	Elemento de discretização ao longo do comprimento da tubulação
λ	Multiplicador
ρ_a	Massa específica do ar na pressão atmosférica absoluta
ω	Velocidade angular
\forall_{air}	Volume de ar no início do passo de tempo
\forall_{Par}^m	Volume de ar aprisionado

LISTA DE ABREVIACÕES

AG	Algoritmo genético
BEP	Best efficiency point (Ponto de melhor eficiência)
CAESB	Companhia de Saneamento Ambiental do Distrito Federal
DF	Distrito Federal
EE	Estratégias Evolutivas
EEAT	Estação elevatória de água tratada
IDE	Ambiente de desenvolvimento integrado
IoT	Internet das coisas
<i>MOC</i>	Método das características
NSGA	Algoritmo genético de classificação não dominada
PE	Programação evolutiva
PG	Programação genética
RAP	Reservatório apoiado
<i>RHO</i>	Reservatório hidropneumático
SAA	Sistema de abastecimento de água
<i>TAB</i>	Tanque de alimentação bidirecional
<i>TAU</i>	Tanque de alimentação unidirecional

1 - INTRODUÇÃO

O dimensionamento de sistemas hidráulicos é, normalmente, desenvolvido a partir da condição de continuidade do regime permanente em que o sistema está operando. No entanto, entende-se que há momentos em que acontecem variações de velocidade e pressão no fluido ocasionando um regime transiente. O transiente hidráulico, também chamado de transitório hidráulico, ocorre quando as condições de escoamento são alteradas devido às variações geradas, por exemplo, pelo acionamento ou desligamento de bombas em estações elevatórias e durante abertura ou fechamento de válvulas. Este fenômeno pode, dependendo da magnitude, provocar problemas no sistema como: a ruptura da tubulação, a paralisação deste sistema e até, em casos mais graves, acidentes. Além disso, outro inconveniente é uma alteração na qualidade da água, visto que contaminantes podem penetrar na tubulação, através dos pontos de vazamentos que são induzidos por pressões baixas ou até negativas devido ao transiente hidráulico (Jung e Karney, 2006).

Neste contexto, faz-se necessária a análise dos transientes a fim de proteger os sistemas hidráulicos e garantir bom funcionamento deles. No entanto, projetar esses sistemas contra transientes é, ainda hoje, um desafio e necessita de uma variedade de estratégias, haja vista a sua complexidade. Assim, uma das maneiras de amparar sistemas hidráulicos é mediante a utilização de dispositivos de proteção cuja atuação limita o transiente a valores seguros e aceitáveis através da atenuação das variações de velocidade e pressão do fluido. Há, atualmente, uma série de equipamentos utilizados para esta função como, por exemplo, volantes de inércia, válvulas de alívio, tanques de amortecimento unidirecional (TAU), chaminés de equilíbrio, reservatórios hidropneumáticos (RHO) e ventosas (Wylie e Streeter, 1993).

Perante o exposto, há a necessidade da escolha adequada destes dispositivos de proteção. Porém, esta seleção e a eleição do seu local de instalação se baseiam nas características do sistema de tubulações em análise, bem como na experiência do projetista, o que dificulta a resolução ótima do problema, já que há uma parcela passiva de subjetividade no processo decisório. Concomitantemente a isso, o dimensionamento destes equipamentos requer uma análise computacional complexa devido tanto à carga de análise de opções individuais quanto à natureza multidimensional do espaço de busca, ou seja, devido ao número de

dispositivos de proteção e seus parâmetros. No entanto, com o aprimoramento de algoritmos, estas complicações estão sendo resolvidas; um exemplo disso são os Algoritmos Genéticos, cuja maior vantagem é a habilidade de encontrar boas soluções considerando um ou mais objetivos simultaneamente.

Embora o desenvolvimento de estudos relacionados ao uso e dimensionamento de dispositivos de proteção e a otimização da seleção destes frente a transientes tenha avançado nas últimas décadas (Jung e Karney, 2006; Boulos *et al.*, 2005; Pothof e Karney, 2012; Skulovich *et al.*, 2014), ainda faz-se necessária a dedicação em avaliar a escolha ótima destes dispositivos considerando mais de um equipamento e mais de um objetivo na otimização, uma vez que é preciso garantir tanto a segurança quanto a economia do sistema.

Para isso, realiza-se uma análise multiobjetivo que tem como finalidade a obtenção de um conjunto de soluções que satisfaça todas as restrições e otimize diversas funções objetivo, neste caso, tem-se como objetivos: a maximização da proteção do sistema que consiste na atenuação das ondas de pressão, e a minimização dos custos relacionados a instalação e operação deste sistema que dependem proporcionalmente da dimensão dos equipamentos utilizados.

É importante ressaltar que, quando comparados os dispositivos de mesmo tipo, dimensões maiores garantem melhor mitigação das ondas de pressão e, conseqüentemente, uma maior segurança para o sistema, porém, o custo destes dispositivos aumenta proporcionalmente ao seu porte. Assim, uma estrutura de custo/benefício é estabelecida na tomada de decisão.

Portanto, no presente trabalho, propõe-se o desenvolvimento de uma rotina computacional para a otimização da escolha de dispositivos de proteção através de algoritmo genético multiobjetivo a fim de auxiliar na proteção contra transientes hidráulicos em adutoras por bombeamento de sistemas de abastecimento de água. Além disso, pretende-se aplicar o modelo em um estudo de caso de um sistema de abastecimento real localizado em Brasília-DF.

Este trabalho apresenta, nos Capítulos 1 e 2, as considerações iniciais sobre o tema de pesquisa, suas motivações e problemáticas, e seus objetivos geral e específicos. Logo depois, no Capítulo 3, expõe o plano de fundo teórico sobre análise hidráulica no escoamento

transiente, seguido pela abordagem de métodos de otimização para controle de transientes hidráulicos em sistemas de abastecimento de água e disserta sobre o tema de pesquisa por meio da seleção de diversos trabalhos de outros autores que abordam sobre temáticas relacionadas com o presente trabalho.

O Capítulo 4 descreve a metodologia utilizada para a simulação hidráulica e as considerações necessárias para a construção da rotina computacional que será desenvolvida a fim de escolher, de maneira ótima, os dispositivos de proteção contra transiente hidráulico em uma adutora por bombeamento. Ademais, elenca as características do estudo de caso.

O Capítulo 5 apresenta a análise dos resultados obtidos na utilização do modelo desenvolvido no estudo de caso. Nele foram considerados dois cenários: o primeiro em que o sistema possui um RHO e ventosas, o segundo com RHO, TAU e ventosas. Diante destes cenários são avaliados o comportamento dos equipamentos e suas contribuições para a proteção do sistema. Além disso, há uma comparação de dois algoritmos genéticos para o primeiro cenário. Também se verifica o arranjo do sistema real diante das soluções obtidas pelo modelo.

Por fim, no Capítulo 6, são abordadas as conclusões deste estudo e recomendações para pesquisas futuras. Inicialmente, é fornecido um resumo do trabalho realizado, seguido pela síntese das principais conclusões obtidas e, finalmente, são delineadas as sugestões para trabalhos subsequentes, visando ampliar o entendimento e avançar no campo de estudo em questão.

2 - OBJETIVOS

2.1 - OBJETIVO GERAL

Este trabalho tem como objetivo geral desenvolver uma rotina computacional para a otimização da escolha de dispositivos de proteção contra os efeitos de transientes hidráulicos em sistemas de bombeamento por meio de algoritmo genético multiobjetivo e avaliar a relação de custo/benefício das soluções.

2.2 - OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Desenvolver um simulador hidráulico com diferentes dispositivos de proteção contra os regimes transientes gerados por desligamento abrupto de bomba e avaliar as soluções apresentadas sob diferentes condições de proteção;
- Otimizar o dimensionamento dos dispositivos de proteção, considerando mais de uma função objetivo na busca, e comparar dois métodos tradicionais da literatura por meio de algoritmo genético multiobjetivo;
- Aplicar o modelo desenvolvido através da utilização da topologia do sistema existente na estação elevatória de água tratada (EEAT) Mestre D'Armas, no Distrito Federal e analisar os resultados em termos dos dispositivos de proteção.

3 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente capítulo apresenta uma revisão bibliográfica com ênfase nos modelos para a análise hidráulica no escoamento transiente e os métodos numéricos utilizados nesta análise, nos dispositivos de proteção existentes contra transientes e, também, métodos de otimização utilizados para a modelagem. Por último, expõe uma síntese com alguns dos últimos trabalhos publicados que sobre a otimização de dispositivos de proteção contra transientes hidráulicos.

3.1 - ANÁLISE HIDRÁULICA NO ESCOAMENTO TRANSIENTE

O transiente hidráulico, também chamado de transitório hidráulico, ocorre quando as condições de escoamento são alteradas devido as variações geradas, por exemplo, pelo acionamento ou desligamento de bombas em estações elevatórias e durante abertura ou fechamento de válvulas. Soares *et al.* (2013) afirmam que o estudo e a análise de transientes hidráulicos são de grande importância para o dimensionamento e a operação dos sistemas hidráulicos a fim de garantir a segurança, confiabilidade e bom desempenho para várias condições normais de operação.

Em geral, qualquer distúrbio no escoamento causado durante uma mudança nas condições médias de fluxo inicia uma sequência de pressões transientes no sistema de distribuição de água. Os distúrbios se originam de mudanças ou ações que afetam dispositivos hidráulicos ou condições de contorno. Os eventos típicos que requerem análises de transientes incluem: acionamento ou desligamento de bombas; abertura ou fechamento de válvulas (variação da área de escoamento da seção transversal); alterações nas pressões de contorno, como por exemplo: ajustes no nível de água nos reservatórios; mudanças rápidas nas condições de demanda; modificações nas condições de transmissão; e enchimento ou drenagem de tubos (Boulos *et al.*, 2005).

Neste contexto, os modelos de simulação hidráulica são de extrema importância, uma vez que possibilitam às equipes responsáveis pela gestão de sistemas de abastecimento de água utilizar esses modelos para prever condições operacionais inaceitáveis, identificar riscos e projetar medidas protetivas em seus sistemas de distribuição (Wood *et al.*, 2005). Ademais,

estes modelos estão relacionados a equacionamentos matemáticos que descrevem o comportamento físico dos fenômenos, neste caso, do regime transiente. Sabe-se que um evento transiente perturba o fluxo de água em um sistema de tubulação e causa um desequilíbrio de curto prazo nas equações de fluxo do regime permanente (Jung e Karney, 2006).

Para a análise de transientes hidráulicos em condutos forçados, ou seja, sob pressão, há dois modelos que são considerados: o modelo da coluna rígida, utilizado para avaliação de fenômenos de oscilação de massa (transientes lentos com baixas frequências) e que considera o fluido incompressível e o conduto rígido, e o modelo da coluna elástica, cuja aplicação se dá em análises de transientes rápidos e com altas frequências. Este modelo leva em consideração os efeitos da elasticidade do líquido e, também, do conduto (Soares, 2007).

Assim, o escoamento transiente em um conduto pressurizado é governado por equações parciais não-lineares hiperbólicas que representam a Lei de Quantidade de Movimento (3.1) e a Lei de Conservação de Massa (3.2) (Chaudhry, 2014). A fim de obter-se estas equações, é necessária a admissão de algumas hipóteses simplificadoras (Covas, 2003):

- a) O fluido é monofásico, homogêneo e compressível;
- b) As variações na massa específica do fluido e da temperatura durante o transiente são desprezíveis quando comparadas às variações de pressão e vazão;
- c) O escoamento é unidimensional;
- d) As perdas de carga durante o transiente são calculadas a partir de formulação para o escoamento permanente;
- e) O material do tubo possui um comportamento reológico elástico linear;
- f) Não há movimento axial e;
- g) O tubo é retilíneo e uniforme, com uma área de seção transversal constante e sem escoamento lateral.

Logo, têm-se as seguintes equações:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + RQ|Q| = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (3.2)$$

em que x é a distância, t o tempo, $H = H(x, t)$ a carga piezométrica, $Q = Q(x, t)$ a vazão do fluido, $R = \frac{f}{2DA}$, D o diâmetro interno da tubulação, A a área interna da seção transversal do tubo, a a velocidade de propagação da onda de pressão (celeridade), g a gravidade e f o fator de atrito de Darcy-Weisbach.

Conforme citado anteriormente, as equações de Quantidade de Movimento e Conservação de Massa são equações diferenciais parciais, hiperbólicas, não-lineares. Uma solução de forma analítica simples dessas equações não está disponível. No entanto, ao linearizar os termos não lineares, vários métodos numéricos foram desenvolvidos. Todavia, ressalta-se que esses métodos são aproximados e não podem ser utilizados para analisar grandes sistemas ou sistemas com condições de contorno complexas (Chaudhry, 2014). A Literatura apresenta diversos métodos eficientes como: método das características, diferenças finitas, elementos finitos, método das ondas características, volumes finitos (Boulos *et al.*, 2005).

3.2 - MÉTODOS NUMÉRICOS

As equações de Quantidade de Movimento (3.1) e Conservação de Massa (3.2) formam um par de equações diferenciais parciais não-lineares hiperbólicas com duas variáveis dependentes: velocidade média e carga piezométrica, e duas variáveis independentes: distância ao longo da tubulação, ou seja, do seu comprimento, e tempo. A fim de solucionar este sistema de equações, é necessário utilizar um método numérico para transformá-las em equações diferenciais ordinárias lineares e estabelecer as condições de contorno deste sistema e os valores iniciais para as variáveis de estado, visto que não há solução analítica simples para este conjunto de equações.

Várias abordagens foram adotadas na Literatura para modelar numericamente o movimento e a transformação das ondas de pressão em sistemas de distribuição de água e podem ser classificadas como Eulerianas ou Lagrangeanas.

A abordagem Euleriana reformula as equações governantes do fluxo transiente (3.1 e 3.2) em equações diferenciais totais que são expressas em uma forma de diferença finita. Já a

abordagem lagrangeana rastreia mudanças nas ondas de pressão (com amplitude positiva e negativa) à medida que viajam pela rede de tubos e atualiza o estado da rede apenas nos momentos em que uma mudança realmente ocorre, como quando uma onda de pressão atinge o nó final de uma tubulação, por exemplo (Wood *et al.*, 2005).

Os Métodos Lagrangeanos podem ser representados pelo Método das Ondas Características, por exemplo. Já os Métodos Eulerianos consistem no Método das Características, Diferenças Finitas explícitas e implícitas e Método dos Elementos Finitos. Em casos com condutos forçados, a mais conhecida dessas técnicas é o Método das Características (MOC) (Boulos *et al.*, 2005). Portanto, este será o método utilizado neste trabalho para a resolução do sistema de equações do regime transiente.

Todos os métodos de características convertem as duas equações diferenciais parciais de Quantidade de Movimento e Conservação de Massa em quatro equações diferenciais que são expressas na forma de diferenças finitas. Ademais, segundo Ramos *et al.* (2004), para a solução de transientes hidráulicos unidimensionais, o Método das Características (MOC) tem se tornado amplamente utilizado e se mostrou melhor que outros métodos devido à facilidade de programação e eficiência dos resultados.

No Método das Características, as equações são convertidas em curvas características. Ele parte de duas equações diferenciais parciais e transforma em quatro equações diferenciais ordinárias. Duas destas equações estão relacionadas à Curva Característica C^+ e as outras duas à Curva Característica C^- . O conceito de curvas características é útil para entender a propagação de ondas e o desenvolvimento de condições de contorno (Abbott, 1996).

De acordo com esse método, o fenômeno transiente segue uma lei de propagação de ondas, dada pela celeridade, associada ao tempo e espaço ao longo da tubulação. Assim, as Equações (3.1) e (3.2) podem ser reescritas da seguinte forma:

$$L_1 = \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + RQ|Q| = 0 \quad (3.3)$$

$$L_2 = gA \frac{\partial H}{\partial t} + a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (3.4)$$

Tais equações combinadas livremente, utilizando um multiplicador λ desconhecido, produzem:

$$L = L_1 + \lambda L_2 \quad (3.5)$$

$$L = \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + RQ|Q| + \lambda \left(gA \frac{\partial H}{\partial t} + a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} \right) = 0 \quad (3.6)$$

$$L = \lambda \left(\frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} \right) + \lambda Ag \left(\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} \right) + RQ|Q| = 0 \quad (3.7)$$

Sendo x a coordenada ao longo do eixo do tubo e t o tempo, as duas variáveis Q e H são funções de x e t , e, se a variável independente x é função de t , então, as derivadas totais podem ser escritas da seguinte maneira:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial H}{\partial t} \quad (3.8)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (3.9)$$

Logo, de acordo com as Equações (3.7), (3.8) e (3.9), tem-se:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{1}{\lambda} = \lambda a^2 \quad (3.10)$$

E então,

$$\lambda = \pm \frac{1}{a} \quad (3.11)$$

Substituindo a Equação (3.11) na Equação (3.10), tem-se:

$$\frac{dx}{dt} = \pm a \quad (3.12)$$

Utilizando as Equações (3.8) e (3.9), a Equação (3.7) pode ser reescrita como:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + RQ|Q| = 0 \quad (3.13)$$

Rearranjando as Equações (3.8), (3.9) e (3.10), obtém-se um par de equações descritas como Característica Positiva C^+ e Característica Negativa C^- , dadas por:

$$C^+ : \frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + RQ|Q| = 0 \quad (3.14)$$

se

$$\frac{dx}{dt} = +a \quad (3.15)$$

$$C^- : \frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + RQ|Q| = 0 \quad (3.16)$$

se

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (3.17)$$

As Equações (3.14) e (3.16) são chamadas de equações de compatibilidade. É importante ressaltar que a Equação (3.14) é válida se a Equação (3.15) é satisfeita e a Equação (3.16) é válida se a Equação (3.17) está satisfeita. Ou seja, ao impor as relações dadas pelas Equação (3.15) e (3.17), elimina-se a variável independente x e as equações diferenciais parciais (3.1) e (3.2) são convertidas em equações diferenciais ordinárias na variável independente t .

No entanto, há decorrências desta simplificação: as Equações (3.1) e (3.2) são válidas em qualquer lugar no plano $x-t$. Todavia, a Equação (3.14) é válida apenas ao longo da linha reta (se a for constante) dada pela Equação (3.15), e a Equação (3.16) é válida apenas ao longo da linha reta descrita pela Equação (3.17). Estas retas, cujas declividades são iguais a $\pm a$, são chamadas de Linhas Características.

Matematicamente, essas Linhas dividem o plano $x-t$ em duas regiões que podem ser dominadas por duas soluções diferentes. Fisicamente, essas linhas representam o caminho

percorrido por uma perturbação no plano $x-t$. Por exemplo, uma perturbação no ponto A no tempo t_0 viaja ao longo da linha AP e atinge o ponto P após o tempo Δt (Figura 3.1).

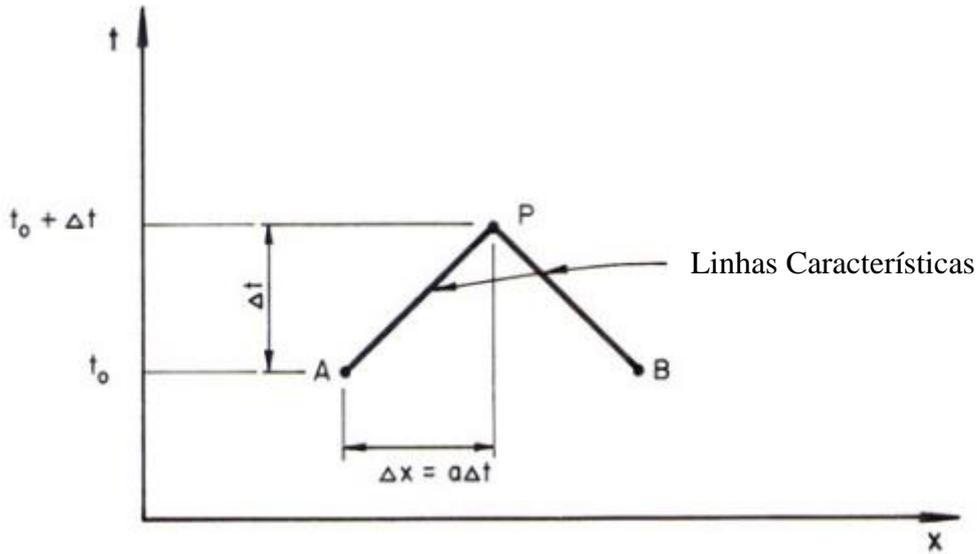


Figura 3.1 – Linhas Características no plano $x-t$ (Chaudhry, 2014, adaptado).

Agora, para calcular as pressões e descargas transientes, é necessário supor que a carga, H , e a vazão, Q no tempo t_0 sejam conhecidas. Elas podem ser conhecidas inicialmente (ou seja, em $t = 0$, estas são condições iniciais) ou foram calculadas durante a etapa de tempo anterior. Daí, requer-se calcular os valores desconhecidos de H e Q no tempo $t = t_0 + \Delta t$. Ou seja, são conhecidos os valores de Q e H nos pontos A e B e pretende-se determinar seus valores no ponto P .

Integrando a Equação (3.14), considerando a Linha Característica AP , tem-se:

$$\frac{gA}{a} \int_{H_A}^{H_P} dH + \int_{Q_A}^{Q_P} dQ + R \int_{t_A}^{t_P} Q|Q|dt = 0 \quad (3.18)$$

Logo, tem-se que a característica positiva C^+ é escrita como:

$$C^+: Q_P - Q_A + \frac{gA}{a}(H_P - H_A) + R\Delta t Q_A |Q_A| = 0 \quad (3.19)$$

E, realizando o procedimento matemático análogo para a característica negativa C^- , considerando a Linha Característica PB , tem-se:

$$C^-: Q_P - Q_B - \frac{gA}{a}(H_P - H_B) + R\Delta t Q_B |Q_B| = 0 \quad (3.20)$$

O cálculo do transiente hidráulico usualmente se inicia a partir do conhecimento do regime permanente para o instante zero ($t = 0$). Assim, as Equações (3.19) e (3.20) podem ser reescritas como:

$$C^+: Q_{Pi} = C_P - C_A H_{Pi} \quad (3.21)$$

$$C^-: Q_{Pi} = C_n + C_B H_{Pi} \quad (3.22)$$

Em que:

$$C_P = Q_A + \frac{gA}{a} H_A - R\Delta t Q_A |Q_A| \quad (3.23)$$

$$C_n = Q_B - \frac{gA}{a} H_B - R\Delta t Q_B |Q_B| \quad (3.24)$$

Além disso, C_A e C_B representam o mesmo valor que é função das propriedades físicas do fluido e da tubulação, frequentemente chamados de impedância característica, são dados por:

$$C_A = \frac{gA}{a} \quad (3.25)$$

$$C_B = \frac{gA}{a} \quad (3.26)$$

No entanto, utilizando estas equações acima, Q_P e H_P podem ser determinados em todos os pontos internos na distância até $t = t_0 + \Delta t$ (Figura 3.2). Entretanto, no contorno da malha, apenas uma das Equações (3.21) e (3.22) está disponível. Portanto, faz-se necessário incorporar condições de contorno para determinar Q_P e H_P nos limites em $t = t_0 + \Delta t$.

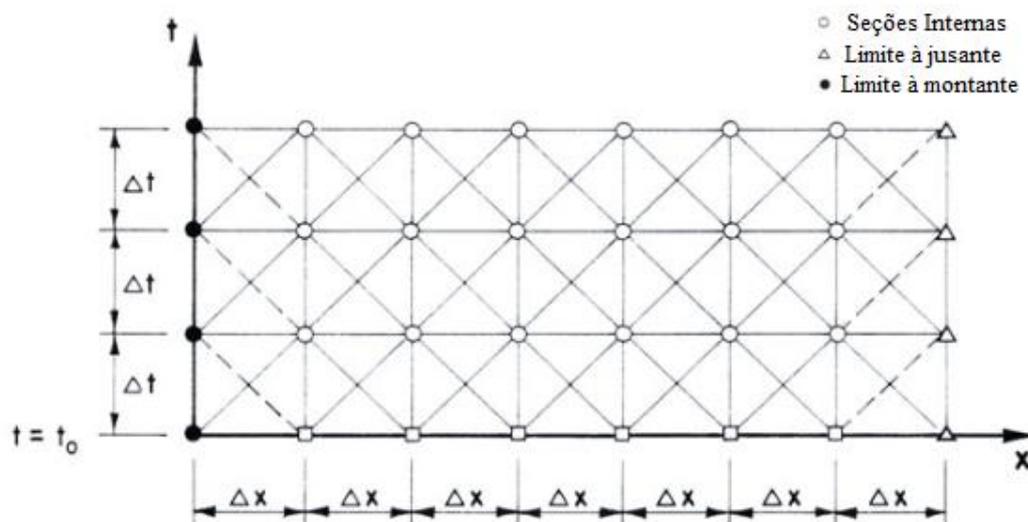


Figura 3.2 – Malha de cálculo do método das características (Chaudhry, 2014, adaptado).

Finalmente, para satisfazer os critérios de estabilidade e garantir a convergência, o Método das Características requer um pequeno intervalo de tempo. O critério de estabilidade é desenvolvido desprezando o termo de atrito não linear e é chamado de condição de Courant (Boulos *et al.*, 2005). O número de Courant (C_N) é definido como a razão entre a celeridade real, a , e a celeridade numérica $\frac{\Delta x}{\Delta t}$, isto é:

$$C_N = \frac{a}{\Delta x / \Delta t} = \frac{a \Delta t}{\Delta x} \quad (3.27)$$

Assim, para que o esquema numérico seja estável, o intervalo de tempo computacional, Δt , e o comprimento de alcance, Δx , devem ser selecionados de modo que $C_N \leq 1$ (Chaudhry, 2014).

3.3 - DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO

De acordo com Bonin (1960), um transiente hidráulico não é apenas um conceito teórico, mas um problema real a ser levado em consideração no projeto, no dimensionamento e operação de instalações de controle de água. Logo, faz-se necessária a proteção do sistema de abastecimento de água. As abordagens para esta proteção variam desde a instalação de dispositivos especializados, como válvulas de alívio, volantes de inércia, ventosas tríplice

função, tanques de alimentação unidirecional (TAU) ou bidirecional (TAB), chaminés de equilíbrio, reservatórios hidropneumáticos (RHO), by-pass, válvulas antecipadoras de onda, até a seleção de propriedades da tubulação e a modificação de procedimentos operacionais (Boulos *et al.*, 2005). Tais dispositivos não controlam realmente a fonte ou a causa dos surtos de pressão, mas apenas limitam a magnitude deles, redirecionando o fluxo para outro lugar (Peters e Hill, 2019).

Portanto, vários dispositivos são utilizados para reduzir ou eliminar transientes indesejáveis, como o aumento ou queda de pressão excessiva, separação de coluna, sobrevelocidade de bomba ou turbina. Esses dispositivos geralmente são caros e não há apenas um que é adequado para todos os sistemas ou para todas as condições de operação. Logo, ao projetar um sistema de tubulação, várias alternativas devem ser consideradas (Chaudhry, 2014) e a melhor escolhida. Uma resposta aceitável do sistema pode ser definida através da especificação dos limites nas pressões máxima e mínima, velocidade máxima da turbina após rejeição de carga total ou velocidade máxima da bomba reversa após falha de energia, por exemplo.

Portanto, o processo decisório destes dispositivos deve ser realizado com muito critério, uma vez que proteção inadequada contra surtos e dimensionamento impróprio podem se tornar uma fonte de transiente por si só e levar a efeitos indesejados para o conduto. No entanto, o projeto e a colocação de dispositivos de proteção geralmente são realizados manualmente de acordo com as diretrizes e a experiência dos projetistas, enquanto a exploração sistemática de todas as alternativas possíveis foi implementada em obras únicas (Skulovich *et al.*, 2014). Além disso, segundo Skulovich *et al.* (2014), somente quando os métodos heurísticos surgiram e foram amplamente utilizados, o transiente hidráulico tornou-se objeto de estudos de otimização.

3.3.1 - Chaminé de Equilíbrio

A Chaminé de Equilíbrio é um tubo vertical aberto ou um poço conectado aos condutos de uma usina hidrelétrica ou à tubulação de um sistema de bombeamento. O topo do tanque é geralmente aberto para a atmosfera (Chaudhry, 2014).

As chaminés são dispositivos que atuam, ao mesmo tempo, na proteção contra as subpressões e sobrepressões, visto que possibilitam a oscilação em massa da água entre a chaminé e o reservatório de descarga, evitando-se a ocorrência de variações elevadas de pressões. Para isso, o nível da água na chaminé desce quando há uma queda de pressão e alimenta a tubulação de recalque, atenuando a subpressão, e em casos de sobrepressão, o nível da água sobe, transformando a energia cinética em potencial.

Uma chaminé de equilíbrio pode ser classificada como simples, de orifício, diferencial, tanque unidirecional ou tanque hidropneumático. Uma chaminé de equilíbrio simples é um poço aberto ou tubo vertical conectado à tubulação com perdas desprezíveis em sua junção com a tubulação. Se um orifício e/ou um tubo de menor diâmetro restringe a entrada da chaminé, ele é chamado de chaminé de equilíbrio com orifício. Uma chaminé com orifício combinada com câmaras verticais separadas é uma chaminé de equilíbrio diferencial.

Já em um Tanque de Alimentação Unidirecional (TAU), a água flui do tanque para a tubulação somente quando a pressão na tubulação cai abaixo do nível da água no TAU (Chaudhry, 2014).



Figura 3.3 – Chaminé de Equilíbrio (Melo, 2019).

3.3.2 - Reservatório Hidropneumático (RHO)

O tanque hidropneumático, também chamado de reservatório hidropneumático (RHO), é um recipiente que possui ar comprimido em sua parte superior e água em sua parte inferior, e é utilizado para evitar pressões mínimas muito baixas na tubulação e, portanto, a separação da coluna líquida, através da injeção de água na tubulação. No entanto, quando há acréscimos de pressão, o ar dentro do tanque é comprimido, e armazena a energia elástica.

Para restringir o fluxo de entrada ou saída do RHO, um orifício é fornecido entre o tanque e a tubulação. O orifício é geralmente moldado de modo que produza mais perda de carga para entrada no tanque do que para uma saída correspondente dele. Tal orifício é referido como orifício diferencial (Chaudhry, 2014). Para evitar uma queda de pressão significativa na tubulação e, portanto, a separação da coluna, o fluxo de saída do RHO deve ser o mais livre possível, enquanto o fluxo de entrada pode ser restrito para reduzir o tamanho do tanque.

Dentre as vantagens na utilização do RHO, tem-se que um reservatório hidropneumático pode ser instalado com seu eixo paralelo ao solo. Isso reduz os custos da fundação e é preferível para suportar cargas de vento e terremotos. Além disso, um RHO pode ser localizado perto da bomba, o que pode não ser prático para uma Chaminé de Equilíbrio, devido à altura excessiva. Isso reduz o aumento de pressão e a queda de pressão na tubulação. No entanto, a desvantagem de um reservatório hidropneumático é que necessita de um compressor de ar e equipamento de controle auxiliar e estes requerem manutenção constante e custos iniciais elevados (Chaudhry, 2014). Para eliminar a necessidade de compressores de ar, fabricantes desenvolveram RHOs com membranas. Além disso, vários autores já discutiram o uso de reservatórios hidropneumáticos em sistemas de bombeamento para controlar transientes gerados por falta de energia nas bombas e, também, apresentaram gráficos para determinar o tamanho de um RHO para uma tubulação para manter as pressões máxima e mínima dentro dos limites de projeto, como Smith (2005), Elliot *et al.* (2008) e De Martino e Fontana (2012).



Figura 3.4 – Reservatório Hidropneumático (Morimoto, 2023).

3.3.3 - Tanque de Alimentação Unidirecional (TAU)

Um Tanque de Alimentação Unidirecional (TAU) é geralmente projetado para evitar a separação da coluna de água. A altura do TAU não é necessária que se estenda até a linha piezométrica, ele precisa apenas de capacidade suficiente para preencher o vazio causado pela separação da coluna. Os tanques de alimentação unidirecionais são usados principalmente em conexão com estações de bombeamento (Wylie e Streeter, 1993).

A função do TAU é reduzir a depressão ocasionada pelo transiente hidráulico, mantendo na adutora certa pressão mínima que corresponde, aproximadamente, à altura da água no tanque. Por isto, deve conter quantidade suficiente de água para suprir a vazão que deixa de ser fornecida à adutora no momento de desligamento da bomba.



Figura 3.5 – Tanque de Alimentação Unidirecional (ADASA, 2020).

3.3.4 - Volante de Inércia

O Volante de Inércia é um disco construído em aço, instalado entre o motor e a bomba. Este dispositivo é dimensionado para aumentar o momento de inércia da bomba. Uma massa adicional acoplada ao eixo da bomba aumenta o tempo de anulação da vazão, na seção imediatamente a jusante do conjunto, e a pressão decresce de um modo mais suave até atingir o valor mínimo (Martins, 2009).

A adição de volantes às bombas é uma opção para evitar a separação da coluna e as subpressões, estendendo o tempo de desligamento da bomba, especialmente quando há falta de energia. No entanto, o volante mecânico pode não ser prático na realidade. Alguns fabricantes de bombas hesitam em usar volantes devido aos possíveis efeitos adversos no desempenho da bomba (por exemplo, redução da eficiência) (Huo, 2011).

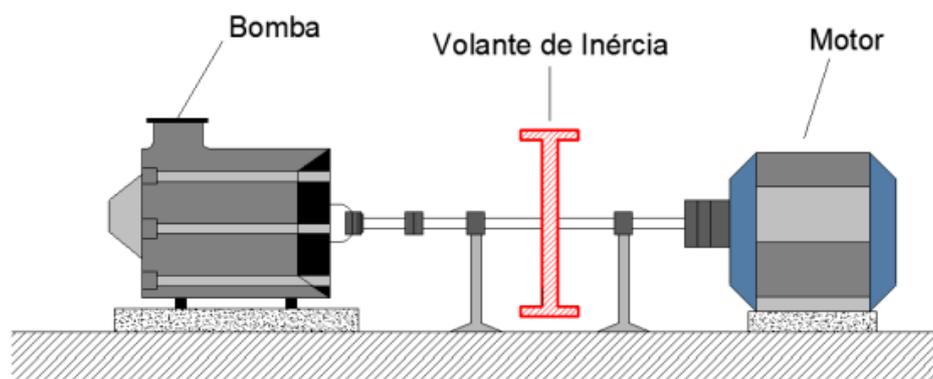


Figura 3.6 – Volante de Inércia (Martins, 2009).

3.3.5 - Válvulas

As válvulas são utilizadas para o controle de transientes seja por sua abertura ou fechamento para reduzir a taxa de mudança na velocidade do fluxo na tubulação e prevenir a queda de pressão até a pressão de vapor (Chaudhry, 2014).

3.3.5.1 - Ventosa

As Ventosas são válvulas instaladas em pontos altos em uma tubulação para evitar subpressão e a cavitação, emitindo ar para dentro da tubulação quando a pressão da tubulação cai abaixo das condições atmosféricas. Quando a pressão excede a pressão atmosférica, o ar é então expelido.

Uma Ventosa Tríplice Função é projetada para liberar o ar através de um segundo orifício para reduzir ainda mais a batida de ar, ela tem um orifício maior para entrada de ar e um orifício menor para liberação de ar (Chaudhry, 2014; Boulos *et al.*, 2005). Assim, em caso de ocorrência de subpressão nas linhas, ou ainda quando há o esvaziamento das tubulações, permite que ocorra a entrada de ar através das saídas, a fim de proteger a tubulação.

É importante ressaltar que as ventosas podem proteger um sistema contra pressões negativas se forem bem dimensionadas e localizadas. Caso contrário, elas próprias induzirão eventos transientes secundários (Ramezani *et al.*, 2015).



Figura 3.7 – Ventosa Tríplice Função (BERMO, 2022).

3.3.5.2 - Válvula de Alívio de Pressão

Uma Válvula de Alívio de Pressão ejeta água por um orifício lateral para evitar sobrepressões. A válvula é ativada quando a pressão da tubulação em um local especificado, não necessariamente na válvula, atinge um valor predefinido. A válvula abre e fecha em taxas prescritas sobre as quais o projetista geralmente tem algum grau de controle. As válvulas podem ejetar a água na atmosfera, em uma região pressurizada ou em um tanque (Boulos *et al.*, 2005).



Figura 3.8 – Válvula de Alívio de Pressão (Peters e Hill, 2019).

3.3.5.3 - Válvula Antecipadora de Onda

Uma Válvula Antecipadora de Onda é muito parecida com uma válvula de alívio de pressão, que pode ser acionada para abrir em uma queda de pressão. No entanto, ela é aberta com base em uma sequência de temporização, que é iniciada pela detecção da queda de pressão causada pelo desligamento da bomba (Peters e Hill, 2019). Para sistemas em que não há a separação da coluna de água, a válvula antecipadora de onda pode resolver o problema de surto na bomba causado por fluxo reverso ou reflexão de onda. Entretanto, a utilização deste equipamento deve ser feito sempre com cautela, pois ele pode tornar as condições de baixa pressão em uma adutora piores do que seriam sem a válvula (Boulos *et al.*, 2005).

A válvula deve ser regulada para funcionar quando a pressão atingir um valor mínimo. Para proteger a bomba contra os problemas decorrentes do efeito transiente, a válvula antecipadora deve ser instalada próximo ao conjunto de bombas (Barbosa e Castro, 2014).



Figura 3.9 – Válvula Antecipadora de Onda (BERMAD, 2022).

3.3.6 - By-pass

Em sistemas de bombeamento com baixas alturas manométricas, pode-se instalar uma rede de desvio (*by-pass*) ao redor das bombas para permitir que a água seja injetada na tubulação de descarga após uma falha de energia e uma queda de pressão. Os *by-passes* são geralmente segmentos curtos de tubos equipados com uma válvula de retenção que impede o contrafluxo (da descarga da bomba para o lado da sucção) e são instalados paralelamente à bomba na direção normal do fluxo. Eles são ativados quando a altura manométrica de sucção da bomba excede a altura de recalque e são úteis por dois motivos: para evitar acúmulo de alta pressão no lado de sucção da bomba e para evitar cavitação no lado de descarga da bomba (Boulos *et al.*, 2005).

3.4 - ANÁLISE MULTI OBJETIVO E OTIMIZAÇÃO

Tendo em vista a avaliação e escolha de diferentes dispositivos de proteção contra transientes hidráulicos, faz-se necessária uma análise multiobjetivo do problema, uma vez que cada equipamento responde diferentemente ao regime transiente, gera uma despesa ao sistema e se procura garantir o maior nível de segurança com o menor custo associado.

Um problema matemático de otimização multiobjetivo tem como finalidade a obtenção de um conjunto de soluções que satisfaça todas as restrições e otimize diversas funções objetivo. Ao contrário do que acontece em problemas com um único objetivo, na análise multiobjetivo, a noção de otimalidade não é tão óbvia (Goldberg,1989). Portanto, utiliza-se a definição de otimalidade de Pareto que consiste em um estado em que a solução é da forma mais eficiente possível em relação a todos os objetivos. Qualquer variação para melhorar a situação em relação a um objetivo irá necessariamente piorar as condições de outro. Estas soluções são chamadas de soluções não-dominadas e formam um conjunto chamado Frente Pareto.

É importante ressaltar que, quando comparados os dispositivos de mesmo tipo, dimensões maiores garantem melhor mitigação das ondas de pressão e, conseqüentemente, uma maior segurança para o sistema, porém, o custo destes dispositivos aumenta juntamente com seu tamanho. Assim, uma estrutura de *trade-off* é estabelecida na tomada de decisão. Assim, existem variadas combinações que podem ser soluções para o problema e estas precisam ser consideradas.

Há diversos métodos utilizados para otimização, seja ela mono-objetivo ou multiobjetivo. Dentre eles, os Algoritmos Evolucionários que são classificados em Algoritmos Genéticos (AG), Estratégias Evolutivas (EE), Programação Evolutiva (PE) e Programação Genética (PG). Eles são métodos que operam utilizando uma população de soluções, cada uma representada por um vetor de decisão potencial. Os algoritmos evolucionários dependem de operadores aleatórios que simulam mutação e recombinação para criar novos indivíduos, ou seja, soluções que então competem para sobreviver por meio do processo de seleção, que opera de acordo com uma função de aptidão específica do problema (Nicklow *et al.*, 2010).

De acordo com Nicklow *et al.* (2010), a popularidade dos algoritmos evolucionários é, pelo menos em parte, devido ao seu potencial para resolver problemas não lineares, não convexos, multimodais e discretos para os quais as técnicas de busca determinística incorrem em dificuldade ou falham completamente. Além disso, os AGs, que são métodos de busca direta e global, têm sido comumente aplicado na Literatura de planejamento e gestão de recursos hídricos.

Os algoritmos genéticos têm como premissa os operadores genéticos, inspirados nos procedimentos de evolução biológica do DNA. O método faz com que uma população de soluções evolua a partir de soluções iniciais e, assim, explore o espaço de busca de forma eficiente. A abordagem do AG não requer certas condições restritivas como continuidade, diferenciabilidade para segunda ordem, etc. o que são raramente garantidas para problemas de distribuição de água, particularmente em estados transientes (Jung e Karney, 2006).

Deste modo, a fim de solucionar problemas multiobjetivo, foram desenvolvidos os Algoritmos Genéticos de Classificação Não-dominada, em inglês NSGAs (Srinivas e Deb, 1994). Eles são utilizados para contornar a tomada de decisão subjetiva e gerar soluções ótimas de Pareto para o problema de otimização.

Diante de deficiências apresentadas pelos primeiros algoritmos evolucionários, haja vista a ausência de elitismo e que se utilizavam de um parâmetro de compartilhamento para sustentar um conjunto diverso de Pareto, Deb *et al.* (2002) desenvolveram o Algoritmo Genético de Classificação Não-dominada II, em inglês NSGA-II que consiste em um algoritmo rápido de classificação não-dominada com elitismo e comparação lotada. O elitismo implica que as melhores soluções da iteração anterior são mantidas inalteradas na atual. Isso aumenta, significativamente, a velocidade de convergência do algoritmo. Além disso, o uso de um algoritmo rápido de classificação não-dominada contribui para uma redução significativa de sua complexidade computacional (De Buck *et al.*, 2019).

Já o algoritmo NSGA-III é baseado no NSGA-II e foi desenvolvido por Deb e Jain (2014), buscando assegurar a diversidade de soluções por meio do uso de pontos de referência. A diferença entre esses métodos é que o NSGA-III incorpora o uso de pontos de referência no processo de seleção de soluções. Esses pontos de referência são dispostos em um hiperplano m-dimensional, conforme proposto por Das e Dennis (1998). Em seguida, associa-se cada solução à distância perpendicular mais próxima a um ponto de referência. Se duas soluções estiverem associadas ao mesmo ponto de referência, aquela com a menor distância é escolhida, garantindo a diversidade de soluções.

Os parâmetros de ambos os métodos consistem, principalmente, no tamanho da população, nas probabilidades de combinação (*crossover*) e mutação, bem como no número máximo de gerações. Além disso, o NSGA-III possui um número de partições e dimensões para construir os pontos de referência como parâmetros.

Dessa forma, as características de otimização do NSGA-II e do NSGA-III são adequadas para o presente problema, e eles também apresentam melhor desempenho do que outros algoritmos evolutivos multiobjetivo (Afshar *et al.*, 2008).

Portanto, a problemática deste trabalho está relacionada com a maximização da proteção do sistema que consiste na atenuação das ondas de pressão, e a minimização dos custos relacionados a instalação e operação deste sistema que dependem proporcionalmente da dimensão dos equipamentos utilizados. Logo, os algoritmos genéticos NSGA-II e NSGA-III são utilizados para a otimização com esses dois objetivos.

3.5 - ESTUDOS DE TRANSIENTES E EQUIPAMENTOS DE PROTEÇÃO

A análise de transientes hidráulicos é de suma importância no dimensionamento de sistemas de adução de água além de ser utilizada para o diagnóstico de problemas de mau funcionamento ou das causas relacionadas à eventual ruptura de tubulações durante a operação do sistema. Neste caso, além da análise cuidadosa do fenômeno, é necessário o dimensionamento correto de dispositivos de proteção contra os eventos transientes de forma mitigar os efeitos adicionais gerados por eles. Para tanto, a literatura foi revisada com maior ênfase nos modelos para análise hidráulica no escoamento transiente, bem como na utilização e otimização de dispositivos de proteção contra transientes hidráulicos.

3.5.1 - Utilização e otimização de equipamentos de proteção contra transientes

Mehmood *et al.* (2023) realizaram um estudo focado no comportamento de um sistema de bombeamento durante transientes hidráulicos, utilizando um modelo de atrito variável e levando em consideração a presença de um reservatório hidropneumático (RHO). Segundo os autores, o principal objetivo da modelagem de transientes hidráulicos é gerar algoritmos computacionais confiáveis para a reprodução das condições existentes. E nesse tipo de modelagem, existem algumas situações (por exemplo, oscilações de fluxo de baixa frequência) em que os efeitos da compressibilidade podem ser ignorados sem afetar a precisão final da análise. Além disso, o atrito quase permanente não pode replicar a variação

de pressão além do primeiro ciclo de onda que foi utilizado no dimensionamento do dispositivo de proteção neste trabalho.

O trabalho teve como objetivos: medir a eficiência de predição do sinal de pressão transiente do modelo baseado em aceleração instantânea para uma bomba integrada a um RHO; investigar um algoritmo pertinente para incorporar um RHO tanto no método baseado em energia quanto nos modelos baseados em aceleração instantânea e com atrito variável; determinar a influência das configurações dos tubos de conexão, resistência da placa de orifício, volume de ar inicial e local de instalação no desempenho de um RHO; e classificar as condições de escoamento usando um índice de compressibilidade para encontrar condições aplicáveis a modelos de colunas rígidas e teoria elástica completa. Para tanto, utilizaram o método das características e modelos baseados em aceleração instantânea e com atrito variável.

Os resultados mostram que a adoção de modelos de atrito variável embutidos com as equações do regime transiente pode compensar o déficit de amortecimento, e o índice de compressibilidade auxilia na escolha de um modelo para análise numérica. Ademais, a verificação do modelo proposto indica que o método numérico sugerido pode capturar bem a amplitude de amortecimento e a forma da onda de pressão, implicando assim que este modelo é adequado para aplicações práticas. Além disso, a eficácia da proteção contra transientes é governada principalmente pelo tamanho do RHO utilizado, seu local de instalação e seu arranjo de conexão com a tubulação principal. Porém, em elevatórias com recalques com alta capacidade de bombeamento e em que a flutuação das ondas transitórias se aproxima de um dos limites de proteção, o volume requerido do RHO tende a ser relativamente alto, o que aumenta o custo total do sistema.

No entanto, o trabalho apresenta ainda que o estrangulamento ótimo da saída e entrada do RHO e as posições de instalação dele influenciam principalmente o tamanho do equipamento. E para torná-lo econômico, a perda de carga do tubo de conexão contendo um by-pass afeta significativamente o volume desejável do RHO, caso seja a conexão do dispositivo à tubulação de recalque seja feita de maneira aprimorada como o trabalho sugere, pode reduzir em até 70% o volume do equipamento, reduzindo o custo do sistema.

Finalmente, a eficácia da proteção contra transientes hidráulicos não é afetada até o ponto médio da tubulação se o RHO precisar ser realocado devido às condições do local. No entanto, é importante ressaltar que este estudo é aplicável apenas em sistemas simples expostos a condições transientes extremas com velocidade de onda constante.

O trabalho desenvolvido por Teixeira *et al.* (2023) teve por objetivo verificar a viabilidade da adoção de um conjunto de diâmetros de válvula de alívio para algumas configurações de adutora durante eventos de parada de bomba e golpe de aríete.

Os autores utilizaram a modelagem computacional do transiente hidráulico a partir do Sistema UFC - Módulo 7, programa desenvolvido no Laboratório de Hidráulica Computacional da Universidade Federal do Ceará, que utiliza o Método das Características e o modelo de Cavidade de Gás Livre Discreto com celeridade variável, e da válvula de alívio através da equação da vazão através do orifício e das curvas de abertura e fechamento da válvula proposta com adaptações para evitar sobrepressões secundárias.

Esta combinação foi utilizada para avaliar se a adoção de diâmetros muito grandes para a válvula de alívio gera valores negativos de volume ao longo do transiente. Além disso, também se propôs uma equação de pré-dimensionamento do diâmetro da válvula para evitar essa situação.

Os resultados apresentam que a válvula de alívio não interferiu nas envoltórias de subpressão, agindo apenas nas sobrepressões. Além disso, percebe-se que o pré-dimensionamento da válvula de alívio deve ser realizado com precaução. Este pré-dimensionamento se deu através de uma equação obtida de forma empírica, criada a partir de testes realizados considerando a simulação do transiente hidráulico. Para as adutoras testadas no trabalho, essa equação se ajustou satisfatoriamente e permitiu o alívio de sobrepressões por meio da válvula sem gerar sobrepressões secundárias devido ao fechamento brusco do orifício de extravasamento.

Abdelhafidh *et al.* (2020) propõem uma solução inteligente baseada em algoritmos genéticos para o monitoramento de tubulações de água em regime transiente. Uma vez que o sistema de monitoramento de tubulações de água torna-se uma solução relevante para lidar com várias falhas hidráulicas de tubulações, combinaram o sistema de distribuição de água com

a tecnologia da Internet das Coisas (IoT) juntamente com *Big Data* gerado por vários dispositivos conectados para monitoramento nas tubulações. Os autores propuseram uma arquitetura cognitiva baseada em IoT com coleta de dados adequada baseada no *framework Apache Spark*. Além disso, tiveram como objetivo a elaboração de um mecanismo híbrido que define e realiza identificação e localização precisas de vazamentos, levando em consideração tanto o regime permanente quanto o transiente.

Ademais, há uma análise de sensibilidade bioinspirada do perfil de pressão da água com base no Algoritmo Genético que garantiu a eficácia e a precisão da solução de monitoramento proposta. O trabalho afirma que encontrar as posições aproximadas dos vazamentos constitui um problema NP-Completo. Assim, é importante aplicar métodos de otimização, especialmente aqueles relacionados à classificação da complexidade dos problemas, como metaheurísticas ou técnicas bioinspiradas para proporcionar alta eficiência. Para tanto, desenvolveram um sistema de monitoramento remoto de tubulações de água usado para transportar água dos poços *Ain Sebseb* para o *Mdhilla2 Tunisian Chemical Industrial Group*. Além de estabelecer uma arquitetura baseada em IoT para o processo de monitoramento do sistema de abastecimento de água.

Depois da coleta de dados com base em uma simulação de um regime transiente, os autores avaliaram o comportamento dos valores medidos e calculados dos parâmetros da água para poder detectar as ocorrências de vazamento. Então, a fim de maximizar a precisão da localização do vazamento e minimizar a taxa de erro de localização, adicionou-se um processo de otimização com base em um AG. Além disso, a análise de sensibilidade foi realizada para entender os possíveis resíduos entre os dados coletados e seus correspondentes valores previstos, permitindo o isolamento do vazamento. O problema de otimização levou em consideração o comportamento hidráulico da água e minimizou as diferenças entre os dados observados e estimados de pressão e vazão para localizar o vazamento.

Como resultado, os autores obtiveram com precisão a localização de vazamento em diferentes cenários de vazamento e parâmetros do algoritmo genético a fim de determinar o caso ideal com a porcentagem mínima de erro de localização de vazamento. Detectou-se uma alta taxa de precisão com margem de erro variando entre 4,11% e 7,42% na estimativa de áreas de vazamento. Ademais, o sistema de monitoramento proposto é capaz de fornecer informações sobre a localização e a gravidade dos eventos em tempo real. Os autores

concluem que a abordagem baseada em algoritmos genéticos é uma solução inteligente eficaz para o monitoramento de tubulações de água em estado transiente e o mecanismo híbrido inteligente sugerido reforça os resultados de detecção e localização de vazamentos e aumenta a robustez do sistema que reflete a eficiência do sistema de abastecimento de água.

Huang *et al.* (2020) desenvolveram um trabalho que apresenta uma abordagem para o projeto ótimo de redes de distribuição de água levando em conta os efeitos transientes e múltiplos objetivos. Para contabilizar os impactos do transiente no projeto de sistemas de abastecimento de água (SAA), um método de otimização multiobjetivo acoplado ao NSGA-III foi proposto neste artigo, em que dois objetivos baseados na análise de transientes são incorporados ao processo de dimensionamento de um SAA. Dois casos de SAAs com condições transientes geradas por acionamento de bombas foram aplicados para demonstrar a eficácia do método proposto.

Os autores comentam que dentre as várias abordagens multiobjetivo para o projeto de um SAA, as abordagens relacionadas à confiabilidade foram propostas e desenvolvidas como uma categoria importante e essencial, motivada principalmente pela crescente conscientização dos requisitos de sustentabilidade para a operação e gerenciamento destes sistemas. Embora estas abordagens tenham feito contribuições significativas para o dimensionamento ótimo de redes de abastecimento de água, todas elas consideram os objetivos no contexto de condições do regime permanente. Portanto, para analisar o projeto de um SAA no regime transiente, os autores desenvolveram um modelo para dimensionamento do diâmetro das tubulações a fim de reduzir explicitamente esses impactos transientes. Mais especificamente, dado que é improvável que as variações diárias de demanda dos usuários domésticos produzam transientes com magnitudes significativas, o artigo considerou os transientes gerados pela operação da bomba para um SAA com um único cenário de demanda porque as bombas são frequentemente operadas rotineiramente em muitos sistemas para atender às variações de demanda.

Os autores ressaltaram, ainda, que o trabalho não indica que os transientes podem ser totalmente controlados pelo dimensionamento da tubulação na fase de projeto, mas que pode ser considerado como uma alternativa para mitigar parcialmente seus impactos, havendo muitos outros métodos de mitigação de transientes como os dispositivos de proteção, por exemplo. Além disso, o trabalho incluiu quatro objetivos: minimizar impactos provenientes

de transientes (tanto a subpressão quanto a sobrepressão), minimizar custos de rede e maximizar a confiabilidade hidráulica. O Algoritmo Genético NSGA-III é adotado para resolver este problema de otimização multiobjetivo e o Método das Características é utilizado para a análise numérica do transiente.

Além disso, Huang *et al.* (2020) fizeram algumas alterações no algoritmo a fim de garantir uma variabilidade nas soluções. Dentro do problema de dimensionamento das tubulações, quatro objetivos foram considerados: minimizar o custo da rede, maximizar a confiabilidade hidráulica e minimizar os impactos transientes da ação diária da bomba (subpressão e sobrepressão).

Os resultados mostram que, com base no NSGA-III aprimorado, houve um conjunto de soluções de Pareto de 969 soluções para cada um dos dois casos estudados. Além disso, existem relações claras de compensação entre o custo da rede e qualquer um dos outros três objetivos para ambos os casos. Isso indica que o uso do método de múltiplos objetivos proposto é altamente necessário e importante para explorar o equilíbrio entre o custo da rede e outros objetivos do projeto.

Ademais, os objetivos relacionados com o transiente e a confiabilidade da rede são fracamente correlacionados entre si, o que implica que o índice confiabilidade hidráulica derivado da suposição de um regime permanente é incapaz de representar totalmente a confiabilidade do sistema no contexto da dinâmica transiente em SAAs, sendo de suma importância incorporar objetivos de impactos transientes no desenvolvimento de projetos de redes de abastecimento de água.

A influência do efeito transiente é significativa para os resultados do projeto das características do sistema, como os tamanhos e a diversidade dos diâmetros dos tubos. As relações de custo e os efeitos transientes indicam que o aumento nos diâmetros das tubulações pode reduzir os impactos do transiente, mas aumenta o custo da rede, o que pode ser uma solução inviável. Verificou-se, também, que um SAA projetado com uma maior diversidade de diâmetros de tubo tende a ter impactos transientes menores para os dois estudos de caso considerados, o que pode ser eficaz para a mitigação do problema, além do uso de dispositivos de proteção tradicionais.

Por fim, os autores sugerem que os estudos futuros concentrem em uma combinação do método de otimização proposto com o uso de dispositivos de proteção tradicionais para analisar o efeito conjunto do dimensionamento de tubos e dispositivos de proteção para mitigação de transientes, bem como a extensão da abordagem proposta para lidar com transientes de diferentes fontes.

Siddiqui *et al.* (2019) apresentam uma análise numérica e otimização paramétrica de dispositivos de proteção contra transientes hidráulicos em uma longa tubulação de água que opera em regime de bombeamento. O trabalho tem como objetivo apresentar essa análise paramétrica do uso combinado de um Reservatório Hidropneumático (RHO) e uma Chaminé de Equilíbrio em uma tubulação ascendente de abastecimento de água relativamente longa.

As condições transientes foram induzidas pelo desligamento brusco da bomba e calculadas através do Método das Características. Os efeitos de quatro parâmetros do RHO (expoente politrópico, volume inicial de ar, diâmetro do orifício e celeridade da onda), e dois parâmetros da chaminé (volume do tanque e diâmetro do orifício do tanque), são investigados diante dos surtos de pressão. Os parâmetros foram otimizados para obter menores flutuações de pressão em todo o comprimento do tubo. A fim de estabelecer a autenticidade do modelo, ele foi validado experimentalmente comparando os resultados do modelo com resultados experimentais. O modelo validado foi, então, empregado para analisar os efeitos de vários parâmetros dos dois dispositivos de proteção nas variações de pressão ao longo do comprimento do tubo.

Os autores reafirmam que o uso do dispositivo de proteção correto é vital para a operação segura do sistema, especialmente em tubulações mais longas. Além disso, a otimização do projeto e dos parâmetros operacionais do dispositivo de proteção é crucial para o projeto econômico de um sistema de tubulação mais longo. No entanto, a maioria dos estudos de pesquisa se concentrou em um único dispositivo de proteção contra surtos em sistemas de dutos mais curtos. Além disso, a otimização paramétrica de dois dispositivos de proteção combinados em uma tubulação de água de bombeamento muito longa ainda é pouco explorada. Portanto, fez-se necessária a análise uma análise numérica e otimização paramétrica dos dispositivos de proteção citados acima.

Os resultados demonstram que o golpe de aríete causado no sistema pelo desligamento repentino da bomba ocasionou uma forte pressão negativa a jusante da bomba e antes do reservatório de distribuição. Fora isso, pressões extremas severas também foram observadas em todo o sistema de adução. Para reduzir este efeito do transiente, instalou-se um RHO de 4 m³. Este dispositivo reduziu as flutuações de pressão e eliminou as pressões negativas do sistema. Então, os autores determinaram os valores de diferentes parâmetros do RHO que estavam afetando o fenômeno transiente para que o tamanho e os parâmetros de vazão do reservatório fossem otimizados. Para a análise dos dados, eles compararam os valores com o trabalho de Kim *et al.* (2014).

Nesse trabalho citado, tem-se que para índice politrópico de $n = 1,0$, o erro relativo médio é de 10,06%, quando comparados os dados experimentais e simulados. Já para $n = 1,3$, o erro relativo médio foi de 1,13%, sendo o menor valor. Já o estudo de Siddiqui *et al.* (2019) apresentou menos valores de do erro relativo médio, 8,44% e 1,04% para $n = 1,0$ e 1,3, representando assim um modelo melhor. Afirmam, também, que essa redução no gradiente de pressão, demonstrada pelo índice politrópico, limita a onda para atingir valores de pico de pressão e, assim, protege o tubo dos efeitos do transiente. Assim, para um volume de ar inicial constante no tanque, um índice politrópico de 1,0 resulta ótimo. No entanto, abaixar o expoente politrópico requer mais espaço para o gás se expandir no reservatório e, portanto, é necessário um RHO maior.

Ademais, obteve-se como resultado que quanto maior o volume de ar inicial no RHO, mais controladas seriam as pressões de subida e descida, resultando em melhor proteção da tubulação, porém, maiores volumes no reservatório estão associados a maiores custos. Juntamente com o volume, os diâmetros dos orifícios afetam o projeto de tanques hidropneumáticos, de modo que os valores reduzidos dos diâmetros dos orifícios dão origem a maiores perdas por atrito que, por sua vez, reduzem as pressões de surto no RHO durante condições transientes. Em relação a análise do efeito da celeridade, concluiu-se que o aumento na velocidade da onda aumenta a taxa de mudança de pressão. A velocidade da onda também determina o tempo para o desenvolvimento da pressão de pico, no entanto, a alteração da velocidade da onda é irrisória nos valores em que a onda é baixa.

Finalmente, os autores concluíram que os parâmetros do reservatório hidropneumático e a celeridade da onda têm efeito considerável na mitigação do efeito do transiente no sistema,

o que reforça a importância do correto dimensionamento e posicionamento do RHO no sistema. Também, o posicionamento da chaminé de equilíbrio no ponto de maior elevação ao longo da tubulação provou ser eficaz na redução da onda negativa a montante do sistema.

Moghaddas *et al.* (2016) mostram uma abordagem de otimização para um projeto de sistemas de proteção contra transientes hidráulicos em tubulações de água utilizando reservatório hidropneumático (RHO) e ventosas tríplice função. Nesta pesquisa, um modelo de otimização de objetivo único é introduzido no qual os tipos e localizações das ventosas e o tamanho do RHO são determinados de forma a minimizar o custo total enquanto todas as pressões ao longo da tubulação estão dentro da faixa permitida. A sobrepressão máxima e a subpressão mínima são consideradas como restrições na análise de otimização usando funções de penalidade. O Método das Características e um algoritmo genético real auto adaptativo são usados para resolver o problema. O modelo é, então, aplicado a um sistema de adução real com capacidade de vazão de 4 m³/s.

Os autores argumentam, de acordo com a Literatura, que a seleção do dispositivo adequado depende do perfil da tubulação, bem como das especificações de vazão e fluido. Se a carga de pressão do sistema for relativamente baixa, o uso de chaminés de equilíbrio ou TAUs pode ser adequado para proteger um sistema sujeito a pressões negativas. No entanto, em sistemas de alta pressão, o dispositivo mais adequado para reduzir as pressões positivas e controlar as pressões negativas é o RHO. Além da ventosa tríplice função que pode efetivamente reduzir as consequências da pressão negativa.

Além disso, o parâmetro crucial para o controle do golpe de aríete em tais sistemas é o volume do RHO e sua melhor localização é imediatamente após a bomba. Ressaltaram, também, que o projeto ótimo de proteção de um sistema de abastecimento de água contra transientes é aquele em que o custo total, incluindo os custos de construção e operação, é mínimo. Assim, a fim de propor a solução para esta otimização, os autores sugeriram o uso de ventosas (com custos relativamente baixos) em tubulações para facilitar o funcionamento do RHO e minimizar seu volume necessário e, assim, reduzir os custos de proteção. Para isso, um modelo de otimização de objetivo único foi proposto neste artigo. Este modelo integra análise transiente e AG auto-adaptativo de modo a otimizar simultaneamente o volume e o número de RHOs, a localização e o tipo de ventosas necessárias para a tubulação.

Nessa otimização, o custo dos dispositivos de proteção é minimizado e as pressões do sistema são preservadas dentro dos limites permitidos definidos. A adição da função de penalidade à função de objetivo de custo é usada para aplicar restrições nessa otimização. O uso do AG para regulação automática da função de penalidade durante a implementação do modelo ajuda a alcançar a solução apropriada com velocidade aceitável de processamento. O modelo é aplicado a um sistema de adução real de larga escala que já foi projetado usando métodos convencionais. O novo projeto é comparado ao existente em termos de custo de proteção e desempenho hidráulico.

Os autores também ressaltaram que localização do RHO deve ser o mais próximo possível da saída da estação de bombeamento. Entretanto, a posição, número e tipo de ventosas tríplice função dependem da queda de pressão no transiente e do perfil longitudinal da tubulação. Além disso, o número e a localização das ventosas influenciam diretamente o volume do RHO. Portanto, as localizações das ventosas foram determinadas de forma a reduzir o volume do reservatório hidropneumático, bem como o custo total de proteção do sistema, satisfazendo as restrições técnicas e hidráulicas.

Para tanto, um problema de otimização de objetivo único restrito foi definido e resolvido por AG para minimizar o custo de proteção do sistema sujeito às pressões mínima e máxima permitidas. Para lidar com as restrições, uma função de penalidade é adicionada à função objetivo principal, conforme citado anteriormente. As variáveis utilizadas na função objetivo são: o custo do RHO (que está relacionado ao volume) e o custo das ventosas (que está relacionado ao número e tamanhos das válvulas de entrada de ar).

O modelo de otimização proposto foi, então, aplicado a um sistema de adução real com capacidade de 4 m³/s localizado no noroeste do Irã. A tubulação tem 8.070 m de comprimento e diâmetro de 1.800 mm que transmite água da barragem de armazenamento Shahid Madani para o rio Mehranehrood na cidade de Tabriz. O custo total do projeto existente foi estimado em cerca de \$145.000. Os resultados mostraram que o custo de projeto ótimo obtido foi de \$101.000, cerca de 30% menor do que o custo de projeto existente. Ademais, obteve-se o menor tamanho possível de RHO juntamente com o número, a localização e os tamanhos das ventosas que equilibraram as pressões negativas no sistema. Isso revela que o projeto de proteção ideal pôde gerenciar com sucesso as pressões

transientes da tubulação nos limites máximos e mínimos seguros permitidos, ao mesmo tempo em que seu custo é significativamente menor que o projeto existente.

A fim de mensurar a relevância das ventosas, considerou-se, também, condições sem ventosas. Percebeu-se que o menor volume do RHO necessário na tubulação é de 68 m³, no entanto, não há dispositivo neste volume existente no país, portanto, poderia utilizar dois RHOs de 35 m³ cujo preço é de \$680.000. Esse preço é cerca de sete vezes maior em comparação com a outra alternativa otimizada em que foram utilizadas as ventosas.

Finalmente, os resultados obtidos pelo modelo proposto no estudo de caso indicaram que em problemas como o dado neste estudo de caso, as pressões negativas mínimas são mais determinantes para o dimensionamento do que as positivas máximas. A análise adequada do tamanho e localização das ventosas pode reduzir substancialmente o volume do RHO. Mas, em problemas em que as pressões negativas mínimas não são críticas, mas sim as pressões máximas são significativas, não é possível reduzir o RHO com o uso das ventosas. Nesse caso, o uso de válvulas de alívio combinadas com RHO pode reduzir o tamanho do reservatório e, assim, diminuir o custo total do sistema. Os autores sugerem esta avaliação como tópico de futuras pesquisas, além da análise da redução no número de candidatos a nós para locais de ventosas, a fim de aumentar a velocidade de execução do programa.

Skulovich *et al.* (2014) apresentaram a otimização do desempenho de uma rede com bombeamento sob várias condições transientes. Esta otimização se deu pela seleção da localização dos dispositivos de proteção contra surtos e seus parâmetros de projeto ideais usando algoritmo genético (GA). Os autores enfatizaram que este processo deve ser realizado com grande meticulosidade, uma vez que proteção inadequada contra transientes e o dimensionamento impróprio dos dispositivos podem se tornar uma fonte de transiente por si só e levar a efeitos devastadores para o sistema. No entanto, o dimensionamento e a localização dos dispositivos de proteção geralmente são realizados manualmente de acordo com as diretrizes e a experiência dos engenheiros, enquanto a exploração sistemática de todas as alternativas possíveis foi implementada em poucos trabalhos específicos.

Em vista disso, considerou-se a seleção ótima de dispositivos de proteção contra transientes hidráulicos em um sistema de distribuição de água com a utilização de um algoritmo genético para encontrar simultaneamente a localização ideal dos dispositivos e os parâmetros

de projeto sob restrição orçamentária. O modelo utilizou uma rede bombeada, com evento o transiente simulado causado pelo desligamento rápido da bomba e causando cavitação apresentar e testar a abordagem de solução sugerida. Neste estudo, o AG integrou variáveis binárias para determinar a localização dos dispositivos e variáveis reais para obter os parâmetros de projeto dos dispositivos, além do Método das Características para a solução das equações do regime transiente. O algoritmo MI-LXPM foi utilizado no trabalho e implementado com o Matlab. A rede utilizada foi desenvolvida para representar o problema. Além disso, a função objetivo do problema de otimização foi formulada para minimizar a carga de pressão máxima no sistema, enquanto penaliza a carga de pressão negativa e a sobrecarga no orçamento. A restrição de pressão positiva é incorporada pela penalidade, que é adicionada ao valor da função objetivo toda vez que a carga de pressão cai para zero.

Inicialmente, apenas um tipo de dispositivo de proteção é escolhido, o RHO, definido por quatro parâmetros: diâmetro do reservatório, altura dele, volume de ar inicial e coeficiente de perdas do orifício. A análise de sensibilidade foi realizada para determinar como a carga de pressão máxima resultante é influenciada por cada parâmetro, enquanto outros três são fixos. Depois, decidiu-se deixar apenas o diâmetro e a altura do tanque como variáveis de decisão para o modelo de otimização inicial, enquanto o restante foi definido como constante e igual a um determinado valor razoável, obtido a partir da análise de sensibilidade. Além disso, o diâmetro e a altura são utilizados para determinar o custo total do RHO.

A partir dos resultados, concluiu-se que no primeiro evento transiente considerado é o fechamento rápido da válvula, a carga de pressão máxima em regime permanente é de 46,49 mca e a carga de pressão mínima é de 12,42 mca. Sem qualquer proteção, no regime transiente, a pressão máxima no sistema é de 122,77 mca. A localização ótima para RHOs e seus parâmetros ótimos foram obtidos para diferentes restrições orçamentárias. Para o orçamento máximo de US\$75.000, houve apenas um local proposto para RHO com diâmetro de 1,86 m e altura de 3,09 m. Com este dispositivo, a carga de pressão máxima foi 71,36 mca e a carga de pressão mínima foi 12,42 mca.

Considerando vários orçamentos, algumas observações foram feitas: quanto menor o orçamento permitido, maior a carga de pressão máxima resultante e vice-versa; há mudanças de localização do dispositivo para diferentes orçamentos; o custo dos RHOs obtidos está próximo do limite permitido; para maior orçamento, mais reservatórios são escolhidos.

No segundo evento transiente considerado, há o desligamento rápido da bomba, resultando em um evento transiente de baixa pressão. Para este cenário também foram encontrados parâmetros de localização e projeto ideais que permitiram evitar a cavitação mesmo durante a simulação transiente prolongada.

Já o terceiro cenário possível considerado foi encontrar localizações ótimas e parâmetros de projeto para RHOs que protegessem a rede durante os dois eventos transientes descritos acima ocorrendo simultaneamente. Para o orçamento de US\$75.000 encontrou-se um RHO com diâmetro e altura sendo iguais a 1,86 m e 3,09 m, respectivamente. Este único RHO custou US\$71.524 e ajuda a evitar com sucesso cavitação múltipla, bem como picos de alta pressão.

Por fim, concluiu-se que mesmo um único dispositivo de proteção de tamanho e localização adequados pode proteger a rede de vários eventos transientes de natureza diferente e permitir evitar danos graves por cavitação e alta pressão. Além disso, os autores sugerem, como trabalhos futuros, a inserção de vários dispositivos de controle de surto com vários parâmetros aplicados a redes de bombeamento complexas em diferentes cenários de eventos transientes.

3.5.2 - Discussão

Ainda hoje, há dificuldades na análise de transientes hidráulicos e na otimização de dispositivos de proteção, haja vista a complexidade de sistemas reais e o elevado número de variáveis envolvidas no processo.

A grande maioria dos trabalhos citados anteriormente utilizou o método das características como meio de analisar os transientes hidráulicos. De acordo com Chaudhry (2014), o método apresenta correta simulação da propagação de ondas, é eficiente e de fácil programação. Além disso, o método suporta as diferentes condições de contorno.

Os estudos abordados mostram que o dimensionamento da rede e a escolha de dispositivos de proteção, bem como seus parâmetros, influenciam diretamente no custo total e na segurança do sistema e que a otimização nestes processos é de suma importância para garantir um sistema de abastecimento o mais eficiente possível.

No entanto, ainda há a necessidade de estudos que se aprofundem na análise de diversos equipamentos de proteção diante de um único problema considerando múltiplos objetivos, uma vez que existem diferentes combinações entre estes dispositivos que não foram avaliadas ainda enquanto se maximiza a proteção do sistema e se minimiza o custo.

4 - METODOLOGIA

Este capítulo apresenta as bases da formulação das condições de contorno necessárias para a modelagem hidráulica, para tanto, o método das características é utilizado. Além disso, expõe o algoritmo utilizado para a otimização necessária na solução do problema e como este está integrado com a simulação hidráulica. Por último, os dados da adutora a ser analisada no estudo de caso são apresentados.

4.1 - MODELO HIDRÁULICO

Foi desenvolvida uma ferramenta própria para a análise hidráulica em regime transiente de escoamento. Essa ferramenta consiste em um simulador codificado em linguagem Python e implementado por meio do IDE PyCharm 2020.3.5. Ele possui rotinas que permitiram a verificação numérica de diferentes condições de contorno: reservatórios de nível fixo nas extremidades; bombas; ventosa tríplice-função; reservatório hidropneumático e tanque de alimentação unidirecional.

É importante ressaltar que neste trabalho não se considera o fenômeno de separação de coluna de água, a cavitação, uma vez que se trata de uma análise de projeto de um sistema e se deseja evitar a ocorrência deste fenômeno. Assim, as simulações apresentam pressões menores que a pressão de vapor (-9,23 mca em Brasília), indicando que a cavitação aconteceria naquela situação.

Conforme citado anteriormente, para o cálculo da carga piezométrica e da vazão em cada seção da tubulação, o método das características fornece características positiva e negativa. Entretanto, nas extremidades de uma tubulação ou em algumas singularidades do sistema, apenas uma das linhas características é válida.

Portanto, uma outra relação de equações é necessária para o cálculo das variáveis H e Q , haja vista a existência de uma equação e duas incógnitas (carga piezométrica e vazão) para cada extremidade da seção. Isso pode acontecer, por exemplo, no ponto de montante de um tubo, em que apenas a característica negativa é válida (Figura 4.1a), ou no ponto de jusante, no qual a característica positiva pode ser lançada (Figura 4.1b).

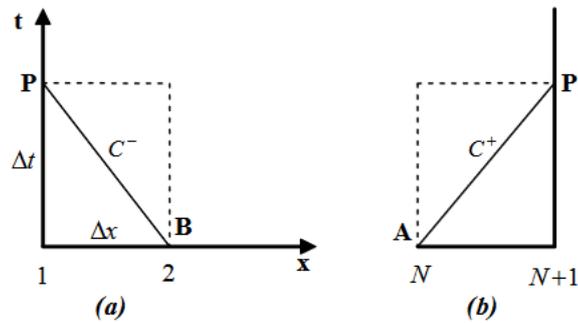


Figura 4.1 – Linhas características nas extremidades de contorno (Soares, 2007).

Neste item são apresentadas as condições de contorno utilizadas neste trabalho: reservatórios de nível fixo nas extremidades, bombas, ventosa tríplice função, reservatório hidropneumático e tanque de alimentação unidirecional.

4.1.1 - Reservatório de Nível Fixo a montante

Para um reservatório de nível fixo, tanto a montante quanto a jusante, considera-se que o nível de água no reservatório permaneça constante durante o regime transiente. Essa premissa é válida haja vista o grande volume deste reservatório. Segundo Chaudhry (2014), a perda de carga no reservatório e a carga cinética podem ser desprezadas, e esta aproximação simplifica a análise sem afetar adversamente a precisão dos resultados computados. Daí, utilizando a característica negativa, tem-se as seguintes equações para carga e vazão:

$$H_{P_{i,1}} = H_{res,1} \quad (4.1)$$

$$Q_{P_{i,1}} = C_n + C_B H_{res,1} \quad (4.2)$$

Em que $H_{res,1}$ é a altura do nível da água no reservatório a montante.

4.1.2 - Reservatório de Nível Fixo a jusante

Conforme citado anteriormente, para um reservatório de nível fixo, tanto a montante quanto a jusante, considera-se que o nível de água no reservatório permaneça constante durante o regime transiente. Essa premissa é válida haja vista o grande volume deste reservatório.

Segundo Chaudhry (2014), a perda de carga no reservatório e a carga cinética podem ser desprezadas, e esta aproximação simplifica a análise sem afetar adversamente a precisão dos resultados computados. Daí, utilizando a característica positiva, tem-se as seguintes equações para carga e vazão:

$$H_{P_{i,n}} = H_{res,2} \quad (4.3)$$

$$Q_{P_{i,n}} = C_P + C_A H_{res,2} \quad (4.4)$$

Em que $H_{res,2}$ é a altura do nível da água no reservatório a jusante.

4.1.3 - Parada brusca de bomba

A relação entre a descarga da bomba e a altura de bombeamento são necessárias para desenvolver a condição de contorno para esta bomba. A vazão, Q , de uma bomba centrífuga é uma função da velocidade de rotação, N , e da altura manométrica, H , enquanto as mudanças de velocidade do estado transiente dependem do torque, T , e do momento de inércia. Assim, estas quatro variáveis, Q , H , N e T são necessárias para a representação matemática de uma bomba. Estes valores no ponto de melhor eficiência são chamados de condições nominais e são apresentados com o subscrito “ R ”. As curvas que mostram as relações entre essas variáveis são chamadas de características da bomba ou curvas de desempenho da bomba. Usando esses valores como referência, pode-se definir as seguintes variáveis adimensionais (Chaudhry, 2014):

$$v = \frac{Q}{Q_R}; h = \frac{H}{H_R}; \alpha = \frac{N}{N_R}; \beta = \frac{T}{T_R} \quad (4.5)$$

Durante a operação normal da bomba, v , h , α e β são todos positivos. Entretanto, durante o um transiente hidráulico, eles podem se tornar negativos individualmente ou em grupos. Essas condições são chamadas anormais (Chaudhry, 2014).

De acordo com estes quatro parâmetros, a operação da bomba pode ser dividida em quatro quadrantes, I a IV, e em oito zonas, em termos de um ângulo θ , como apresenta a Figura 4.2.

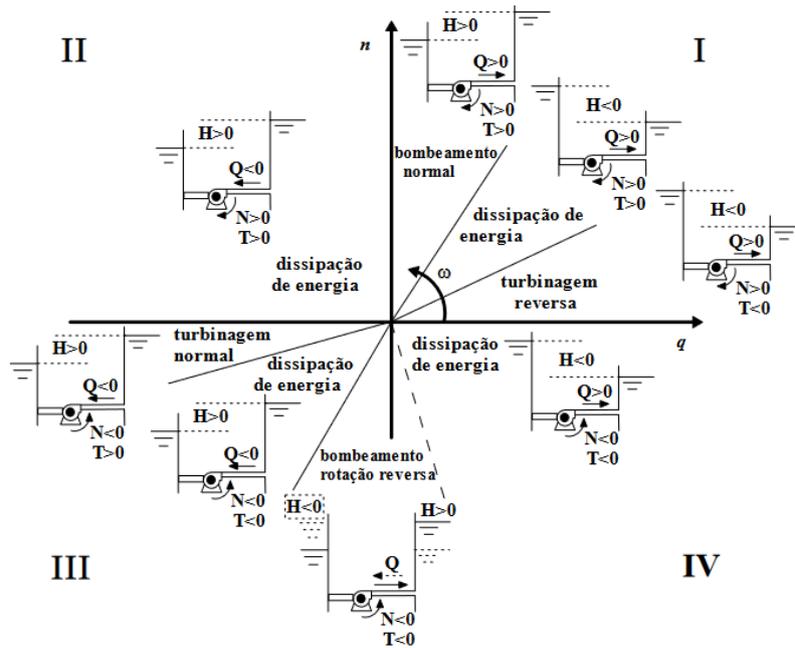


Figura 4.2 – Zonas e quadrantes de funcionamento de uma bomba (Ramos *et al.*, 2005) e (Soares, 2007).

em que:

$$\theta = \tan^{-1} \frac{\alpha}{\nu} \quad (4.6)$$

De acordo com Chaudhry (2014), o valor θ de varia de $-\pi/2$ a $\pi/2$, e pretende-se calcular o valor de θ no passo de tempo i , ou seja, no passo atual. Para isso, tendo os valores de α e ν do passo de tempo anterior conhecidos, necessita-se dos valores de α_p e ν_p no passo de tempo atual. Para tanto, haja vista o desconhecimento inicial dos valores dessas variáveis, utiliza-se os valores estimados dessas variáveis determinados por extrapolação a partir dos valores conhecidos para os intervalos de tempo anteriores, ou seja:

$$\alpha_e = \alpha + \Delta\alpha_{i-1} \quad (4.7)$$

$$\nu_e = \nu + \Delta\nu_{i-1} \quad (4.8)$$

em que α_e é o parâmetro α estimado e ν_e é o parâmetro ν estimado para o cálculo no final da iteração atual, α_i e ν_i os valores conhecidos na iteração i , $\Delta\alpha_{i-1}$ e $\Delta\nu_{i-1}$ as variações durante a iteração $i-1$. Assim, os pontos na malha de cada lado de $\theta_e = \tan^{-1} \alpha_e / \nu_e$ são

estabelecidos e as ordenadas, também chamadas de parâmetros de Suter, são determinadas a partir dos valores anteriormente armazenados, conforme as Equações abaixo:

$$\frac{h}{\alpha^2 + v^2} \quad (4.9)$$

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \quad (4.10)$$

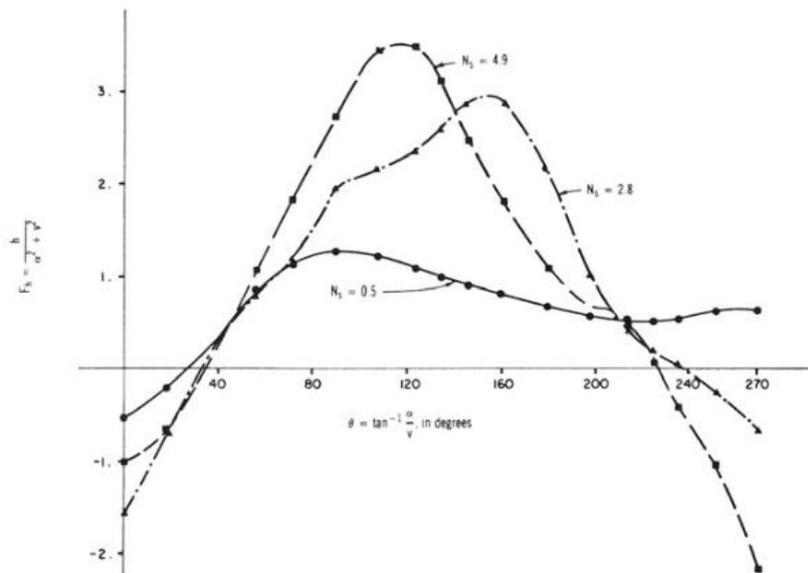


Figura 4.3 – Parâmetros de Suter para diferentes valores de velocidade específica - Pressão (Chaudhry, 2014).

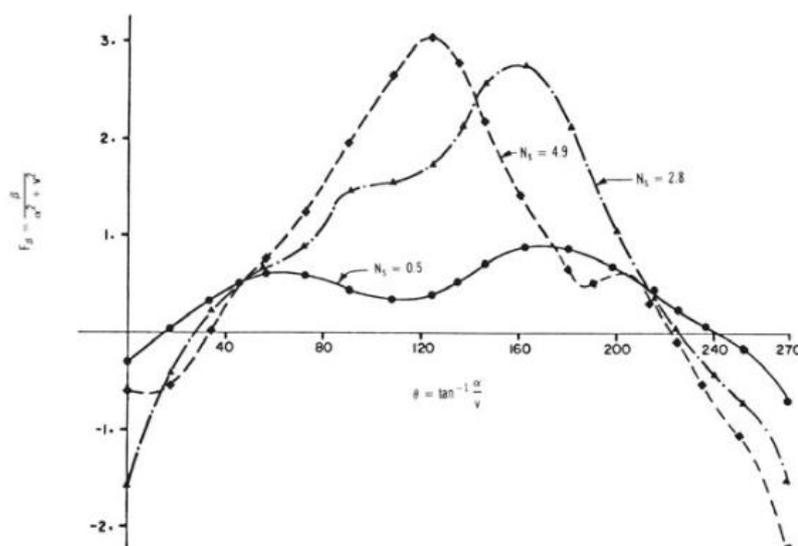


Figura 4.4 – Parâmetros de Suter para diferentes valores de velocidade específica - Torque (Chaudhry, 2014).

A Figura 4.3 e a Figura 4.4 mostram curvas que relacionam os parâmetros de Suter ao parâmetro θ , no entanto, assume-se uma aproximação da curva para diversos segmentos de reta conectados (Chaudhry, 2014), conforme a Figura 4.5.

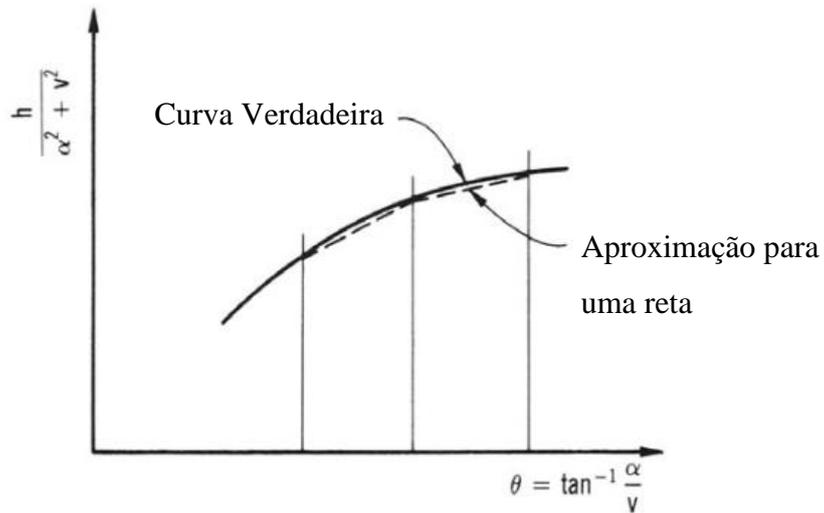


Figura 4.5 – Aproximação da curva para vários segmentos de reta (Chaudhry, 2014, adaptado).

Supondo que os pontos correspondentes a α_P , v_P , h_P e β_P estejam sobre essas retas, pode-se escrever as seguintes Equações:

$$\frac{h}{\alpha^2 + v^2} = a_1 + a_2 \tan^{-1} \frac{\alpha_P}{v_P} \quad (4.11)$$

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} = a_3 + a_4 \tan^{-1} \frac{\alpha_P}{v_P} \quad (4.12)$$

em que os parâmetros a_1 e a_2 , a_3 e a_4 são coeficientes de equações de reta, que podem ser calculados uma vez que se tem dois pontos dos segmentos de retas das curvas características de pressão e torque, respectivamente. Logo, a carga na bomba, pode ser calculada por:

$$H_{P_{i,1}} = H_{suc} + H_P - \Delta H_{P_v} \quad (4.13)$$

em que H_{suc} é a altura da lâmina de água no reservatório acima do nível de referência, H_P é a altura manométrica da bomba ao final do passo de tempo e ΔH_{P_v} é a perda de carga na válvula logo após a bomba que é calculada pela Equação 4.13.

$$\Delta H_{P_v} = C_v Q_{P_{i,1}}^2 = C_v Q_{P_{i,1}} |Q_{P_{i,1}}| \quad (4.14)$$

em que C_v é o coeficiente de perda de carga da válvula.

O torque produzido pelo fluido no rotor da bomba é o resultado do produto entre o momento polar de inércia do rotor e a aceleração angular. Uma vez que não há torque externo atuando na bomba após uma falha de energia, o torque de desaceleração é o torque da bomba. Assim,

$$T = -I \frac{d\omega}{dt} \quad (4.15)$$

ou

$$T = -I \frac{2\pi}{60} \frac{dN}{dt} \quad (4.16)$$

em que ω é a velocidade angular e N é a velocidade de rotação da bomba. Substituindo o termo da rotação da bomba pelo parâmetro β e pela rotação no ponto de melhor eficiência (N_R) em rad/s e em rpm, respectivamente, tem-se:

$$\beta = -I \frac{2\pi}{60} \frac{N_R}{T_R} \frac{d\alpha}{dt} \quad (4.17)$$

sendo o torque, no ponto de melhor eficiência dado pela Equação:

$$T_R = \frac{60\gamma H_R Q_R}{2\pi N_R \eta_R} \quad (4.18)$$

em que γ é o peso específico do líquido e η_R a eficiência da bomba nas condições nominais. Utilizando um valor médio de β durante o intervalo de tempo, essa Equação pode ser escrita na forma de diferenças finitas como:

$$\frac{\alpha_P - \alpha}{\Delta t} = \frac{60T_R}{2\pi IN_R} \frac{\beta + \beta_P}{2} \quad (4.19)$$

que pode ser simplificada como:

$$\alpha_P - C_6\beta_P = \alpha + C_6\beta \quad (4.20)$$

em que

$$C_6 = \frac{-15T_R\Delta t}{\pi IN_R} \quad (4.21)$$

Levando em consideração que a linha de recalque é curta e não houve variação do volume do reservatório entre a saída dele e a entrada da bomba, e, também, a vazão que entra na bomba será igual à que sai, o ponto imediatamente à jusante da bomba pode ser analisado a partir da equação da característica negativa, conforme a Equação 4.22 e a Equação 4.23.

$$Q_{Pi,1} = C_n + C_B H_{Pi,1} \quad (4.22)$$

$$Q_{Pi,1} = Q_P \quad (4.23)$$

Assim, como discutido anteriormente, as quatro incógnitas no final da etapa de tempo são α_P , v_P , h_P e β_P . Portanto, necessita-se de quatro equações para uma solução única. Para isso, são eliminados os termos $H_{Pi,1}$, ΔH_{Pv} e $Q_{Pi,1}$ das Equação 4.12, Equação 4.14, Equação 4.22 e Equação 4.23. Além disso, considera-se $C_A = C_B = \frac{gA}{a}$. Pode-se, então obter a Equação 4.24, com os valores nominais Q_R e H_R .

$$Q_R v_P = C_n + C_A H_{suc} + C_A H_R h_P - C_A C_v Q_R^2 v_P |v_P| \quad (4.24)$$

Portanto, há quatro equações, e quatro incógnitas. Substituindo-se, então a Equação 4.11 na Equação 4.24 e a Equação 4.12 na Equação 4.20, pode-se eliminar, respectivamente as incógnitas h_P e β_P . A partir disso, tem-se:

$$F_1 = C_A H_R a_1(\alpha_P^2 + \nu_P^2) + C_A H_R a_2(\alpha_P^2 + \nu_P^2) \tan^{-1}\left(\frac{\alpha_P}{\nu_P}\right) - Q_R \nu_P - C_A C_v Q_R^2 \nu_P |\nu_P| + C_n + C_A H_{suc} = 0 \quad (4.25)$$

$$F_2 = \alpha_P - C_6 a_3(\alpha_P^2 + \nu_P^2) - C_6 a_4(\alpha_P^2 + \nu_P^2) \tan^{-1}\left(\frac{\alpha_P}{\nu_P}\right) - \alpha - C_6 \beta = 0 \quad (4.26)$$

As equações são não-lineares e necessitam de resolução através de métodos iterativos, como o Newton-Raphson que será utilizado neste trabalho (Chaudhry, 2014). Assim, os valores de iniciais de $\alpha_P^{(1)}$ e $\nu_P^{(1)}$, ou seja, na primeira iteração, são calculados. A partir disto, os valores ao final do passo de tempo atual, $\alpha_P^{(2)}$ e $\nu_P^{(2)}$ são, também, calculados.

$$\alpha_P^{(2)} = \alpha_P^{(1)} + \delta\alpha_P \quad (4.27)$$

$$\nu_P^{(2)} = \nu_P^{(1)} + \delta\nu_P \quad (4.28)$$

em que:

$$\delta\alpha_P = \frac{F_2 \frac{\partial F_1}{\partial \nu_P} - F_1 \frac{\partial F_2}{\partial \nu_P}}{\frac{\partial F_1}{\partial \alpha_P} \frac{\partial F_2}{\partial \nu_P} - \frac{\partial F_1}{\partial \nu_P} \frac{\partial F_2}{\partial \alpha_P}} \quad (4.29)$$

$$\delta\nu_P = \frac{F_2 \frac{\partial F_1}{\partial \alpha_P} - F_1 \frac{\partial F_2}{\partial \alpha_P}}{\frac{\partial F_1}{\partial \nu_P} \frac{\partial F_2}{\partial \alpha_P} - \frac{\partial F_1}{\partial \alpha_P} \frac{\partial F_2}{\partial \nu_P}} \quad (4.30)$$

Caso os valores, em módulo, de $\delta\alpha_P$ e $\delta\nu_P$ sejam menores que um determinado valor de tolerância, os valores de $\alpha_P^{(2)}$ e $\nu_P^{(2)}$ serão soluções para o sistema de equações. Caso contrário, altera-se os valores de α_e e ν_e e o procedimento deve ser repetido do início (Chaudhry, 2014).

4.1.4 - Reservatório Hidropneumático

O reservatório hidropneumático (RHO) é um recipiente com ar comprimido no topo e água na parte inferior. De acordo com Chaudhry (2014), as equações a seguir são escritas para o ponto de encontro entre o reservatório e a adutora. A ligação é representada pela Figura 4.6.

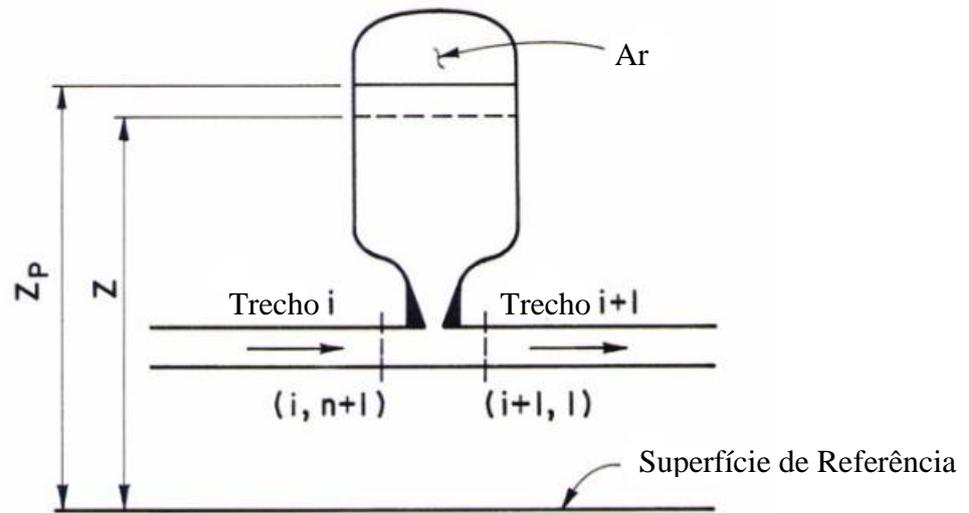


Figura 4.6 – Notação para o Reservatório Hidropneumático (Chaudhry, 2014, adaptado).

A característica positiva é utilizada na seção $(i, n+1)$ e é descrita como:

$$Q_{Pi,n+1} = C_p - C_A H_{Pi,n+1} \quad (4.31)$$

A característica negativa é utilizada na seção $(i+1, 1)$ e é:

$$Q_{Pi+1,1} = C_n - C_B H_{Pi+1,1} \quad (4.32)$$

Pelas equações de quantidade de movimento e conservação de massa, se as perdas na conexão forem desprezadas, então tem-se que a carga e a vazão podem ser representadas pelas equações a seguir.

$$H_{Pi,n+1} = H_{Pi+1,1} \quad (4.33)$$

$$Q_{Pi,n+1} = Q_{Pi+1,1} + Q_{Porf} \quad (4.34)$$

em que Q_{Porf} é a vazão através do orifício, considerando a entrada no reservatório como fluxo positivo. Assume-se que o ar aprisionado no topo do tanque obedece à relação politrópica para gases perfeitos, então

$$H_{Par}^* \forall_{Par}^m = C \quad (4.35)$$

onde H_{Par}^* e \forall_{Par}^m correspondem à carga de pressão absoluta e ao volume de ar aprisionado no fim do passo de tempo, respectivamente; m é o expoente da equação politrópica do gás e C é uma constante. Esta constante é determinada pela expressão abaixo, em que o subscrito o se refere às condições do regime permanente.

$$C = H_{Oar}^* \forall_{Oar}^m \quad (4.36)$$

Além disso, o valor de m é igual a 1,0 quando a transformação é isotérmica e igual a 1,4 para a transformação adiabática. É importante ressaltar que uma transformação é quase adiabática para reservatórios pequenos e transientes rápidos, e é quase isotérmica para transientes lentos em grandes volumes de ar (Chaudhry, 2014).

A perda de carga no orifício é descrita como:

$$h_{Porf} = C_{orf} Q_{Porf} |Q_{Porf}| \quad (4.37)$$

em que C_{orf} é o coeficiente de perdas do orifício e h_{Porf} é a perda de carga no orifício para uma vazão Q_{Porf} . O valor de C_{orf} varia com a vazão de entrada ou de saída do RHO. O volume do ar aprisionado está relacionado com as seguintes equações:

$$H_{Par}^* = H_{Pi,n+1} + H_b - z_P - h_{Porf} \quad (4.38)$$

$$\forall_{Pair} = \forall_{air} - A_c(z_P - z) \quad (4.39)$$

$$z_P = z + 0,5(Q_{orf} + Q_{Porf}) \frac{\Delta t}{A_c} \quad (4.40)$$

onde H_b é a carga de pressão atmosférica; A_c é a área da seção transversal horizontal do RHO; z e z_P são as alturas do nível de água no início e no final do passo de tempo, respectivamente; Q_{orf} é a vazão no orifício no início do passo de tempo; e \forall_{air} é o volume de ar no início do passo de tempo.

Neste problema, há nove equações e nove incógnitas. A fim de simplificar este sistema de equações, algumas das incógnitas podem ser eliminadas substituindo as Equações 4.31 e 4.33 na Equação 4.34. Daí, tem-se

$$Q_{Porf} = (C_P - C_n) - (C_A + C_B)H_{Pi,n+1} \quad (4.41)$$

A partir das Equações 4.38 e 4.39, obtém-se a Equação 4.42.

$$(H_{Pi,n+1} + H_b - z_P - C_{orf}Q_{Porf}|Q_{Porf}|)[\nabla_{air} - A_c(z_P - z)]^m = C \quad (4.42)$$

Portanto, através das Equações 4.40, 4.41 e 4.42, é formado um sistema com três incógnitas: Q_{Porf} , $H_{Pi,n+1}$ e z_P . Haja vista a não linearidade do sistema em relação a Q_{Porf} , a solução pode ser encontrada através de um método iterativo como Newton-Raphson. O valor conhecido Q_{orf} , no início do passo de tempo, pode ser utilizado como chute inicial para as iterações.

4.1.5 - Tanque de Alimentação Unidirecional

Um tanque de alimentação unidirecional (TAU) é uma chaminé de equilíbrio relativamente pequena, com uma válvula de retenção no tubo de conexão, que permite apenas o fluxo para fora do tanque. O TAU está localizado em um ponto alto para fornecer água e evitar a separação da coluna de água. No entanto, os tanques unidirecionais não fornecem proteção contra sobrepressões porque nenhum fluxo é permitido de volta ao tanque. A ligação é representada pela Figura 4.7.

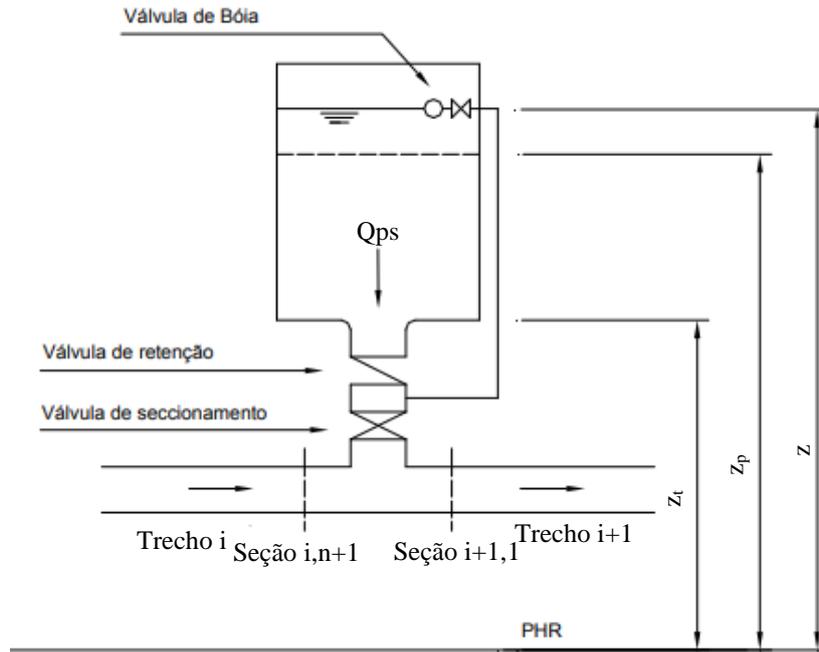


Figura 4.7 - Notação para a Tanque Unidirecional (Barbosa *et al.*, 2006, adaptado).

As equações a seguir são escritas para a junção do tanque com a tubulação. A perda de carga nesta ligação é pequena e desprezada. Assim, tem-se que a característica positiva é utilizada para a seção $(i,n+1)$ e a característica negativa para a seção $(i+1,1)$, além da equação da continuidade. Elas são descritas pelas Equações 4.43, 4.44 e 4.45, respectivamente.

$$Q_{Pi,n+1} = C_p - C_A H_{Pi,n+1} \quad (4.43)$$

$$Q_{Pi+1,1} = C_n - C_B H_{Pi+1,1} \quad (4.44)$$

$$Q_{Pi,n+1} = Q_{Pi+1,1} - Q_{Ps} \quad (4.45)$$

em que Q_{Ps} é a vazão dentro do TAU no fim do passo de tempo (fluxo para fora do tanque é considerado positivo); Q_P é a descarga ao final do passo de tempo; H_P é a carga piezométrica acima do nível de referência.

Considerando as perdas de carga na válvula de retenção e no ramal de ligação, a carga piezométrica pode ser calculada a partir de:

$$H_{Pi,n+1} = H_{Pi+1,1} = z_P - \Delta h_v - h_{f_{ramal}} \quad (4.46)$$

sendo z e z_P a altura do nível de água no TAU acima da superfície de referência no início e no fim do passo de tempo, respectivamente. Se o passo de tempo Δt é pequeno, então:

$$z_P = z - \frac{1}{2} \frac{\Delta t}{A_S} (Q_{PS} + Q_S) \quad (4.47)$$

em que A_S é a área da seção transversal do TAU, Q_{PS} é a vazão que sai do TAU no fim do passo de tempo e Q_S é a vazão que sai do TAU no início do passo de tempo. Já a perda de carga na válvula é dada por:

$$\Delta h_v = C_v Q_{PS} |Q_{PS}| \quad (4.48)$$

em que C_v é o coeficiente de descarga na válvula de retenção e Q_{PS} é a vazão que sai do TAU no fim do passo de tempo. Por fim, a perda de carga no ramal é descrita como:

$$h_{f_{ramal}} = \frac{f_{ramal} \left(\frac{Q_{PS}}{A_{ramal}} \right)^2}{2gD_{ramal}} L_{ramal} \quad (4.49)$$

em que f_{ramal} é o fator de atrito de Darcy-Weisbach no tubo do ramal, A_{ramal} é a área da seção transversal da tubulação do ramal de ligação, D_{ramal} é o diâmetro do tubo, Q_{PS} é a vazão que sai do TAU no fim do passo de tempo, L_{ramal} é o comprimento da tubulação e g é a aceleração da gravidade.

As sete equações (4.43 a 4.49) formam um sistema linear tendo como incógnitas $Q_{Pi+1,1}$, $Q_{Pi,n+1}$, $H_{Pi+1,1}$, $H_{Pi,n+1}$, Q_{PS} , Q_S e z_P . Um método de solução linear pode ser utilizado para a resolução do sistema. É importante ressaltar que caso $Q_{PS} < 0$, assume-se a vazão igual a zero, visto que o dispositivo só admite vazão em um sentido. Além disso, quando a válvula estiver fechada, $Q_{PS} = 0$ e apenas as equações 4.43, 4.44 e 4.46 são válidas.

4.1.6 - Ventosa Tríplice Função

Uma ventosa admite ar na tubulação quando a pressão interna cai abaixo da pressão atmosférica externa. No entanto, esse ar fica preso e não pode ser liberado quando a pressão

crece acima da pressão atmosférica. Em uma ventosa tríplice função, um orifício grande é fornecido para entrada de ar e um orifício menor para liberação de ar.

Considerando uma ventosa localizada na junção de um trecho i com o trecho $(i + 1)$ como mostrado na Figura 4.8, as equações características positiva e negativa para as seções $(i, n + 1)$ e $(i + 1, 1)$ são:

$$Q_{Pi,n+1} = C_P - C_A H_{Pi,n+1} \quad (4.50)$$

$$Q_{Pi+1,1} = C_n + C_A H_{Pi+1,1} \quad (4.51)$$

Desconsiderando a perda de carga na ventosa, tem-se:

$$H_{Pi,n+1} = H_{Pi+1,1} \quad (4.52)$$

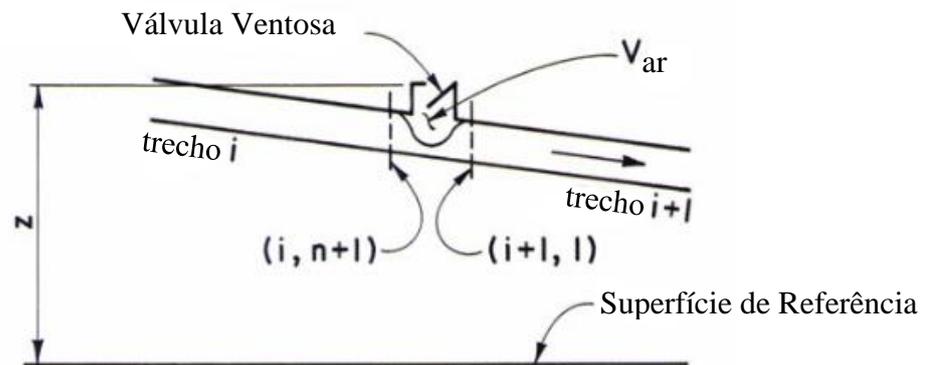


Figura 4.8 - Notação para a Ventosa Tríplice Função (Chaudhry, 2014, adaptado).

Quando $H_{Pi,n+1}$ cai abaixo de um valor, y , predeterminado na válvula, ela se abre e o ar entra na tubulação. Depois disso, quando $H_{Pi,n+1} > y$, a ventosa se fecha e o ar dentro da tubulação é aprisionado. Assim, a depender da variação da pressão na válvula ao longo do tempo, a ventosa pode abrir e fechar várias vezes durante o transiente hidráulico e a massa de ar aprisionado aumenta com cada abertura da válvula.

Daí, para a construção das condições de contorno da ventosa, faz-se necessário assumir as seguintes premissas (Chaudhry, 2014):

1. O ar entra e sai do tubo através da ventosa sob condições de escoamento isentrópico, ou seja, adiabático, sem atrito, sem ondas de choque ou de expansão;
2. A massa de ar presa dentro do tubo é isotérmica;
3. O ar admitido no tubo permanece na válvula e não é transportado pelo fluxo da água.

A partir daí, seja m_a a massa do ar aprisionado na tubulação no início do intervalo de tempo. Então, para um pequeno Δt , a massa de ar, m_{Pa} no final do passo de tempo é:

$$m_{Pa} = m_a + \frac{dm_a}{dt} \Delta t \quad (4.53)$$

em que $\frac{dm_a}{dt}$ é a variação de massa de ar dentro da tubulação em relação ao tempo. A partir da equação de continuidade, tem-se que o volume do ar aprisionado é dado pela Equação 4.54.

$$V_{Par} = V_{ar} + 0,5\Delta t[(Q_{Pi+1,1} + Q_{i+1,1}) - (Q_{Pi,n+1} + Q_{i,n+1})] \quad (4.54)$$

Substituindo as Equação 4.50, Equação 4.52 na Equação 4.54, tem-se:

$$V_{Par} = C_{ar} + 0,5\Delta t(C_A + C_B)H_{Pi,n+1} \quad (4.55)$$

em que

$$C_{Par} = V_{ar} + 0,5\Delta t(C_n + Q_{i+1,1} - C_P - Q_{i,n+1}) \quad (4.56)$$

Para uma expansão e uma contração isotérmica do ar dentro da tubulação, pela lei dos gases ideais, obtém-se a seguinte equação:

$$pV_{Par} = m_{Pa}RT \quad (4.57)$$

onde R é a constante universal dos gases, p e T são a pressão absoluta e a temperatura do ar dentro da tubulação, respectivamente. A pressão absoluta é, então, dada por:

$$p = \gamma(H_{Pi,n+1} - z + H_b) \quad (4.58)$$

em que z é a altura da abertura da ventosa acima da superfície de referência, γ o peso específico do líquido dentro da tubulação e H_b a carga de pressão barométrica. O fluxo de ar através da válvula ocorre em velocidade sônica se a pressão absoluta, p , dentro da tubulação for inferior a $0,53p_a$ (p_a = pressão barométrica). No entanto, a velocidade do ar através da válvula é subsônica se p for maior que $0,53p_a$, mas menor que p_a . Daí, as expressões para $\frac{dm_a}{dt}$ são apresentadas a seguir (Wylie e Streeter, 1993).

a) Velocidade subsônica no fluxo de entrada do ar ($p_a > p > 0,53p_a$):

$$\frac{dm_a}{dt} = C_d A_v \sqrt{7p_a \rho_a \left(\frac{p}{p_a}\right)^{1,4286} - \left(\frac{p}{p_a}\right)^{1,714}} \quad (4.59)$$

b) Velocidade sônica no fluxo de entrada do ar ($p \leq 0,53p_a$):

$$\frac{dm_a}{dt} = 0,686 C_d A_v \frac{p_a}{\sqrt{RT_a}} \quad (4.60)$$

c) Velocidade subsônica no fluxo de saída do ar ($p_a/0,53p_a > p > p_a$):

$$\frac{dm_a}{dt} = -C_d A_v p \sqrt{\frac{7}{RT} \left(\frac{p_a}{p}\right)^{1,4286} - \left(\frac{p_a}{p}\right)^{1,714}} \quad (4.61)$$

d) Velocidade sônica no fluxo de saída do ar ($p \geq 0,53p_a$):

$$\frac{dm_a}{dt} = -0,686 C_d A_v \frac{p}{\sqrt{RT}} \quad (4.62)$$

em que C_d é o coeficiente de descarga da ventosa (com valores distintos para expulsão e admissão de ar), A_v a área de abertura da válvula, ρ_a a densidade do ar na pressão atmosférica absoluta (p_a) e T_a a temperatura absoluta externa à tubulação.

É importante ressaltar que considerando as Equação 4.59, Equação 4.60 ou Equação 4.61 para a resolução das equações de contorno da ventosa, tem-se uma equação não-linear em p , que pode ser resolvida por uma técnica iterativa, como o método de Newton Raphson. Por fim, as variáveis $H_{Pi,n+1}$, V_{Par} , m_{Pa} , $H_{Pi+1,1}$, $Q_{Pi,n+1}$ e $Q_{Pi+1,1}$, podem ser determinadas a partir das Equações 4.60, 4.55, 4.57, 4.52, 4.50 e 4.51, respectivamente. Antes da primeira abertura da válvula de entrada de ar, $m_a = 0$. Depois, no entanto, o valor de m_a aumenta com cada abertura subsequente da válvula.

4.2 - MODELO DE OTIMIZAÇÃO

O modelo de otimização foi implementado para o dimensionamento dos dispositivos de proteção localizados nos pontos críticos da tubulação a fim de minimizar os efeitos do transiente hidráulico no sistema, ou seja, maximizar a segurança, e minimizar os custos do mesmo. Um Algoritmo Genético (AG) será utilizado para a resolução deste problema.

É importante ressaltar que os locais de instalação são fixos, ou seja, cada equipamento tem um lugar definido. O RHO e as ventosas estão localizados no mesmo lugar em que se encontram no sistema real, visto que são locais adequados para cada equipamento. Já o TAU foi colocado na localização de uma das ventosas, pois é um ponto alto da tubulação e de baixa pressão, já que a linha piezométrica no regime permanente está próxima à cota do terreno neste ponto. A proposição de uma combinação RHO + TAU + ventosas ou RHO + ventosas se justifica pelo fato de que o volume do RHO pode ser diminuído devido à atuação dos outros equipamentos contra o transiente hidráulico no sistema.

Além disso, o parâmetro principal para a operação do RHO é o diâmetro, este é encontrado através de uma função a partir de seu volume. Já para o TAU, são necessários o seu diâmetro e sua altura. Estas dimensões são determinantes para o nível de eficiência dos equipamentos e seus custos, assim, são estes os parâmetros otimizados neste trabalho.

Neste caso, dois cenários são considerados: no primeiro, o sistema possui um RHO e ventosas e o alvo da otimização é o volume do RHO. Assim, tem-se dois objetivos: minimizar a variação das ondas de pressão e minimizar o custo que, neste caso, significa minimizar o volume do RHO.

No segundo, há um RHO, ventosas e um TAU e são otimizados tanto o volume do RHO, quanto a altura e o diâmetro do TAU. Logo, tem-se quatro objetivos: minimizar a variação das ondas de pressão e minimizar o custo que, neste caso, significa minimizar o volume do RHO, minimizar a altura do TAU e minimizar o diâmetro do TAU, o que minimiza, conseqüentemente, seu volume.

É importante ressaltar que o custo está representado pelo volume do RHO, altura e diâmetro do TAU devido à ausência de informações suficientes para a construção do custo monetário destes equipamentos.

Considerando a terminologia dos AGs, cada indivíduo representa uma possível solução para o problema, logo, uma população de indivíduos representa um conjunto de possíveis soluções. O primeiro passo de um algoritmo genético é a criação de uma população inicial de soluções. Daí, durante o processo de otimização, a população é avaliada e cada solução recebe um valor chamado de aptidão (*fitness*), segundo o qual as soluções podem ordenadas.

Para o presente problema, um indivíduo é equivalente a um vetor que possui um valor para cada um dos parâmetros que são otimizados (volume do RHO, altura e diâmetro do TAU) e uma população é um conjunto desses vetores. Cada um desses parâmetros corresponde aos cromossomos definidos pelos AGs.

Os algoritmos genéticos geralmente compreendem três operadores que foram inspirados na genética: seleção, recombinação ou *crossover*, e mutação. Estas operações são aplicadas repetidamente a fim de se obter soluções eficientes para o problema em questão. A seleção é o mecanismo através do qual as soluções são transmitidas para a próxima geração, resultando na sobrevivência das soluções mais aptas, ou seja, em valores mais eficientes para a função objetivo.

Já a recombinação promove a troca parcial de segmentos correspondentes entre dois indivíduos pais, gerando dois indivíduos filhos, ou seja, há a criação de um novo vetor com partes dos parâmetros existentes em boas soluções anteriores. E a mutação é uma alteração casual dos valores que introduz novas características genéticas às populações, em outras palavras, ela altera um dos parâmetros existentes no vetor. Nos AGs, a mutação é

considerada mais um método para recuperar material genético perdido do que de busca de uma solução melhor (Soares, 2007).

Neste trabalho são utilizados os Algoritmos Genéticos de Classificação Não-Dominada II e III (NSGA-II e NSGA-III) que são formados por um procedimento rápido de classificação não-dominada, uma abordagem de preservação elitista e um mecanismo explícito de preservação da diversidade, características essenciais para os métodos evolutivos encontrarem uma Frente Pareto. É importante ressaltar que o NSGA-II é utilizado apenas no primeiro cenário, enquanto o NSGA-III é empregado em ambos.

Uma solução é não dominada quando a melhora em um dos objetivos implica no detrimento de, pelo menos, um dos outros objetivos. O elitismo garante que um indivíduo superior da geração anterior permaneça como solução na geração atual.

O NSGA-II, desenvolvido por Deb *et al.* (2002), consiste principalmente em seis etapas: inicialização (configuração de parâmetros e geração da população inicial), classificação rápida não-dominada, cálculo da distância de lotação, operadores genéticos (*crossover* e mutação), classificação não dominada, recombinação e seleção (Dhakal *et al.*, 2020).

Já o algoritmo NSGA-III é baseado no NSGA-II, foi desenvolvido por Deb e Jain (2014) e busca garantir a diversidade de soluções por meio do uso de pontos de referência. A diferença entre esses métodos é que o NSGA-III incorpora o uso de pontos de referência no processo de seleção de soluções. Esses pontos de referência são dispostos em um hiperplano m-dimensional, conforme proposto por Das e Dennis (1998). Em seguida, associa-se cada solução à distância perpendicular mais próxima a um ponto de referência. Se duas soluções estiverem associadas ao mesmo ponto de referência, aquela com a menor distância é escolhida, garantindo a diversidade de soluções.

Os parâmetros utilizados de ambos os métodos consistem principalmente no tamanho da população, nas probabilidades de *crossover* e mutação, bem como no número máximo de gerações. Além disso, o NSGA-III possui um número de partições e dimensões para construir os pontos de referência como parâmetros também.

As características de otimização do NSGA-II e do NSGA-III são adequadas para o presente problema, uma vez que eles apresentam melhor desempenho do que outros algoritmos evolutivos multiobjetivo (Afshar *et al.*, 2008). Por isso, esses métodos são utilizados para otimizar o volume do RHO no primeiro cenário e o volume do RHO, altura e diâmetro do TAU no segundo cenário.

Para o primeiro cenário, a proposta é otimizar apenas o volume do RHO c , assim, os parâmetros de ambos os métodos são os seguintes: o tamanho da população n é 50, o índice de *crossover* é $p_c = 0,9$, o fator de mutação é $p_m = 1/n$, de acordo com Deb *et al.* (2002), e o número de gerações é 500. Para o NSGA-III, seguindo Deb e Jain (2014), o número de partições é 49 e 2 dimensões, porque se objetiva ter o maior número possível de pontos de referência e há duas funções objetivo.

Assim, para este cenário, conforme citado anteriormente, as duas funções objetivo são: minimizar a variação das ondas de pressão (Equação 4.63) e minimizar o volume do RHO (Equação 4.64).

$$\min(\Delta H_{max}(i, t, V) + \Delta H_{min}(i, t, V)) \quad (4.63)$$

$$\min(V) \quad (4.64)$$

em que V é o volume do RHO; ΔH_{max} e ΔH_{min} são as diferenças da carga máxima e da carga mínima em relação à carga no regime permanente no mesmo nó, respectivamente; i é o índice do nó; e j é o índice do passo de tempo.

Já para o segundo cenário, uma vez que agora não há apenas um parâmetro a ser otimizado (volume do RHO), mas sim três (volume do RHO, altura e diâmetro do TAU), o tamanho da população n é 400, o índice de *crossover* é $p_c = 0,9$, o fator de mutação é $p_m = 1/n$ e o número de gerações é 500. Para o NSGA-III, seguindo Deb e Jain (2014), o número de partições é 11 e 4 dimensões, já que há 4 funções objetivo.

O número de partições é menor, se comparado com o primeiro cenário, por causa do arranjo do método em relação ao número de partições e o tamanho da população. Para que o algoritmo funcione plenamente, 11 partições é o maior número permitido com uma

população de 400 elementos. Não se utilizou uma população maior, neste caso, por causa do custo computacional associado.

Assim, para este cenário, conforme citado anteriormente, as quatro funções objetivo são: minimizar a variação das ondas de pressão (Equação 4.67), minimizar o volume do RHO (Equação 4.68), minimizar a altura do TAU (Equação 4.69) e minimizar o diâmetro do TAU (Equação 4.70).

$$\min(\Delta H_{max}(i, t, V, h_{TAU}, D_{TAU}) + \Delta H_{min}(i, t, V, h_{TAU}, D_{TAU})) \quad (4.65)$$

$$\min(V) \quad (4.66)$$

$$\min(h_{TAU}) \quad (4.67)$$

$$\min(D_{TAU}) \quad (4.68)$$

em que V é o volume do RHO; ΔH_{max} e ΔH_{min} são as diferenças da carga máxima e da carga mínima em relação à carga no regime permanente no mesmo nó, respectivamente; h_{TAU} é a altura do TAU em m; D_{TAU} é o diâmetro do TAU em m; i é o índice do nó; e j é o índice do passo de tempo.

Além disso, há um conjunto de restrições para ambos os cenários:

$$P^*_{min}(i) \leq H(i, t) \leq P^*_{max}(i) \quad (4.69)$$

$$V_{min} \leq V \leq V_{max} \quad (4.70)$$

$$h_{TAU_{min}} \leq h_{TAU} \leq h_{TAU_{max}} \quad (4.71)$$

$$D_{TAU_{min}} \leq D_{TAU} \leq D_{TAU_{max}} \quad (4.72)$$

nas quais $P^*_{min}(i)$ e $P^*_{max}(i)$ são as cargas de pressões mínima e máxima permitidas para a tubulação e conexões no sistema real (equivalentes a

$\frac{P^*_{min}}{\gamma}$ e $\frac{P^*_{max}}{\gamma}$, respectivamente); V_{min} e V_{max} são os volumes comerciais mínimo e máximo do RHO definidos para este trabalho; $h_{TAU_{min}}$ e $h_{TAU_{max}}$ são os valores de altura mínimo e máximo para o TAU; e $D_{TAU_{min}}$ e $D_{TAU_{max}}$ são os diâmetros comerciais mínimo e máximo do TAU.

4.3 - INTEGRAÇÃO ENTRE OS MODELOS DE SIMULAÇÃO HIDRÁULICA E OTIMIZAÇÃO

Para os estudos de otimização dos dispositivos de proteção contra transientes hidráulicos deste presente trabalho, implementou-se uma rotina computacional em linguagem *Python*, utilizando um simulador hidráulico para a análise no escoamento transitório que se utiliza do Método das Características e das condições de contorno citadas anteriormente. Além disso, é utilizada a biblioteca *Pymoo* (Blank e Deb, 2020) para desenvolvimento dos Algoritmos Genéticos NSGA-II e NSGA-III.

Assim, o fluxograma da Figura 4.9 mostra o processo de simulação e otimização por NSGA-II, enquanto o fluxograma da Figura 4.10 representa a interação entre o modelo hidráulico e o NSGA-III.

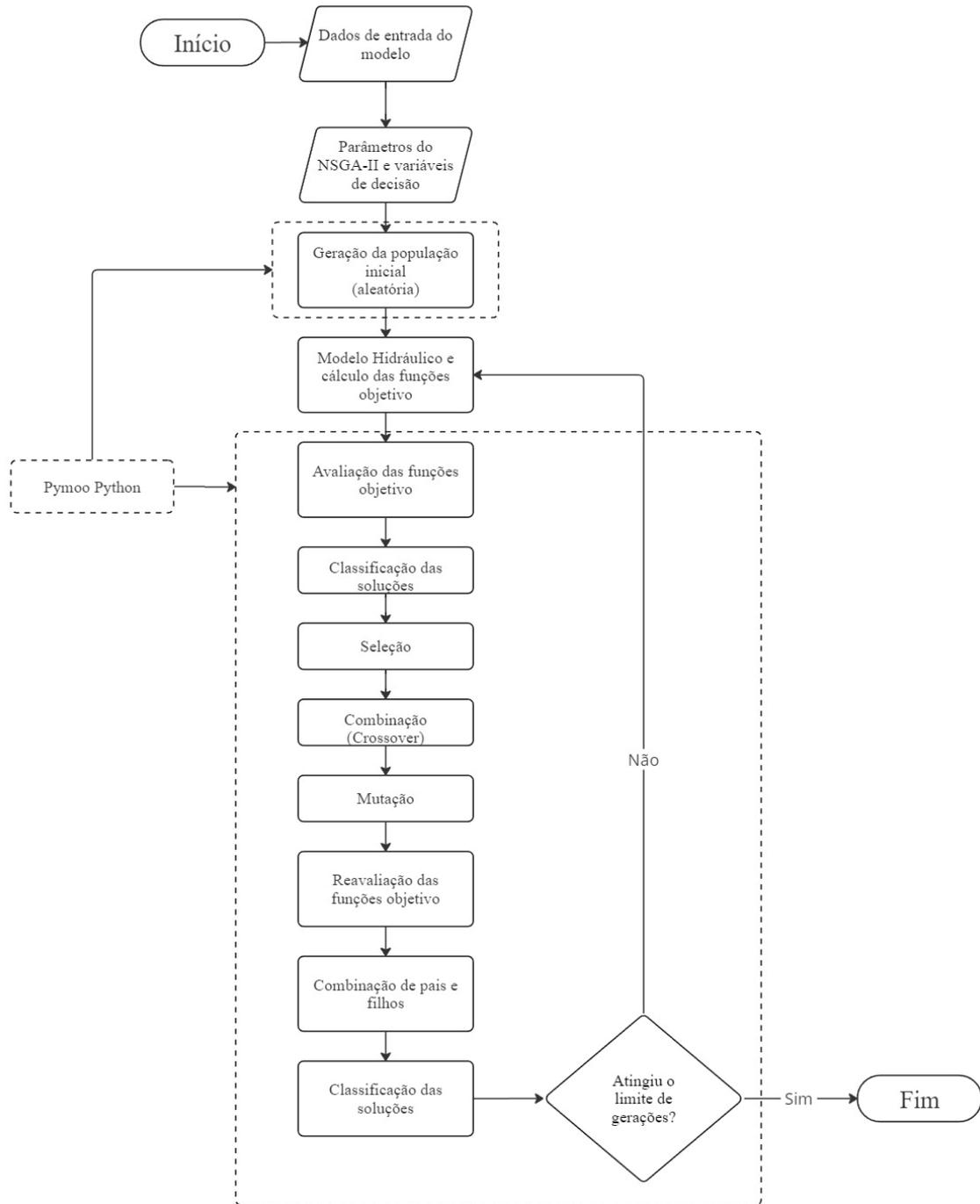


Figura 4.9 – Fluxograma do processo de simulação hidráulica e otimização com NSGA-II.

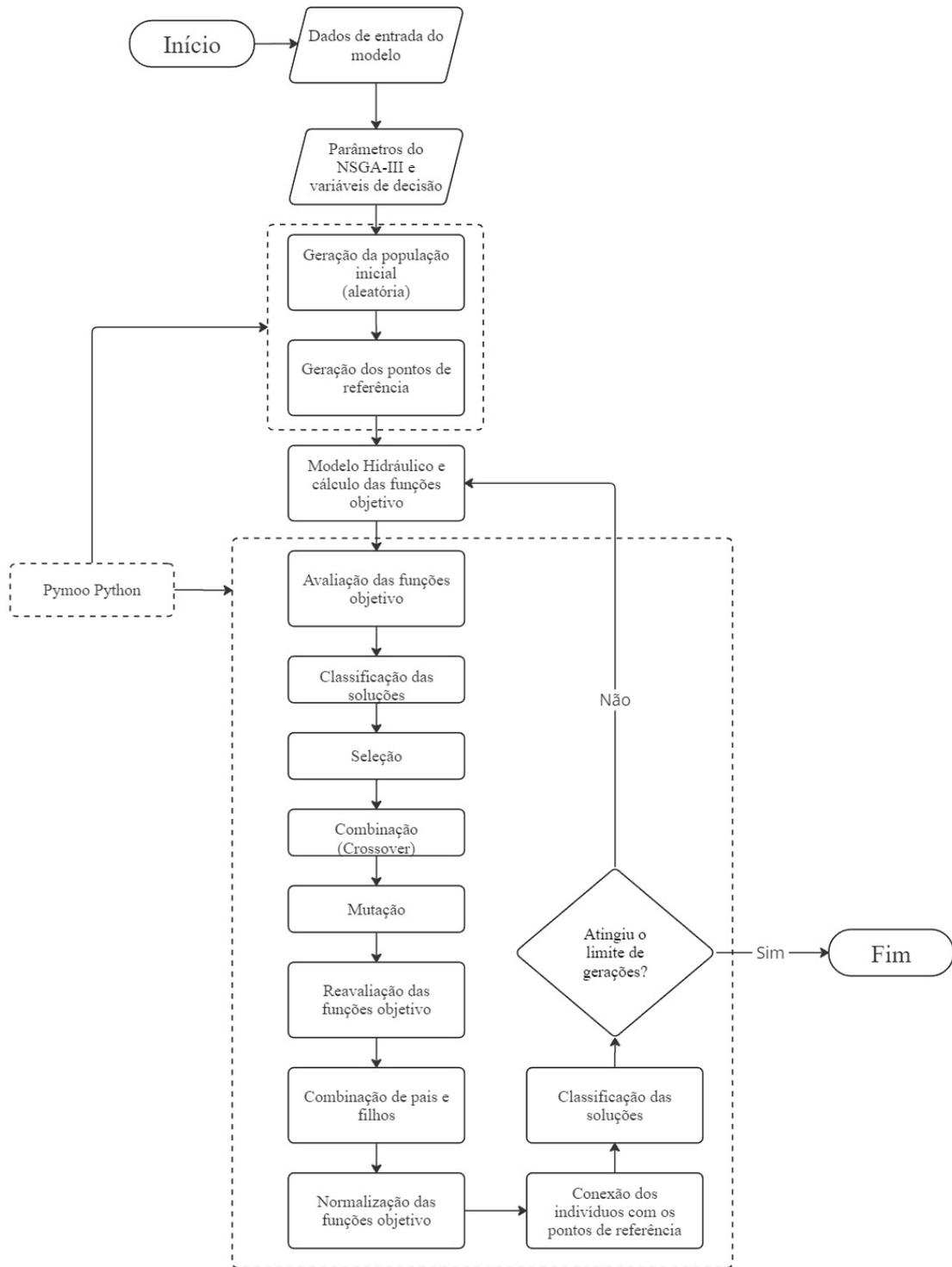


Figura 4.10 – Fluxograma do processo de simulação hidráulica e otimização com NSGA-III.

4.4 - ESTUDO DE CASO

Para a análise hidráulica de um sistema durante o fenômeno transiente e otimização da escolha dos dispositivos de proteção, foram utilizados os dados de topologia de um sistema existente da Companhia de Saneamento Ambiental do Distrito Federal (CAESB), localizado próximo à Região Administrativa de Sobradinho, que foi objeto de estudo nos trabalhos de Youssef (2021) e Morimoto (2023). Ademais, foram feitas comparações entre os equipamentos provenientes da otimização e os equipamentos existentes na adutora real.

A estação elevatória de água tratada (EEAT) Mestre D'Armas se localiza na Região Administrativa de Planaltina-DF e é responsável por levar água da estação de tratamento de água Pípiripau (ETA PIP) até o reservatório apoiado (RAP) R5 de Sobradinho, ambos indicados na Figura 4.11. É importante ressaltar que a EEAT Mestre D'Armas se encontra à jusante de um trecho que opera por gravidade, possuindo 9,28 km. A linha de recalque possui extensão de 7,74 km e é constituído por ferro fundido com diâmetro nominal de 600 mm. Segundo Youssef (2021), o desnível geométrico aproximado é de 180,5 m, estimado pela pressão estática da coluna d'água. Além disso, possui três ventosas, três descargas, uma derivação e um RHO.

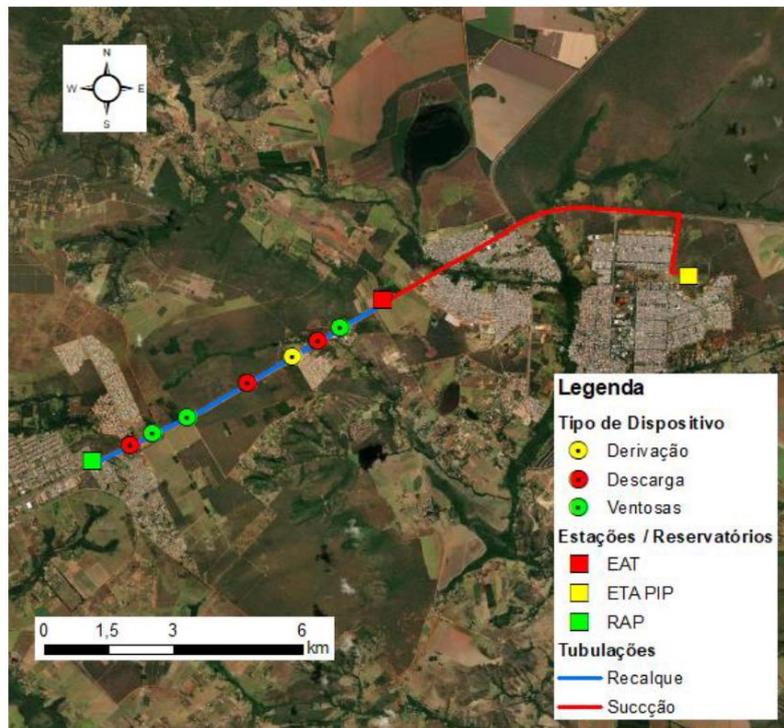


Figura 4.11 – Localização do sistema em estudo e seus equipamentos (Morimoto, 2023).

De acordo com Morimoto (2023), o perfil topográfico da linha de recalque é representado pela Figura 4.12 e a localização dos equipamentos supracitados estão na Figura 4.12. As coordenadas UTM representadas abaixo estão no sistema de coordenadas SIRGAS 2000. A zona em que se encontra o sistema é a 23S.

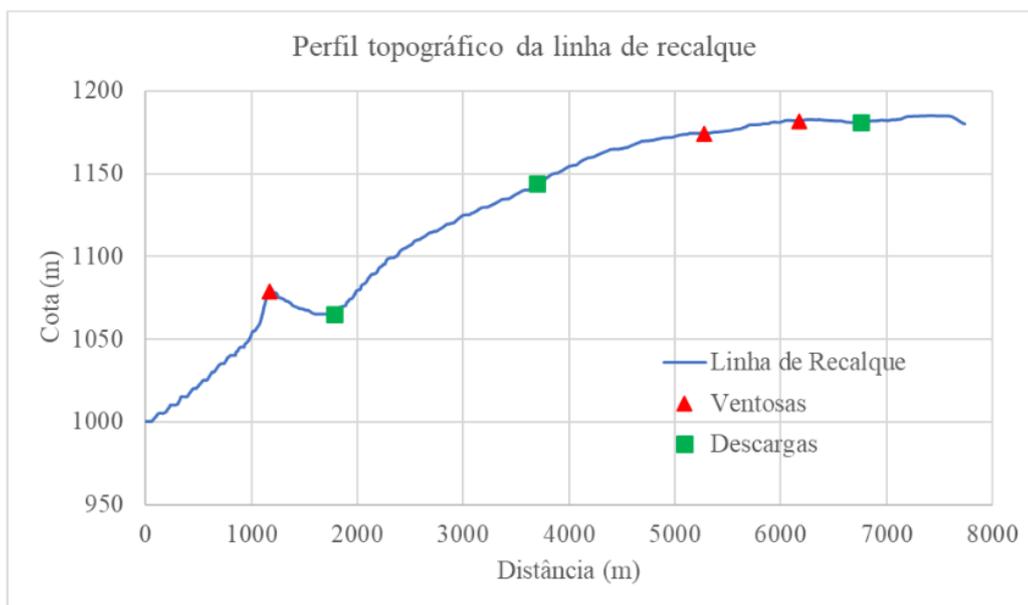


Figura 4.12 – Perfil topográfico da linha de recalque da EEAT Mestre D’Armas (Morimoto, 2023).

Tabela 4.1 – Localização dos equipamentos (Morimoto, 2023)

Ventosas		Descargas		Derivação	
Coordenadas		Coordenadas		Coordenadas	
X	Y	X	Y	X	Y
209038,177	8271365,401	208519,952	8271048,278	207915,717	8270694,466
205501,221	8269283,900	206870,517	8270071,602		
204702,865	8268888,565	204180,378	826844,380		

4.4.1 - Conjunto Moto-bomba

O sistema de bombeamento da estação é 1 + 2 R, ou seja, há a operação contínua de uma bomba com duas bombas reserva. O modelo da bomba é o KSB B16 B6 com rotação nominal de 1788 RPM com pontos de operação ótimos de 612 m³/h (170 L/s) e 190 mca. Além disso, o momento polar de inércia do conjunto motobomba é igual a 14,4 kg.m², a eficiência no

BEP (*best efficiency point* ou o ponto de melhor eficiência) é de 82% e a potência nominal é igual a 386 kW (Morimoto, 2023).

4.4.2 - Ventosas e Descargas

De acordo com Morimoto (2023), as ventosas possuem o diâmetro nominal de 100 mm, bem como as classes de pressão PN10 e PN16. As ventosas possuem a logo da PAM (Saint-Gobain). Também é evidenciado o tipo de válvula a partir do acrônimo “VTF”, que segundo o catálogo do fabricante, significa “Ventosa Tríplice Função”. Já as duas descargas localizadas mais à montante da linha de recalque possuem diâmetro de 250 mm e a descarga localizada mais à jusante possui diâmetro de 300 mm.

4.4.3 - Reservatório Hidropneumático

O reservatório hidropneumático instalado próximo à estação de bombeamento possui um diâmetro nominal de 1,8 m e uma altura total de aproximadamente 7 m, com um volume total aproximado de 17,7 m³. O ramal de ligação possui diâmetro nominal de 300 mm e não há by-pass ou orifício diferencial na ligação (Morimoto, 2023).

4.4.4 - Parâmetros utilizados no trabalho

Para a simulação hidráulica do sistema supracitado, considerou-se a utilização de duas bombas em operação simultânea com uma bomba reserva, visto que este é o cenário de pior caso para projeto. Além disso, o tempo de simulação utilizado é de 60 segundos com a celeridade igual a 1.100 m/s. Na Tabela 4.2 são apresentados todos os parâmetros necessários para a simulação e seus respectivos valores.

Tabela 4.2 – Parâmetros da simulação

Variável	Unidade	Parâmetro
$g = 9,81$	m/s ²	Aceleração da gravidade
$D = 0,6106$	m	Diâmetro da tubulação
$f = 0,01969$	adimensional	Fator de atrito
$L = 7.744$	m	Comprimento da tubulação

Variável	Unidade	Parâmetro
$H_{resj} = 185,3$	m	Cota do reservatório de jusante
$H_{resm} = 28,37$	m	Cota do reservatório de montante
$a = 1.100$	m/s	Celeridade
$\Delta t = 0,01$	s	Passo de tempo
$t_f = 60$	s	Tempo de simulação
$H_R = 190$	mca	Altura manométrica no BEP
$H_{func} = 169$	mca	Altura manométrica de funcionamento da bomba
$e_{fr} = 82$	%	Eficiência da bomba no BEP
$I = 14,382$	kg.m ²	Inércia polar da bomba em funcionamento
$D_{in} = 0,3096$	m	Diâmetro de entrada do RHO
$D_{out} = 0,3096$	m	Diâmetro de saída do RHO
$r_{ar} = 0,5$	adimensional	Razão de volume ar/água inicial no RHO
$m = 1,4$	adimensional	Expoente da equação de gases politrópicos
$p_a = -28$	mca	Pressão barométrica
$L_{ramal} = 11$	m	Comprimento do ramal de ligação
$f_{ramal} = 0,03251$	adimensional	Fator de atrito do ramal de ligação
$z_{v1} = 80$	m	Cota ventosa 1
$z_{v2} = 174,408$	m	Cota ventosa 2
$z_{v3} = 181,924$	m	Cota ventosa 3
$\gamma = 9810$	N/m ³	Peso específico da água
$C_{din} = 0,71$	adimensional	Coefficiente de descarga das ventosas na entrada
$C_{dout} = 0,61$	adimensional	Coefficiente de descarga das ventosas na saída
$D_{adm} = 0,1$	m	Diâmetro do orifício de admissão das ventosas
$D_{exp} = 0,015$	m	Diâmetro do orifício de expulsão das ventosas
$T_a = 298$	K	Temperatura absoluta
$z_t = 175,274$	m	Cota da base do TAU

5 - RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados obtidos na integração entre os modelos de simulação hidráulica e otimização. O Método das Características foi o método numérico utilizado para a simulação, enquanto os algoritmos genéticos NSGA-II e NSGA-III foram empregados na etapa de otimização.

Conforme abordado anteriormente, dois cenários são considerados: no primeiro, o sistema possui um RHO e ventosas e o alvo da otimização é o volume do RHO juntamente com a variação das ondas de pressão. No segundo, há um RHO, ventosas e um TAU e são otimizados, além da variação das ondas de pressão, tanto o volume do RHO, quanto a altura e o diâmetro do TAU. Além disso, a topologia do sistema existente da EEAT Mestre D'Armas é utilizada.

Assim, uma comparação entre os algoritmos genéticos NSGA II e NSGA III é feita considerando os mesmos dados e parâmetros do sistema para o cenário 1. Além disso, há uma análise mais detalhada dos resultados do NSGA III para os cenários 1 e 2 e uma avaliação das dimensões do RHO do sistema real em comparação com as soluções encontradas.

Primeiramente, a fim de atestar a necessidade do uso de equipamentos de proteção no sistema, fez-se uma simulação considerando apenas os reservatórios de montante e jusante e a parada brusca da bomba. A Figura 5.1 e a Figura 5.2 apresentam as envoltórias de carga e de pressão, respectivamente.

De acordo com Saint-Gobain (2023), durante transientes hidráulicos, a pressão de operação máxima para o tubo de ferro fundido classe K7 de 600 mm é de 3,16 MPa devido a uma margem de segurança que permite 20% a mais da pressão de operação máxima em condições de regime permanente, que neste caso é de 3,1 MPa. Já as junções e outros equipamentos são PN 25, e sua pressão de operação máxima é de 2,5 MPa.

O sistema sem dispositivos de proteção apresenta uma pressão máxima de 310 mca na saída da bomba e um trecho em que as pressões máximas são acima de 250 mca que é o valor

máximo permitido pelo fabricante. Além disso, as pressões mínimas ultrapassam os -9 mca na maioria do comprimento da tubulação, neste caso, haveria separação de coluna de água. Assim, este sistema não está seguro e necessita, de fato, de dispositivos que atenuem as ondas de pressão até valores seguros.

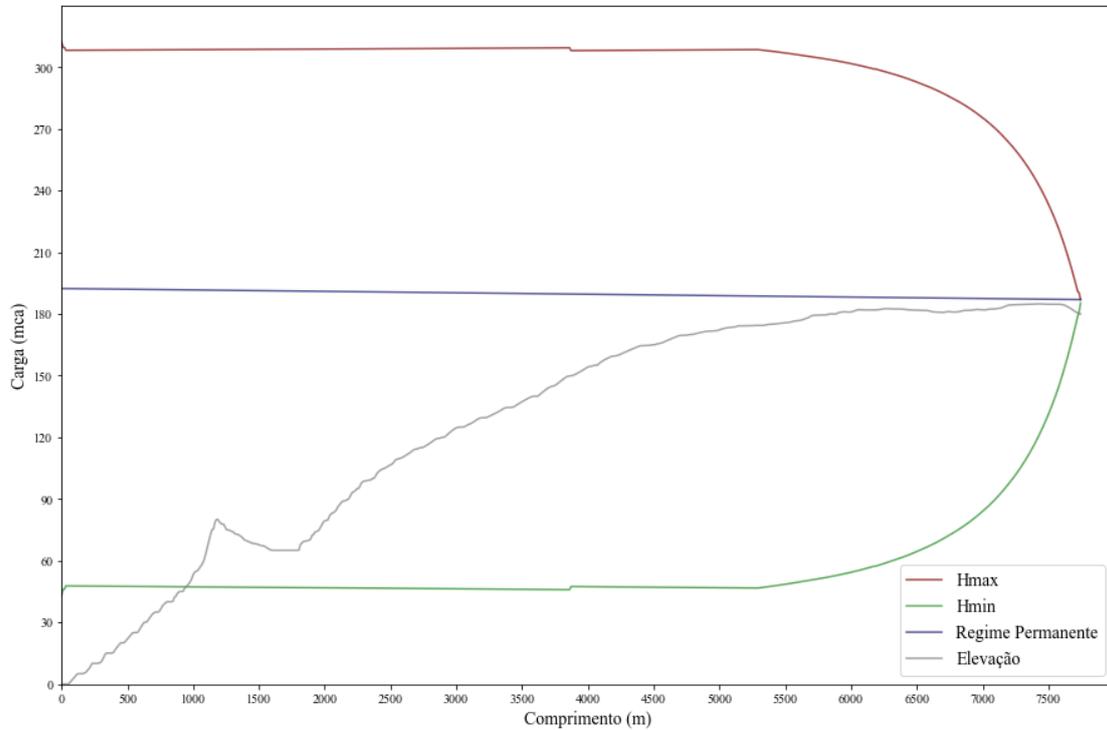


Figura 5.1 – Envoltórias de carga piezométrica no sistema sem proteção.

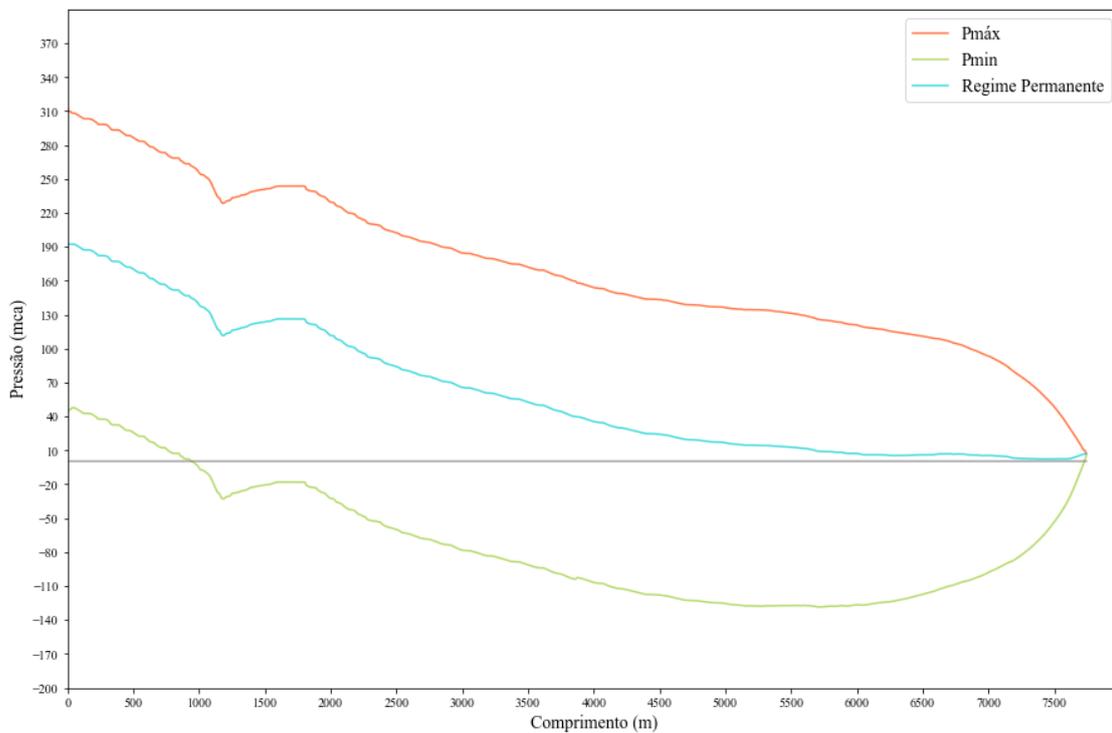


Figura 5.2 – Envoltórias de pressão no sistema sem proteção.

5.1 - COMPARAÇÃO ENTRE O NSGA-II E O NSGA-III

Conforme mencionado anteriormente, uma comparação entre os algoritmos genéticos NSGA II e NSGA III é feita considerando os mesmos dados e parâmetros do sistema para o cenário 1. Neste cenário, o sistema possui um RHO e três ventosas e o alvo da otimização é o volume do RHO e as ondas de pressão. Ademais, os locais de instalação dos equipamentos são fixos e correspondem aos mesmos do sistema real, como mostra a Figura 4.12.

Daí, os parâmetros utilizados para ambos os métodos de otimização são: o tamanho da população n igual a 50, o *crossover* é $p_c = 0,9$, a mutação é $p_m = 0,02$, e o número de gerações é 500. Para o NSGA-III, o número de partições é 49 e 2 dimensões.

Inicialmente, considerou-se $P^*_{min}(i) = 0 \text{ mca}$ e $P^*_{max}(i) = 316 \text{ mca}$ como restrições para a simulação, pois de acordo com a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) NBR 12.215-1: PROJETO DE ADUTORAS DE ÁGUA - PARTE 1: REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA, é recomendado que, em condições de transientes hidráulicos, as pressões mínimas devem ser maiores que a pressão atmosférica para o sistema de água tratada. Nesse sentido, não se simulou um cenário de cavitação. Além disso, deve-se obedecer os limites de serviço da tubulação.

Após 500 gerações, e considerando $V_{min} = 1 \text{ m}^3$ e $V_{max} = 100 \text{ m}^3$, $\Delta_{max} = \Delta H_{max}(i, t, V) + \Delta H_{min}(i, t, V)$, as frentes Pareto com 50 soluções geradas pelo NSGA II e NSGA III são representadas na Figura 5.3 e Figura 5.4, respectivamente. Ambas as frentes Pareto apresentam os mesmos intervalos, resultando em eixos X e Y idênticos.

No entanto, o algoritmo NSGA III fornece soluções mais uniformemente distribuídas devido ao seu sistema de pontos de referência, resultando em uma redução nas descontinuidades da frente Pareto. Isto permite que o decisor analise soluções mais diversas e diminui a indicação de volumes muito próximos, e conseqüentemente, aponte para um mesmo volume comercial.

Além disso, o volume mínimo do RHO nessas frentes Pareto é de $58,8 \text{ m}^3$, representando um equipamento de grande volume, sendo mais de três vezes o volume do existente no sistema real.

Isto se dá pela combinação da restrição de pressão mínima com o perfil topográfico da linha de descarga, uma vez que o nível piezométrico está muito próximo à elevação dos pontos no final da tubulação de água, conforme mostrado na Figura 5.5 com $V = 58,8 m^3$. Observa-se que Δ_{max} é mais influenciado pelas cargas mínimas, enquanto as cargas máximas estão próximas dos valores de regime permanente. É importante ressaltar que as cargas piezométricas mínimas foram observadas até o ponto da segunda ventosa, pois a pressão nas seções subsequentes é muito próxima de zero e não afeta significativamente a operação da adutora.

Portanto, são necessárias algumas análises mais específicas das soluções da frente Pareto neste cenário 1 e o algoritmo NSGA III é escolhido para isso, pois forneceu soluções mais satisfatórias do que o NSGA II, conforme dito acima.

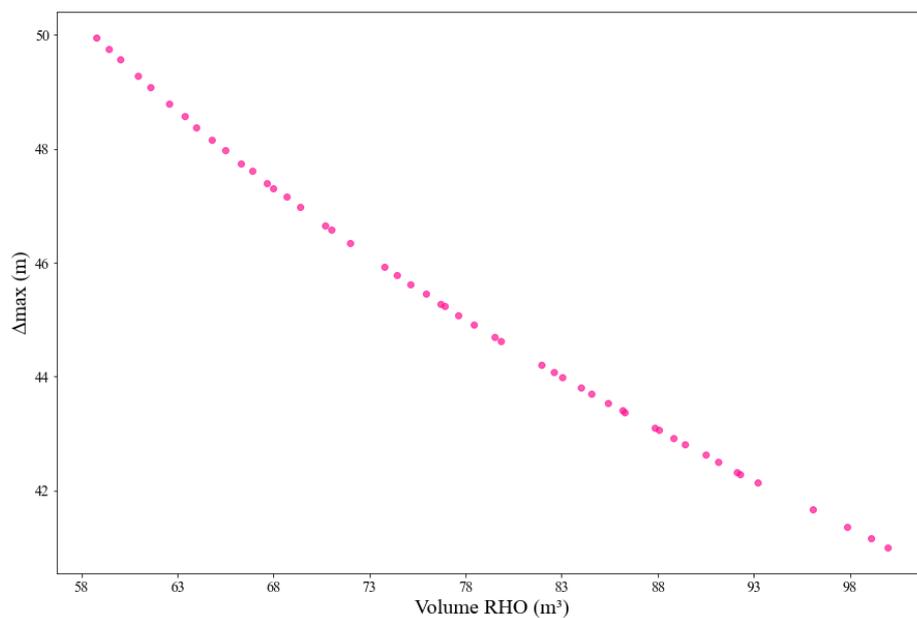


Figura 5.3 – Frente Pareto – NSGA-II.

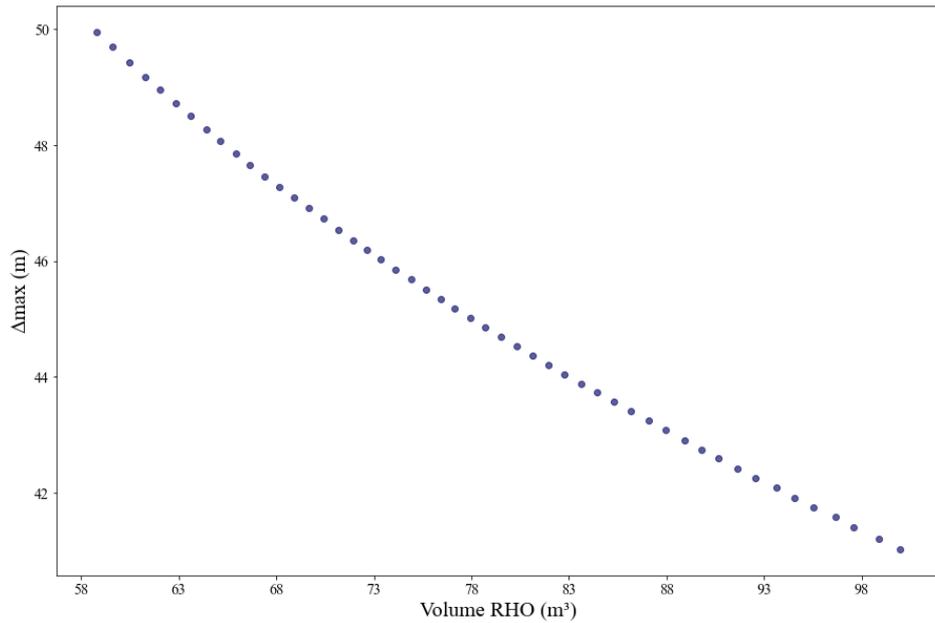


Figura 5.4 – Frente Pareto – NSGA-III.

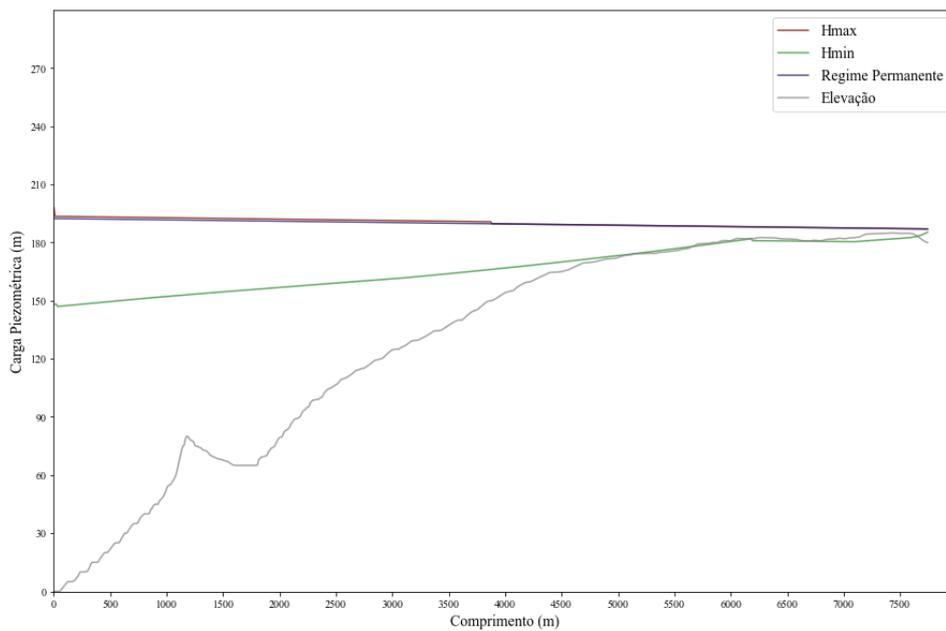


Figura 5.5 – Envoltórias de cargas piezométricas para o RHO de volume igual a 58,8 m³.

5.2 - NSGA-III E ANÁLISE DO SISTEMA

Uma vez que o algoritmo NSGA III forneceu soluções mais satisfatórias do que o NSGA II, as demais análises foram feitas a partir dele. Assim, neste item são apresentados os resultados da otimização dos dois cenários com o NSGA-III.

5.2.1 - Sistema com ventosas (cenário 1)

Considerando o cenário 1, isto é, o sistema possui um RHO e três ventosas e o alvo da otimização é o volume do RHO, as restrições são retiradas a fim de analisar como a Frente Pareto é gerada quando o sistema pode assumir qualquer valor de pressão. No entanto, os parâmetros genéticos utilizados na seção anterior são mantidos, além de $V_{min} = 1 m^3$ e $V_{max} = 100 m^3$. Após 500 gerações, a Frente Pareto com 50 soluções é mostrada na Figura 5.6, em que Δ_{max} é a variação máxima das pressões na simulação (sobrepessão mais subpressão) com o volume em questão.

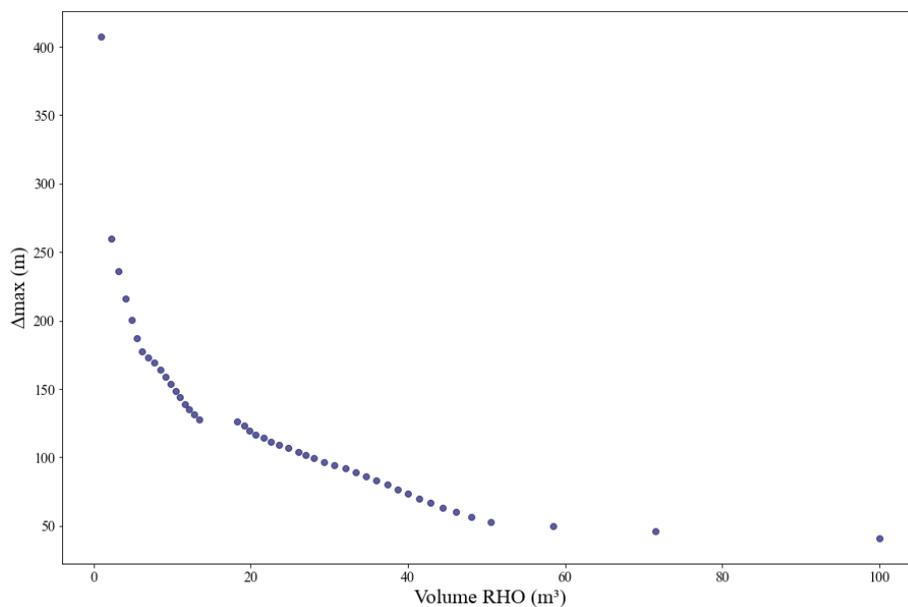


Figura 5.6 – Frente Pareto sem restrições – NSGA-III.

Com base nessas soluções da Frente Pareto, é realizada uma análise das pressões mínimas e máximas, bem como dos volumes máximos e mínimos de ar dentro do RHO. Essa análise é necessária porque algumas soluções não atendem aos critérios de segurança do sistema, além disso, é importante garantir que o RHO está funcionando dentro de seu limite aceitável determinado pelo fabricante.

Um nível excessivo de ar dentro do RHO pode resultar em problemas de desempenho, como flutuações excessivas de pressão, cavitação nas bombas e funcionamento inadequado do sistema. Além disso, níveis elevados de água no RHO também podem comprometer o funcionamento do dispositivo, pois o ar comprimido é necessário para fornecer a

compressibilidade necessária para absorver as variações de pressão. Em casos extremos, se toda a água do RHO é lançada na tubulação, ele perde a capacidade de proteção do sistema, assim como se ele é preenchido por água completamente, pode romper-se.

Nesse sentido, as Figura 5.7, Figura 5.8, Figura 5.9 e Figura 5.10 apresentam a pressão máxima, a pressão mínima, a máxima e a mínima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO, respectivamente.

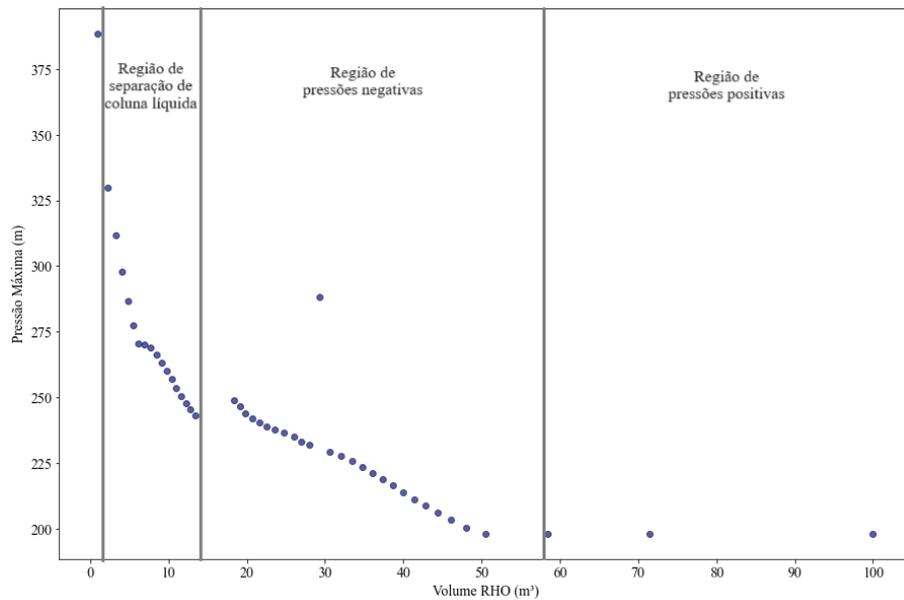


Figura 5.7 – Pressão máxima no sistema.

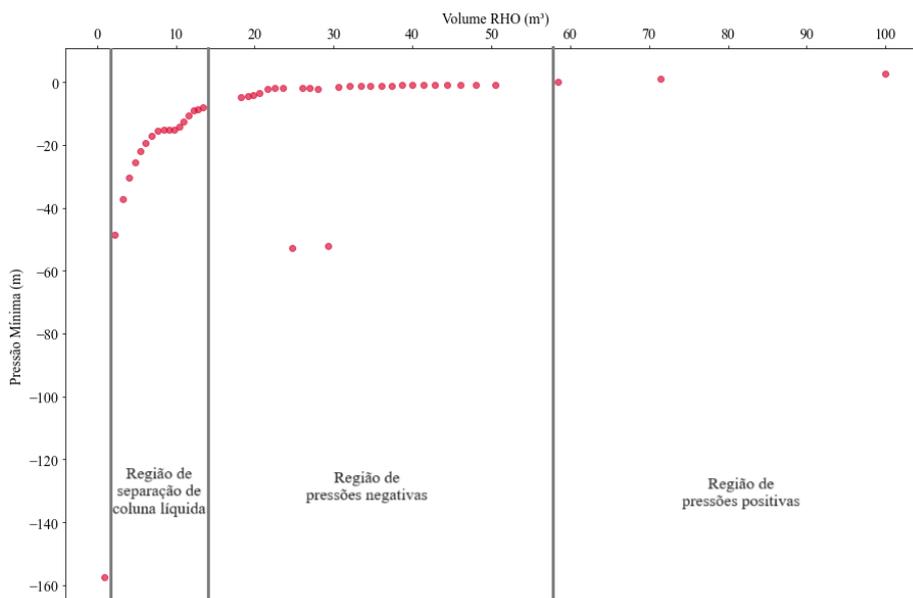


Figura 5.8 – Pressão mínima no sistema.

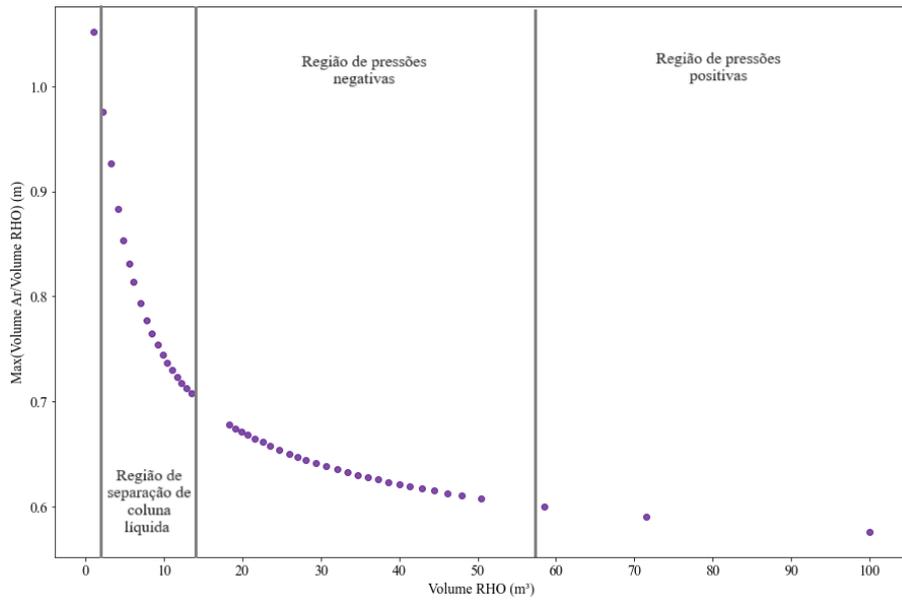


Figura 5.9 – Máxima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO.

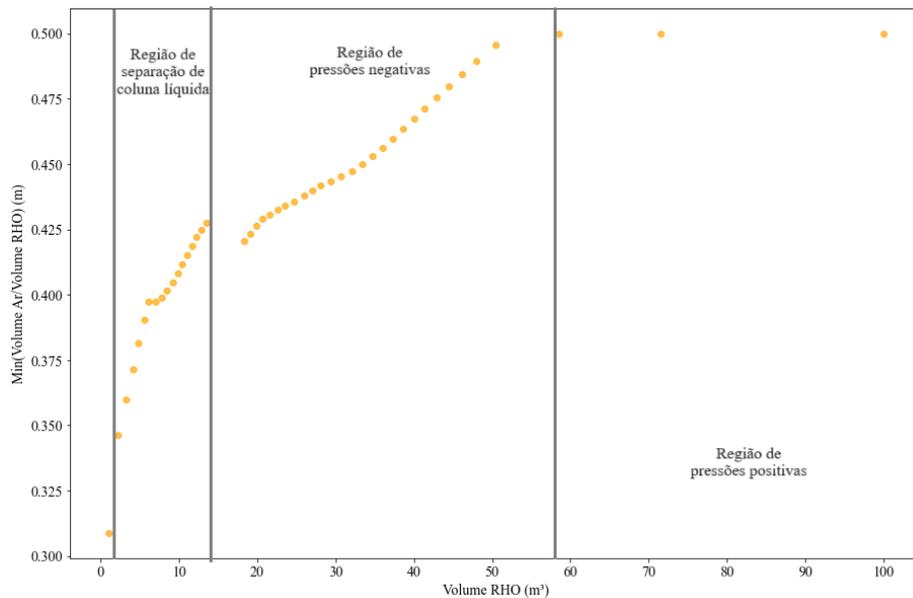


Figura 5.10 – Mínima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO.

Em cada Figura, há uma região de separação de coluna líquida, uma região de pressões negativas e uma região de pressões positivas. A região de separação de coluna líquida representa os volumes do RHO que permitem uma pressão P no sistema em que ocorre a separação da coluna de água, o que não foi simulado neste trabalho. Isso ocorre quando $P \leq -9,23 \text{ mca}$ em Brasília. Essas pressões negativas não são fisicamente possíveis, uma vez

que a separação de coluna ocorre, mas elas representam a faixa de volume que não é recomendada.

A região de pressões negativas simboliza a faixa de volume onde $-9 \text{ mca} < P \leq 0 \text{ mca}$. A separação da coluna não ocorre, mas o sistema não está em conformidade com a norma brasileira. Quando $P > 0 \text{ mca}$, há a região de pressões positivas, em que o volume do RHO garante a operação do sistema de acordo com a NBR 12.215-1.

Além disso, volumes inferiores a 2 m^3 produzem resultados matematicamente inconsistentes, uma vez que o volume de ar no RHO não pode exceder o seu próprio volume, logo, não pode esvaziar. Portanto, devem ser desconsiderados. Os volumes do RHO entre 2 m^3 e 13 m^3 não são capazes de evitar a separação da coluna líquida, apresentando pressões mínimas que variam de -50 mca a -9 mca . Ademais, registram pressões máximas entre 240 mca e 390 mca . Os volumes com pressões máximas superiores a 250 mca excedem a pressão máxima de operação das conexões e da tubulação, portanto, não asseguram a proteção do sistema.

A Figura 5.9 mostra que os volumes na região de separação de coluna líquida apresentam proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO em um intervalo entre 97% e 70%. As soluções que possuem proporção próxima de 100% podem representar um risco ao sistema. Já na Figura 5.10, estes volumes têm proporções entre 33% e 43%. Assim, é possível perceber que neste conjunto de soluções, o RHO sofre esvaziamentos mais expressivos que enchimentos, uma vez que a proporção inicial no RHO é de 50%.

Os volumes entre 13 m^3 e $58,8 \text{ m}^3$ apresentam pressões negativas muito próximas de zero. Por isso, não há cavitação. As pressões máximas são inferiores a 250 mca , garantindo proteção contra vazamentos, rupturas, danos estruturais e até mesmo falhas catastróficas na tubulação. A proporção máxima entre o volume de ar e o volume total está entre 67% e 60%, enquanto a mínima varia de 42% a 49%, o que representa pouca variação da taxa inicial e garante um nível de segurança maior para o sistema. É possível perceber que, neste caso, o RHO também apresenta esvaziamentos mais expressivos que enchimentos, visto que a maior variação é de 17% quando ele esvazia contra 8% no enchimento.

Já os volumes do RHO maiores que $58,8 \text{ m}^3$ não apresentam pressões negativas, e as pressões máximas não são maiores que 200 mca . A razão máxima entre o volume de ar e o volume total

é inferior a 60%, e a razão mínima de ar é maior que 49%. Logo, este conjunto de soluções apresenta a menor variação na taxa de ar, conseqüentemente, menor impacto no esvaziamento e enchimento do RHO. Estas soluções garantem segurança ao sistema, no entanto, RHOs de grandes dimensões como estes podem ser bastante custosos.

Também, é visto que o esvaziamento é mais expressivo que o enchimento do RHO, o que mostra que o dispositivo atuou mais severamente nas sobrepressões em todos os casos. Isso se dá pelo auxílio das ventosas no combate às subpressões, além de não haver outro equipamento no sistema além do RHO que atue contra às sobrepressões, mostrando assim, sua relevância na proteção do sistema de bombeamento.

O RHO existente na Estação Elevatória de Água Tratada Mestre D'Armas possui um volume de 17,7 m³, o que o colocaria na região de pressão negativa na Frente Pareto. Isso garante a proteção completa do sistema considerando as pressões máximas e mínimas. No entanto, se a NBR 12.215-1 tivesse sido levada em consideração de forma mais rigorosa, este volume não poderia ter sido usado e o sistema estaria atualmente desprotegido, o que não é real, uma vez que esse sistema funciona propriamente no presente.

Nesse sentido, se a Norma Brasileira for considerada, apenas pressões positivas são viáveis, e volumes acima de 58,8 m³ são soluções adequadas para o sistema. No entanto, se garantir a estanqueidade e o funcionamento adequado da adutora, pressões ligeiramente negativas não afetarão o desempenho e a segurança do sistema e reduzirão significativamente o volume do RHO, como visto na Figura 5.8.

5.2.2 - Sistema com TAU (cenário 2)

Considerando o cenário 2, isto é, o sistema possui um RHO, duas ventosas e um TAU e são otimizados tanto o volume do RHO, quanto a altura e o diâmetro do TAU, além das ondas de pressão. O Tanque de Alimentação Unidirecional foi disposto no lugar da ventosa 2 (Figura 4.12) uma vez que é um ponto crítico da adutora por ser um ponto alto e de baixa pressão, já que a linha piezométrica no regime permanente está próxima à cota do terreno neste ponto.

Neste caso, os parâmetros utilizados para ambos os métodos de otimização são: o tamanho da população n igual a 400, o *crossover* é $p_c = 0,9$, a mutação é $p_m = 0,02$, e o número de gerações é 500. Para o NSGA-III, o número de partições é 11 e 4 dimensões, já que há 4 funções objetivo.

Inicialmente, considerou-se $P^*_{min}(i) = 0 \text{ mca}$ e $P^*_{max}(i) = 316 \text{ mca}$ como restrições para a simulação, logo após, as restrições são retiradas a fim de analisar se há diferenças significativas na Frente Pareto quando o sistema assume qualquer valor de pressão. Além disso, $V_{min} = 1 \text{ m}^3$, $V_{max} = 100 \text{ m}^3$, $h_{TAU_{min}} = 1 \text{ m}$, $h_{TAU_{max}} = 25 \text{ m}$, $D_{TAU_{min}} = 0,1 \text{ m}$ e $D_{TAU_{max}} = 5 \text{ m}$ são mantidos. Após 500 gerações, o conjunto de soluções com restrições possui 86 elementos, enquanto o conjunto sem restrições é formado por 156 soluções.

Haja vista o número de dimensões e funções objetivo, quatro combinações entre os objetivos são formadas, a fim de avaliar se há uma relação conflitante entre eles, ou seja, a variação para melhorar a situação em relação a um objetivo irá necessariamente piorar as condições de outro. Assim, é possível verificar se há a formação de uma Frente Pareto com as soluções. A Figura 5.11 apresenta a disposição das soluções com restrição.

Percebe-se que apenas na Figura 5.11(a) há, de fato, uma Frente Pareto. A Figura 5.11(b) mostra que existe uma concentração de soluções com o mesmo valor de altura para o TAU que resultam em diferentes valores na variação das pressões. O mesmo acontece com o diâmetro do TAU na Figura 5.11(c). Um comportamento semelhante é visto na Figura 5.11(d) quando se relaciona o diâmetro do TAU com o volume do RHO.

Além disso, os valores de altura e diâmetro do TAU em que há a maior concentração de soluções são os limites mínimos adotados no problema $h_{TAU_{min}} = 1 \text{ m}$ e $D_{TAU_{min}} = 0,1 \text{ m}$, respectivamente. Logo, o volume do tanque calculado com essas soluções é o menor possível, 7,85 L, o que representa um tamanho inviável para o tanque.

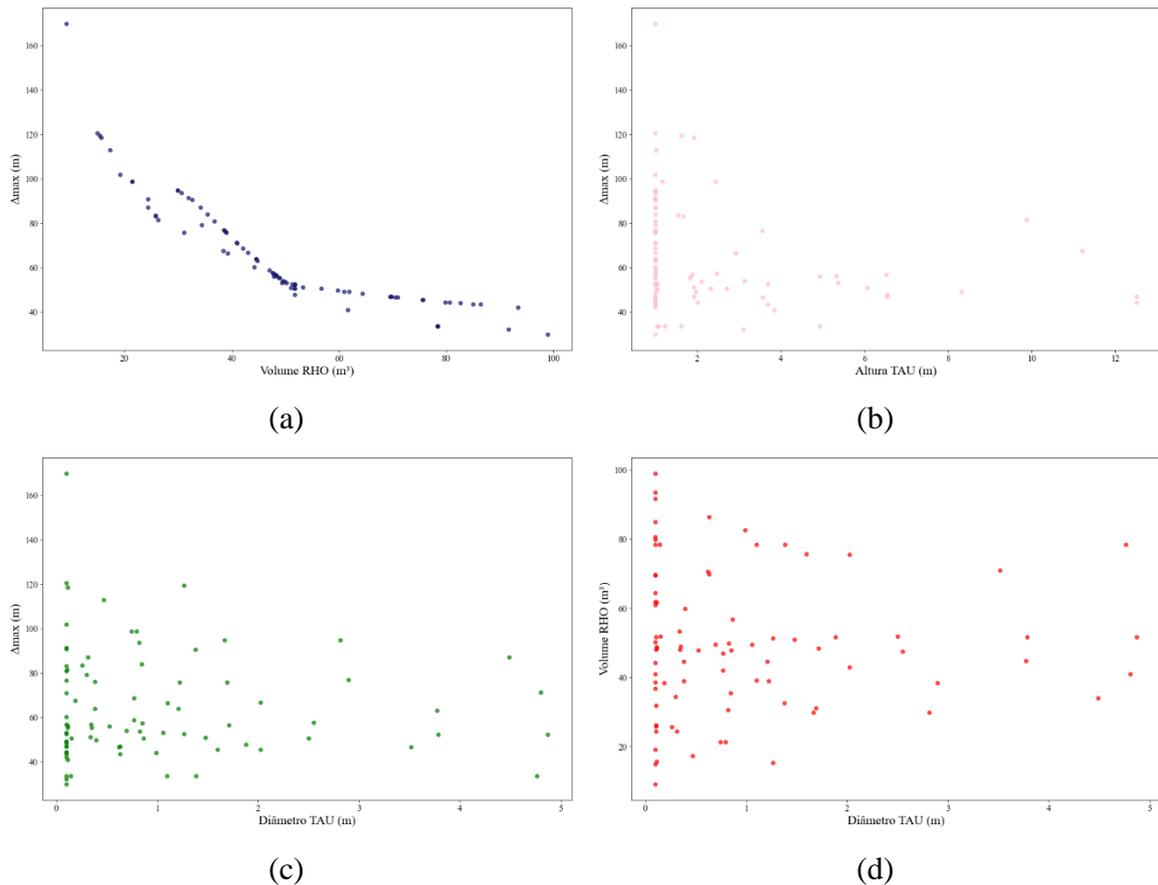


Figura 5.11 – Soluções do cenário 2 com restrição: (a) Frente Pareto entre volume do RHO e variação máxima das pressões; (b) Relação entre a altura do TAU e a variação máxima das pressões; (c) Relação entre o diâmetro do TAU e a variação máxima das pressões; (d) Relação entre o diâmetro do TAU e o volume do RHO.

O volume do RHO, portanto, não sofre grande influência das dimensões do TAU, uma vez que é possível utilizar diferentes tamanhos de RHOs com um mesmo volume do tanque e vice-versa. Ademais, a variação no volume do RHO afeta diretamente as condições da variação das pressões, mostrando que este dispositivo é o principal na proteção deste sistema contra o transiente hidráulico e que nesta relação há um conjunto de soluções não-dominadas.

No entanto, o sistema com restrições apresenta soluções cujo volume do RHO varia entre 10 m³ e 100 m³, diferentemente do sistema no cenário 1 em que os volumes são maiores que 58 m³ apenas. Ou seja, a operação do TAU permite o uso de RHOs menores, porém, é preciso verificar se estas soluções atendem, de fato, a operação do sistema.

Para isso, as Figura 5.12 e Figura 5.13 apresentam a pressão máxima, a pressão mínima no sistema em comparação com o volume do RHO, respectivamente, uma vez que ele é o dispositivo principal na proteção do sistema.

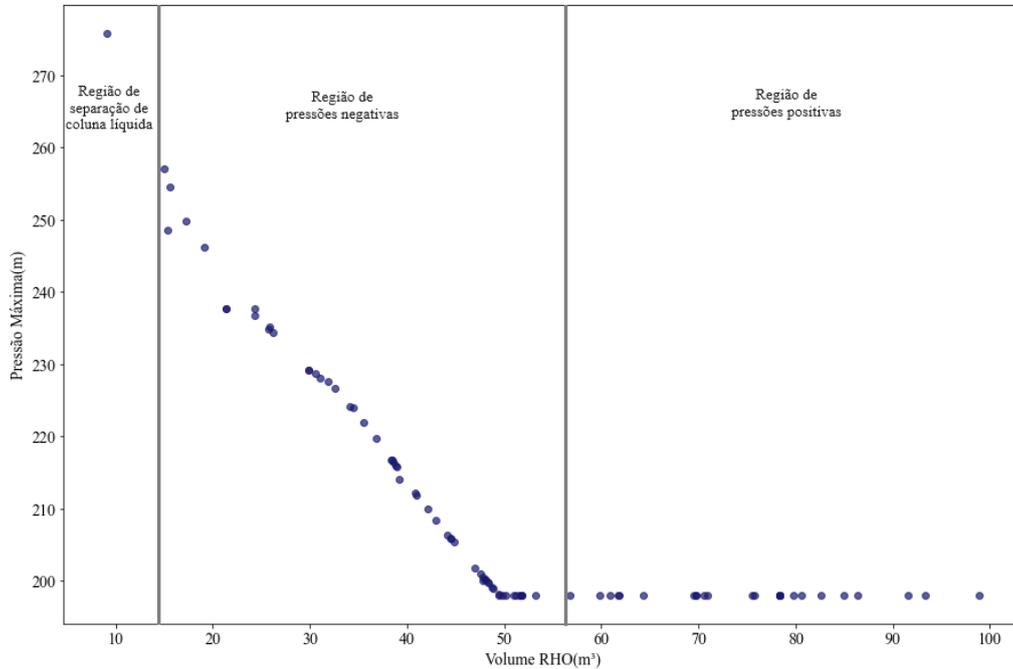


Figura 5.12 – Pressão máxima no sistema – cenário 2 com restrição.

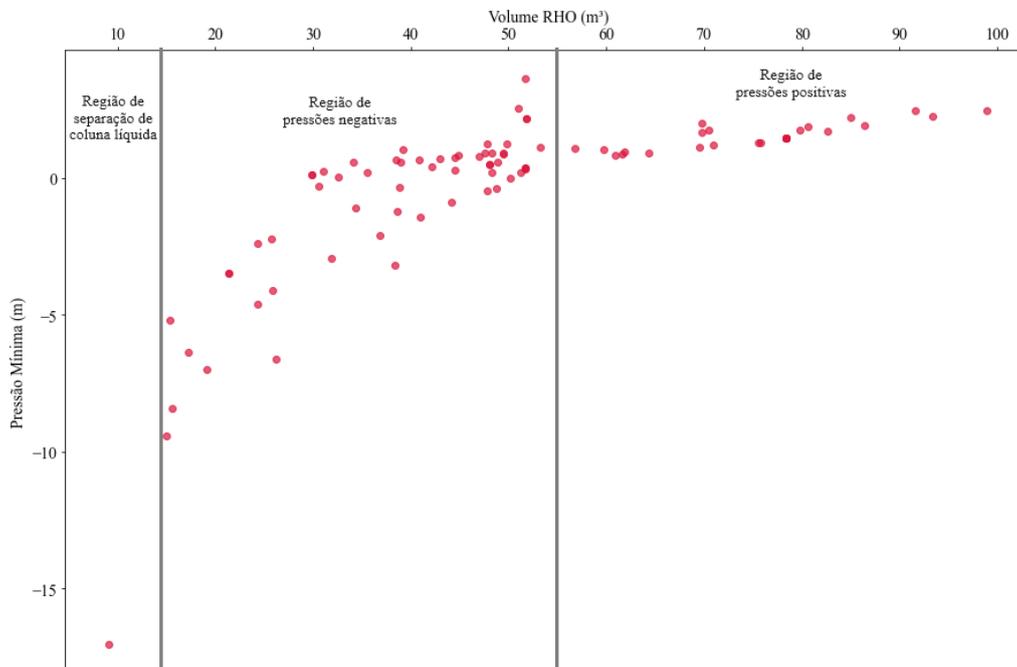


Figura 5.13 – Pressão mínima no sistema – cenário 2 com restrição.

Em cada Figura, há uma região de separação de coluna líquida, uma região de pressões negativas e uma região de pressões positivas. É importante ressaltar que na região de pressões positivas foi identificada a partir do volume do RHO em que não há mais pressões negativas mesmo em diferentes arranjos com o TAU, como é possível perceber na região de pressões negativas da Figura 5.13.

Ainda na Figura 5.13, há apenas uma solução cuja pressão mínima provoca a separação de coluna líquida, nela, o volume do RHO é de $9,14 \text{ m}^3$, o diâmetro do TAU é $0,1 \text{ m}$ e sua altura tem 1 m , logo o volume do TAU é de $7,85 \text{ L}$. Além disso, esta mesma solução gera uma pressão máxima acima de 270 mca na adutora, o que excede a pressão máxima de operação das conexões e, portanto, não assegura a proteção do sistema. Logo, deve ser descartada.

Para volumes entre 10 m^3 e 56 m^3 , há a região de pressões negativas em que a pressão mínima do sistema está entre -9 mca e 0 mca , logo, não há a separação de coluna, mas está em desacordo com a recomendação da NBR 12.215-1. No entanto, há volumes nesta região que não só apresentam pressões negativas na simulação, mas as dimensões do TAU permitem pressões mínimas apenas positivas.

A Tabela 5.1 mostra as soluções cujo volume do TAU é realista, uma vez que há equipamentos que teriam diâmetro muito pequeno e altura muito grande, por exemplo. Nota-se que os tanques associados aos RHOs são robustos e carecem de um volume grande caso se deseje diminuir o volume do RHO.

Na região de pressões positivas, todas as pressões mínimas são maiores que zero e os volumes do RHO são maiores que 56 m^3 . Excluindo as soluções cujas dimensões TAU não são factíveis, esta região possui 16 soluções. Nelas, todos os RHOs são considerados de grande volume e o TAU varia de $0,3 \text{ m}^3$ até 18 m^3 , o que pode ser custoso para o sistema.

Tabela 5.1 – Soluções entre 10 m³ e 56 m³ com pressões mínimas positivas

Volume do RHO (m ³)	Diâmetro do TAU (m)	Altura do TAU (m)	Volume do TAU (m ³)	Pressão mínima (mca)
29,872	2,811	1,000	6,207	0,144
29,872	1,664	1,000	2,176	0,144
31,065	1,693	1,000	2,251	0,246
32,596	1,376	1,000	1,488	0,031
34,116	4,489	1,000	15,824	0,567
35,493	0,845	1,000	0,560	0,204
38,453	2,895	1,000	6,582	0,663
38,963	1,219	1,000	1,167	0,577
39,186	1,102	2,919	2,785	1,061
40,885	4,804	1,000	18,128	0,670
42,101	0,771	1,000	0,466	0,433
42,992	2,021	1,000	3,207	0,716
44,496	1,206	1,000	1,142	0,735
44,516	0,380	1,000	0,113	0,301
44,809	3,774	1,000	11,188	0,825
47,008	0,771	1,000	0,466	0,779
47,550	2,550	1,000	5,108	0,920
47,758	0,853	2,467	1,409	1,241
48,017	0,341	1,879	0,171	0,512
48,300	1,712	1,000	2,302	0,925
48,854	0,347	1,000	0,095	0,584
49,411	1,056	5,369	4,706	0,908
49,442	0,693	3,134	1,183	0,865
49,782	0,828	2,103	1,132	1,273
51,003	1,478	6,063	10,407	2,539
51,237	1,265	1,039	1,306	0,220
51,675	4,871	1,000	18,636	0,396
51,675	3,786	1,000	11,256	0,396
51,744	1,882	6,550	18,228	3,644
51,781	2,498	2,305	11,294	2,173

As Figura 5.14 e Figura 5.15 apresentam, a máxima e a mínima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO, respectivamente. Nelas também há uma região de separação de coluna líquida, uma região de pressões negativas e uma região de pressões positivas.

É possível perceber que todas as soluções a partir da região de pressões negativas apresentam a proporção máxima entre o volume de ar e o volume total está entre 71% e 57%, enquanto a mínima varia de 41% a 50%, o que representa pouca variação da taxa inicial e garante segurança para o sistema.

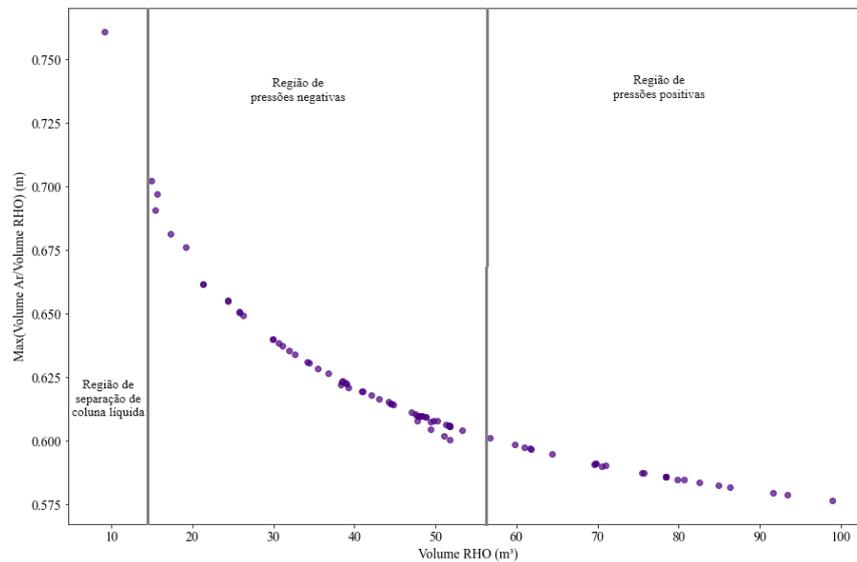


Figura 5.14 – Máxima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO – cenário 2 com restrição.

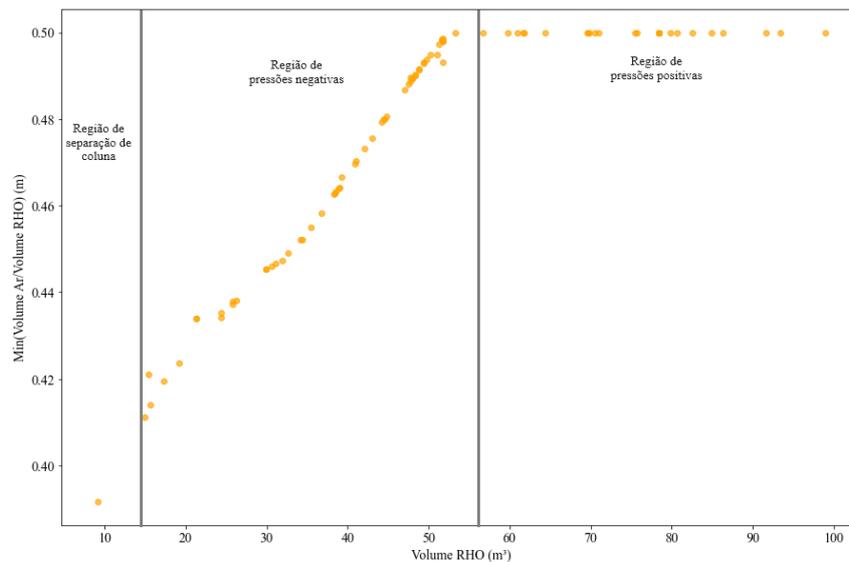


Figura 5.15 – Mínima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO – cenário 2 com restrição.

Agora, as restrições são retiradas a fim de analisar como a Frente Pareto é gerada quando o sistema pode assumir qualquer valor de pressão. No entanto, mantêm-se os parâmetros genéticos utilizados anteriormente para o cenário 2. Após 500 gerações, um conjunto com 156 soluções é formado.

Da mesma maneira que na Figura 5.11, esta Figura 5.16 apresenta quatro combinações entre os objetivos são formadas, a fim de avaliar se há uma relação conflitante entre eles, ou seja, a variação para melhorar a situação em relação a um objetivo irá necessariamente piorar as condições de outro. Assim, é possível verificar se há a formação de uma Frente Pareto com as soluções sem restrição.

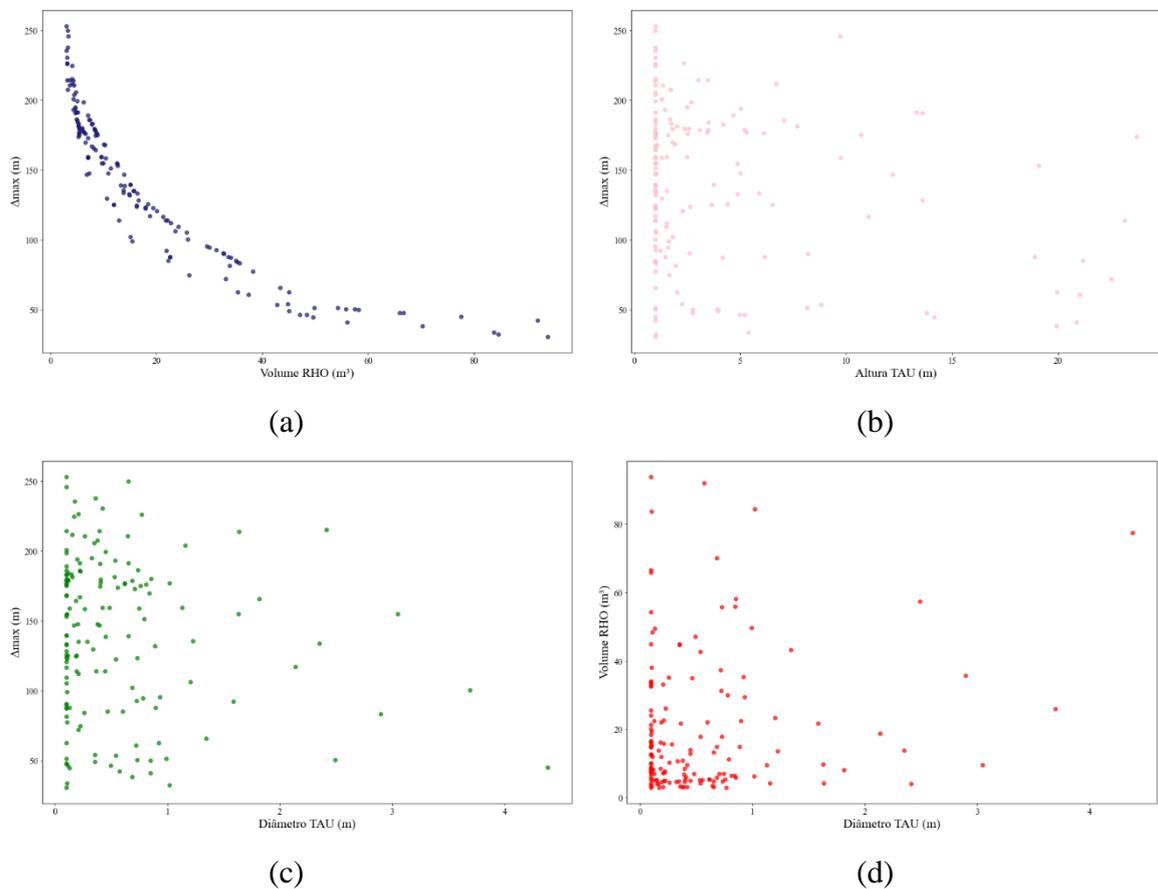


Figura 5.16 – Soluções do cenário 2 sem restrição: (a) Frente Pareto entre volume do RHO e variação máxima das pressões; (b) Relação entre a altura do TAU e a variação máxima das pressões; (c) Relação entre o diâmetro do TAU e a variação máxima das pressões; (d) Relação entre o diâmetro do TAU e o volume do RHO.

Percebe-se que, assim como na Figura 5.11, apenas na Figura 5.16(a) há, de fato, uma Frente Pareto. A Figura 5.16(b) mostra que existe uma concentração de soluções com o mesmo valor de altura para o TAU que resultam em diferentes valores na variação das pressões. O mesmo acontece com o diâmetro do TAU na Figura 5.16(c). Um comportamento semelhante é visto na Figura 5.16(d) quando se relaciona o diâmetro do TAU com o volume do RHO.

Além disso, os valores de altura e diâmetro do TAU em que há a maior concentração de soluções são os limites mínimos adotados no problema $h_{TAU_{min}} = 1\text{ m}$ e $D_{TAU_{min}} = 0,1\text{ m}$, respectivamente. A diferença entre a Frente Pareto com restrição para a sem restrição, além do número de soluções, está na região de concentração destas soluções. Enquanto na Figura 5.11 a maioria dos volumes apresentados são maiores que 40 m^3 , na Figura 5.16, estes volumes do RHO estão concentrados em valores menores que 20 m^3 .

Avaliando estas soluções, as Figura 5.17, Figura 5.18, Figura 5.19 e Figura 5.20 apresentam a pressão máxima, a pressão mínima no sistema, a máxima e a mínima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO, respectivamente.

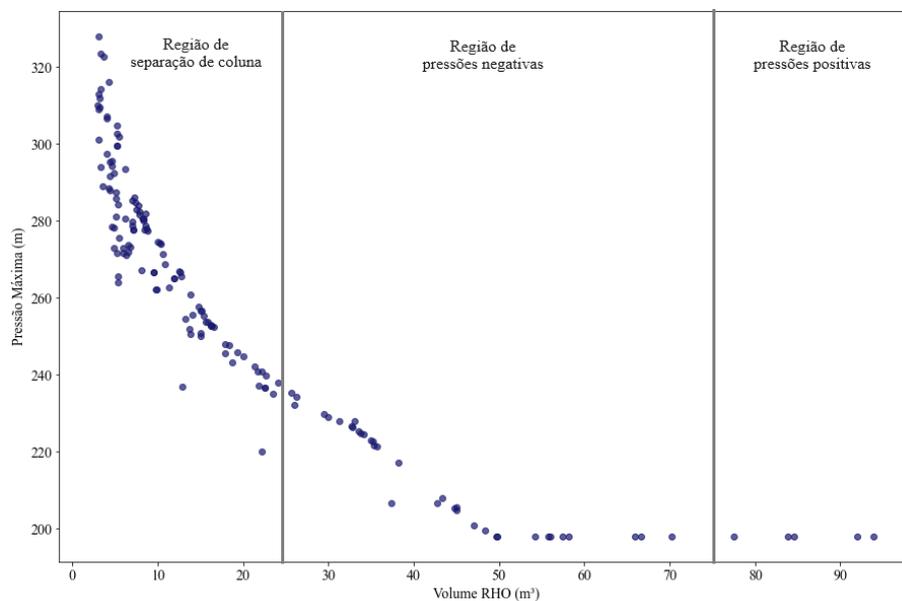


Figura 5.17 – Pressão máxima no sistema – cenário 2 sem restrição.

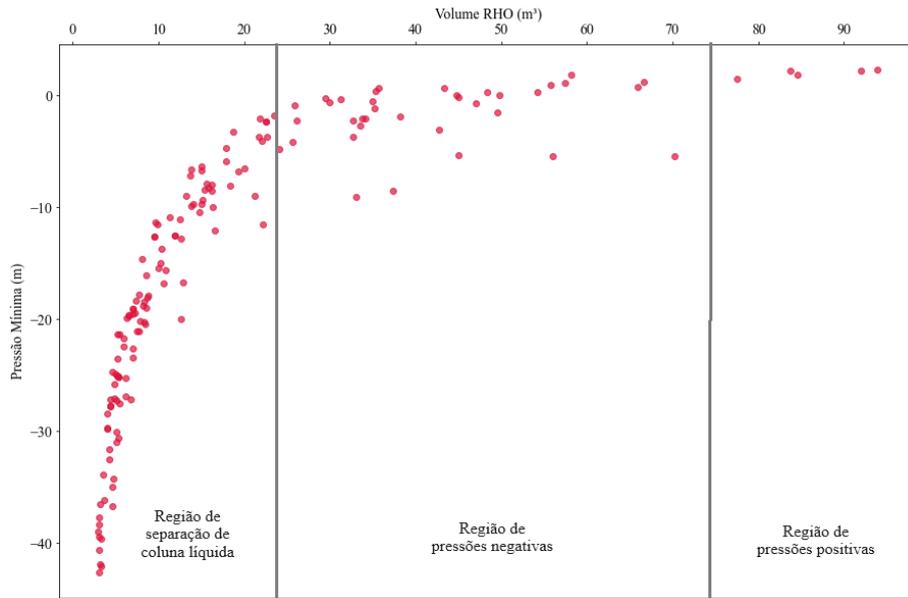


Figura 5.18 – Pressão mínima no sistema – cenário 2 sem restrição.

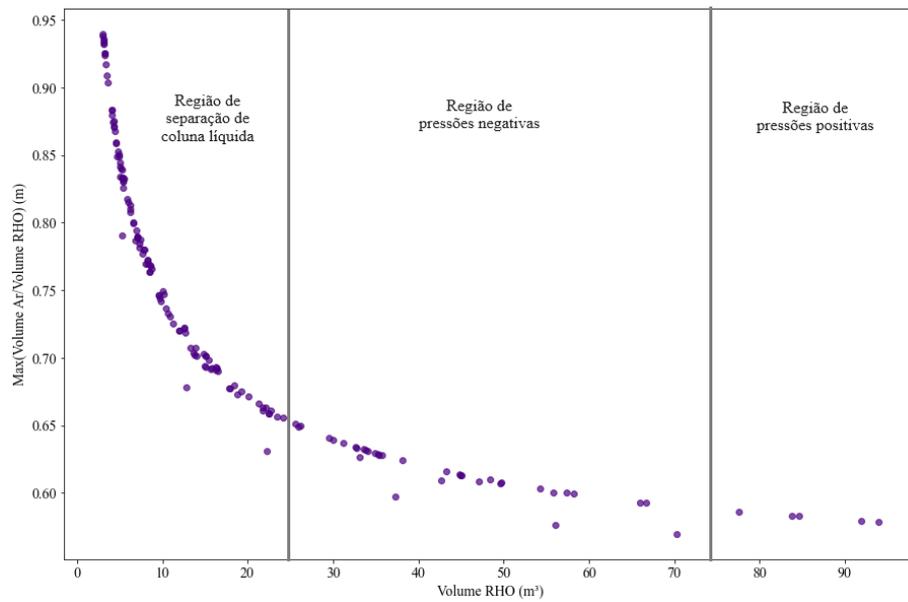


Figura 5.19 – Máxima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO – cenário 2 sem restrição.

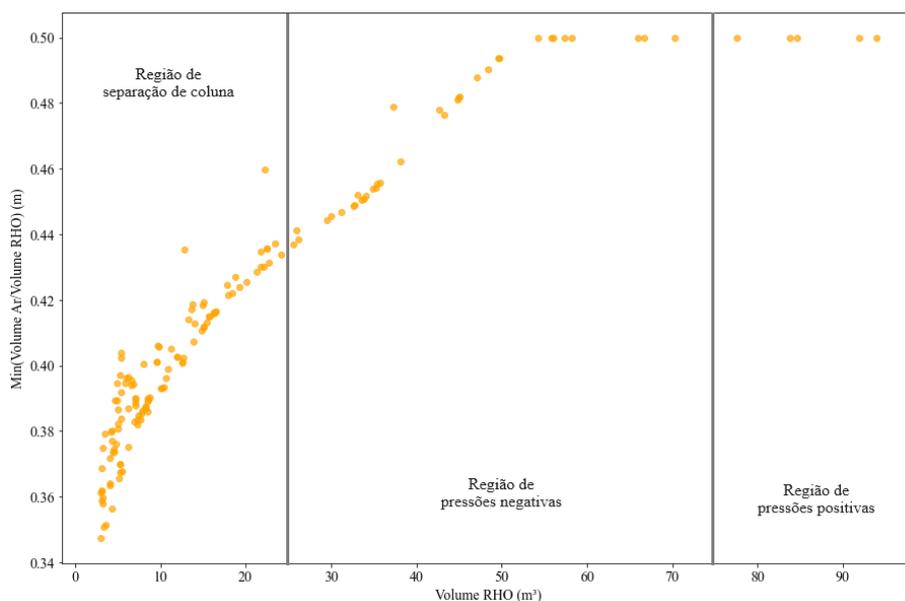


Figura 5.20 – Mínima proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO – cenário 2 sem restrição.

De acordo com Figura 5.17 e Figura 5.18, na região de separação de coluna líquida, a maioria das soluções apresentam pressões mínimas abaixo de -9 mca, ocasionando a separação da coluna líquida, e pressões máximas acima de 250 mca, o que excede a pressão máxima de operação das conexões e, portanto, não assegura a proteção do sistema. Logo, devem ser descartadas. No entanto, há 13 soluções cujo volume do RHO varia de 17 m³ a 22 m³ que possuem pressões mínimas acima da pressão de vapor e pressões máximas menores que 250 m, no entanto, estão todas acima de 240 m.

Considerando as regiões de pressões negativas e pressões positivas, apenas 16 soluções tem pressão mínima maior que zero e a pressão máxima chega a 222 mca. Portanto, é possível perceber que a restrição de pressão máxima foi determinante na escolha das soluções.

A Figura 5.19 mostra que os volumes na região de separação de coluna líquida apresentam proporção entre o volume de ar e o volume total do RHO em um intervalo entre 95% e 65%. As soluções que possuem proporção próxima de 100% podem representar um risco ao sistema. Já na Figura 5.20, estes volumes têm proporções entre 34% e 44%. Assim, é possível perceber que neste conjunto de soluções, o RHO sofre esvaziamentos mais expressivos que enchimentos, uma vez que a proporção inicial no RHO é de 50%.

A proporção máxima entre o volume de ar e o volume total na região de pressões negativas está entre 55% e 65%, enquanto a mínima varia de 44% a 50%, o que representa pouca variação da taxa inicial e garante um nível de segurança maior para o sistema. É possível perceber que, neste caso, o RHO também apresenta esvaziamentos mais expressivos que enchimentos, visto que a maior variação é de 15% quando ele esvazia contra 6% no enchimento.

Também, é visto que o esvaziamento é mais expressivo que o enchimento do RHO, o que mostra que o dispositivo atuou mais severamente nas sobrepressões em todos os casos. Isso se dá pelo auxílio do TAU e das ventosas no combate às subpressões. Além disso, o RHO existente na Estação Elevatória de Água Tratada Mestre D'Armas possui um volume de 17,7 m³. Na Frente Pareto há uma solução cujo volume do RHO é de 17,9 m³ e o volume do TAU é de 0,42 m³, seu diâmetro é de 0,73 m e 1 m de altura. Com essas configurações, o sistema apresenta pressão mínima de -4,7 mca e pressão máxima de 245,6 mca.

Nesse sentido, se a NBR 12.215-1 for considerada, apenas pressões positivas são viáveis, e apenas as soluções apresentadas na Tabela 5.2 são soluções adequadas para o sistema. No entanto, se garantir a estanqueidade e o funcionamento adequado da adutora, pressões ligeiramente negativas não afetarão o desempenho e a segurança do sistema e reduzirão significativamente o volume do RHO, e aumentarão as opções de escolha do decisor.

Tabela 5.2 – Soluções adequadas para o sistema pela NBR 12.215-1

Volume do RHO (m ³)	Diâmetro do TAU (m)	Altura do TAU (m)	Volume do TAU (m ³)	Pressão mínima (mca)	Pressão máxima (mca)
35,335	0,921	2,010	1,338	0,394	221,735
35,743	2,898	1,000	6,596	0,610	221,502
43,308	1,342	1,000	1,415	0,685	207,904
48,379	0,110	5,191	0,049	0,272	199,654
49,762	0,991	1,000	0,771	0,053	198,038
54,237	0,100	8,143	0,064	0,292	198,038
55,784	0,730	3,930	1,643	0,950	198,038
57,432	2,490	1,000	4,868	1,080	198,038
58,205	0,850	2,748	1,559	1,856	198,038

Volume do RHO (m ³)	Diâmetro do TAU (m)	Altura do TAU (m)	Volume do TAU (m ³)	Pressão mínima (mca)	Pressão máxima (mca)
65,939	0,100	13,810	0,108	0,736	198,038
66,687	0,100	2,761	0,022	1,162	198,038
77,525	4,384	1,000	15,097	1,422	198,038
83,805	0,104	5,369	0,045	2,212	198,038
84,583	1,019	1,022	0,834	1,841	198,038
91,972	0,569	1,000	0,254	2,228	198,038
93,937	0,100	1,000	0,008	2,294	198,038

Uma vez que há quatro funções objetivo no problema, não há uma representação gráfica possível, porém, calculando o volume do TAU para cada solução, a Figura 5.21 apresenta uma concentração das soluções em uma região do espaço, tanto para as pressões máximas, quanto para pressões mínimas.

O eixo X é o volume do RHO em m³, o eixo Y é o volume do TAU em m³ e o eixo Z representa as cargas de pressões máximas (Figura 5.21 (a)) e mínimas (Figura 5.21 (b)) em mca. Nota-se que há uma concentração em ambas as figuras em um plano X-Z cujo valor de Y é próximo de zero, conforme citado anteriormente.

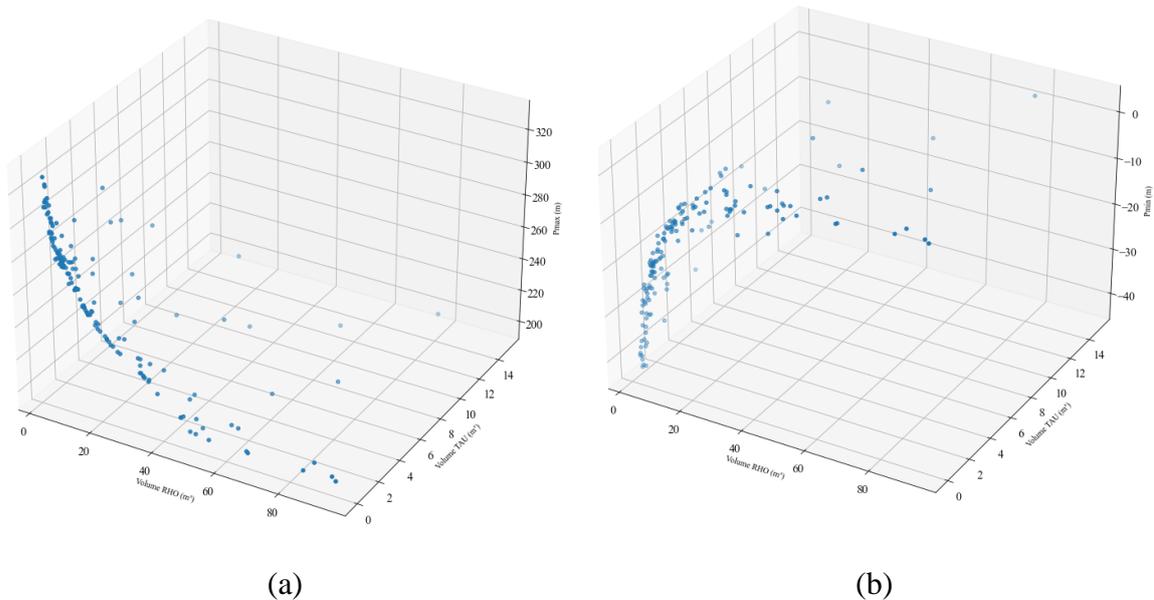


Figura 5.21 – Representação em 3D das soluções do cenário 2: (a) RHO – TAU – Pressão máxima; (b) RHO – TAU – Pressão mínima.

5.2.3 - Comparação entre os cenários 1 e 2

Conforme mostrado anteriormente, dois cenários são considerados: no primeiro, o sistema possui um RHO e ventosas e o alvo da otimização é o volume do RHO, além das pressões do sistema. No segundo, há um RHO, ventosas e um TAU e são otimizados tanto o volume do RHO, quanto a altura e o diâmetro do TAU juntamente com as pressões do sistema. Além disso, a topologia do sistema existente da EEAT Mestre D'Armas é utilizada.

A Figura 5.6 e a Figura 5.16(a) apresentam a Frente Pareto sem restrições para o cenário 1 e o cenário 2, respectivamente. Não há diferenças significativas no intervalo de valores do volume do RHO apresentados pelos diferentes conjuntos, além disso, a variação de pressão e o comportamento do RHO no sistema em ambos os cenários são aproximados.

Assim, é possível afirmar que tanto as ventosas quanto o TAU atuam satisfatoriamente juntamente com o RHO no combate às subpressões, além de possuírem níveis equiparados de atuação neste sistema. Porém, quando comparados em termos de custo, as ventosas são mais vantajosas, uma vez que os tanques necessitam de uma área maior, estruturas de concreto e fundação para serem alocados, além do arranjo hidráulico com a adutora. Já as ventosas são de menor porte e podem ser instaladas diretamente na linha de recalque, caso a tubulação seja aérea ou carecem apenas de uma caixa de alvenaria para sua proteção caso a tubulação esteja enterrada.

Portanto, o decisor possui soluções satisfatórias para a proteção do sistema independente do cenário escolhido e pode optar pela opção mais coerente com seus objetivos. No entanto, o cenário 1 se mostra mais apropriado em relação ao custo.

6 - CONCLUSÕES

Este trabalho propôs o dimensionamento ótimo de dispositivos de proteção contra transientes hidráulicos numa adutora por bombeamento através da utilização dos algoritmos genéticos NSGA-II e NSGA-III. Uma estação elevatória de água tratada real foi simulada e analisada.

Dois cenários foram criados a fim de avaliar o comportamento do sistema com combinações diferentes de dispositivos de proteção e analisar quão efetivos eles são para a segurança da elevatória. No primeiro, o sistema possui um RHO e ventosas e o alvo da otimização é o volume do RHO, além das pressões do sistema. No segundo, há um RHO, ventosas e um TAU e são otimizados tanto o volume do RHO, quanto a altura e o diâmetro do TAU junto com as pressões do sistema.

Os resultados indicaram a eficácia de ambos os algoritmos de otimização em busca de soluções ótimas que atendem adequadamente às necessidades de adutoras de água sob efeitos de transientes hidráulicos. O algoritmo NSGA III proporcionou soluções mais uniformemente distribuídas e reduziu as descontinuidades na frente de Pareto, tornando essas soluções mais adequadas para as análises deste estudo. Porém, diante da complexidade do problema, há um alto custo computacional associado, o que reforça a importância da análise multiobjetivo na tomada de decisão, a fim de reduzir parâmetros subjetivos no projeto de sistemas de grande porte como o avaliado neste trabalho.

Quanto à análise dos cenários, é possível afirmar que tanto as ventosas quanto o TAU atuam satisfatoriamente juntamente com o RHO no combate às subpressões, além de possuírem níveis equiparados de atuação neste sistema. Porém, quando comparados em termos de custo, as ventosas são mais vantajosas, uma vez que os tanques necessitam de uma estrutura mais robusta. Já as ventosas são de menor porte e podem ser instaladas diretamente na linha de recalque.

Ademais, é visto que o esvaziamento é mais expressivo que o enchimento do RHO, o que mostra que o dispositivo atuou mais severamente nas sobrepressões em todos os casos. Isso se dá pela ausência de outro equipamento no sistema além do RHO que atue contra às sobrepressões.

O volume do RHO não sofre grande influência das dimensões do TAU, uma vez que é possível utilizar diferentes tamanhos de RHOs com um mesmo volume do tanque e vice-versa. Ademais, a variação no volume do RHO afeta diretamente as condições da variação das pressões, mostrando que este dispositivo é o principal na proteção deste sistema contra o transiente hidráulico.

Além disso, a pressão mínima é o parâmetro mais influente nas simulações, uma vez que dividiu o conjunto de volumes do Reservatório Hidropneumático das Frentes Pareto em três regiões: região de separação de coluna líquida de água, região de pressões negativas e a região de pressões positivas. A razão de ar e volume total do RHO e pressões máximas também foram avaliadas.

Neste sentido, a fim de garantir a operação segura do sistema, de acordo com a NBR 12.215-1: PROJETO DE ADUTORAS DE ÁGUA - PARTE 1: REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA, apenas o último grupo mencionado anteriormente apresenta soluções viáveis em ambos os cenários. Estas soluções garantem segurança ao sistema, no entanto, RHOs de grandes dimensões como estes podem ser bastante custosos.

No entanto, se garantir a estanqueidade e o funcionamento adequado da adutora de água, pressões ligeiramente negativas não afetarão o desempenho e a segurança do sistema, além de reduzir significativamente o volume do RHO. Assim, soluções na região de pressões negativas de ambos os cenários são viáveis. O RHO real possui um volume de 17,7 m³ e protege satisfatoriamente o sistema real, o que reforça a inclusão de ambos os grupos na análise de compensação (*trade-off*).

Por fim, o modelo agregado de simulação e otimização utilizado neste trabalho pode ser utilizado satisfatoriamente na etapa de projeto de estações elevatórias de água a fim de proporcionar boas soluções para o sistema e auxiliar o projetista na tomada de decisão.

Após o término deste estudo, tem-se como sugestões para trabalhos futuros: incluir na otimização o local de instalação dos equipamentos; utilizar um método de otimização mais rápido, haja vista o alto custo computacional; empregar mais funções objetivo na análise; e avaliar outros dispositivos de proteção, bem como outros parâmetros relevantes no dimensionamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abbott, M. B. (1996). *An Introduction to the Method of Characteristics*. American Elsevier Co., New York City, New York, USA.
- Abdelhafidh, M.; Fourati, M.; Chaari Fourati, L. (2020). “A genetic algorithm-based intelligent solution for water pipeline monitoring system in a transient state”. *Concurrency and Computation: Practice and Experience*, v. 34, n. 7.
- Adasa, Agência Reguladora de Águas, Energia e Saneamento do Distrito Federal. (2020). “Relatório de Vistoria e Fiscalização - RVF/COFA/03/2020”. Disponível em: https://www.adasa.df.gov.br/images/storage/area_de_atuacao/abastecimento_agua_e_sgotamento_sanitario/fiscalizacao/relatorios_vistoria_fiscalizacao_rvf/2020/SEI_GD F-54834825-RelatorioCorumbaIV-sintese%202020.pdf . Acesso: dez. 2022.
- Afshar, H., Kerachian, R., Bazargan-Lari, M. R., & Niktash, A. R. (2008). “Developing a closing rule curve for valves in pipelines to control the water hammer impacts: Application of the NSGA-II optimization model”. *Pipelines 2008: Pipeline Asset Management: Maximizing Performance of our Pipeline Infrastructure*. p. 1-10.
- Bermad. (2022). “Válvula de Controle Antecipadora de Onda”. Disponível em: <https://www.bermad.com/br/product/modelo-735-m/>. Acesso: dez. 2022.
- Bermo. (2022). “Ventosa de Trílice Função - Ferro Fundido”. Disponível em: <https://bermo.com.br/produtos/detalhes/ventosa-de-triplice-funcao-ferro-fundido/>. Acesso: dez. 2022.
- Blank, J.; Deb, K. (2020). “Pymoo: Multi-Objective Optimization in Python”. *IEEE Access*, v. 8, p. 89497–89509.
- Bonin, C. C. (1960). “Water-hammer damage to Oigawa power station”. *Journal of Engineering for Power*, v. 82, n. 2, p. 111-116.
- Barbosa, J. M. C.; Castro, M. A. H. (2014). “Modelagem Computacional da Válvula Antecipadora de Onda como Mecanismo de Alívio para o Golpe de Aríete.” *RBRH - Revista Brasileira de Recursos Hídricos*. v. 19. n. 2, p. 101-114.
- Barbosa, M. P. R.; Castro, M. A. H.; Araújo, J. K. (2006). “Modelagem Computacional de Chaminés de Equilíbrio e Tanques de Admissão Unidirecional como Dispositivos Atenuadores do Golpe de Ariete em Adutoras”. *VI SEREA (Seminário IberoAmericano Sobre Sistemas de Abastecimento Urbano de Água*, João Pessoa. Anais do VI SEREA. v. 1. p. 1-15.

- Boulos, P. F.; Karney, B. W.; Wood, D. J.; Lingireddy, S. (2005). “Hydraulic Transient Guidelines for Protecting Water Distribution Systems”. *Journal - American Water Works Association*, v. 97, n. 5, p. 111–124.
- Chaudhry, M. H. (2014). *Applied Hydraulic Transients*. New York, NY: Springer New York.
- Das, I.; Dennis, J. E. (1998). “Normal-Boundary Intersection: A New Method for Generating the Pareto Surface in Nonlinear Multicriteria Optimization Problems”. *SIAM Journal on Optimization*, v. 8, n. 3, p. 631–657.
- DHAKAL, R.; Zhou, J.; Palikhe, S.; Bhattarai, K. P. (2020). “Hydraulic Optimization of Double Chamber Surge Tank Using NSGA-II”. *Water*, v. 12, n. 2, p. 455.
- De Buck, V.; López, C. A. M.; Nimmegeers, P.; Hashem, I.; Van Impe, J. (2019). “Multi-objective optimisation of chemical processes via improved genetic algorithms: A novel trade-off and termination criterion”. *Computer Aided Chemical Engineering*. Elsevier. v. 46p. 613–618.
- Deb, K.; Jain, H. (2014). “An Evolutionary Many-Objective Optimization Algorithm Using Reference-Point-Based Nondominated Sorting Approach, Part I: Solving Problems With Box Constraints”. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, v. 18, n. 4, p. 577–601.
- De Martino, G.; Fontana, N. (2012). “Simplified Approach for the Optimal Sizing of Throttled Air Chambers”. *Journal of Hydraulic Engineering*, v. 138, n. 12, p. 1101–1109.
- Deb, K.; Pratap, A.; Agarwal, S.; Meyarivan, T. (2002). “A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II”. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, v. 6, n. 2, p. 182–197.
- Diniz, A. B. N. (2020). “*Modelagem e Análise de Transitórios Hidráulicos e Cavitação em Linhas de Recalque com Ventosas*”. Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília.
- Elliot, R. C.; Liou, J. C. P.; Peterson, R. C. (2008). “Sizing and Design of an Air Chamber — Transient Modeling Results and Field Test Comparisons”. *Eighth Annual Water Distribution Systems Analysis Symposium (WDSA)*. Cincinnati, Ohio, United States: American Society of Civil Engineers. Disponível em: <<http://ascelibrary.org/doi/abs/10.1061/40941%28247%2958>>. Acesso em: 10 set. 2022.

- Goldberg, David E. (1989). *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*. Reading, Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company.
- Huang, Y.; Zheng, F.; Duan, H. F.; Zhang, Q. (2020). “Multi-Objective Optimal Design of Water Distribution Networks Accounting for Transient Impacts”. *Water Resources Management*, v. 34, n. 4, p. 1517–1534.
- Huo, J. (2011). “Surge Protections for a Major Raw Water Pump and Pipeline System”. *World Environmental and Water Resources Congress 2011*. Palm Springs, California, United States: American Society of Civil Engineers. Disponível em: <<http://ascelibrary.org/doi/10.1061/41173%28414%29171>>. Acesso em: 27 dez. 2022
- Jung, B. S.; Karney, B. W. (2006). “Hydraulic Optimization of Transient Protection Devices Using GA and PSO Approaches”. *Journal of Water Resources Planning and Management*, v. 132, n. 1, p. 44–52.
- Kim, H.; Hur, J.; Kim, S. (2017). “The optimization of design parameters for surge relief valve for pipeline systems”. *Applied Mathematics And Computer Science: Proceedings Of The 1st International Conference On Applied Mathematics And Computer Science*. Roma, Itália.
- Martins, J. V. G. (2009). “*Comportamento Dinâmico de Sistemas Elevatórios*”. Dissertação de Mestrado, Universidade do Porto, Porto, Portugal.
- Mehmood, K.; Zhang, B.; Jalal, F. E.; Wan, W. (2023). “Transient flow analysis for pumping system comprising pressure vessel using unsteady friction model”. *International Journal of Mechanical Sciences*, v. 244, p. 108093.
- Melo, A. de M. (2019). “*Estudos hidrelétricos: análise sobre teoria e prática aplicada*”. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora.
- Moghaddas, S. M. J.; Samani, H. M. V.; Haghghi, A. (2016). “Transient protection optimization of pipelines using air-chamber and air-inlet valves”. *KSCE Journal of Civil Engineering*, v. 21, n. 5, p. 1991–1997.
- Morimoto, L. (2023). “*Análise de um Sistema de Bombeamento durante Escoamento em Regime Transiente: Estudo de Caso Elevatória Mestre D’armas*”. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade de Brasília, Brasília.
- Nicklow, J.; Reed, P.; Savic, D.; Dessalegne, T.; Harrell, L.; Chan-Hilton, A.; Karamouz, M.; Minsker, B.; Ostfeld, A.; Singh, A.; Zechman, E. (2010). “State of the Art for Genetic Algorithms and Beyond in Water Resources Planning and Management”. *Journal of Water Resources Planning and Management*, v. 136, n. 4, p. 412–432.

- Peters, R.; Hill, T. (2019). “Proven Surge Control Strategies for Transmission Pipelines”. *Pipelines 2019*. Nashville, Tennessee: American Society of Civil Engineers. Disponível em: <<http://ascelibrary.org/doi/10.1061/9780784482506.014>>. Acesso em: 10 set. 2022
- Pothof, I.; Karney, B. (2012). “Guidelines for Transient Analysis in Water Transmission and Distribution Systems”. OSTFELD, A. *Water Supply System Analysis - Selected Topics*.
- Ramezani, L.; Karney, B.; Malekpour, A. (2015). “The Challenge of Air Valves: A Selective Critical Literature Review”. *Journal of Water Resources Planning and Management*, v. 141, n. 10, p. 04015017.
- Ramos, H.; Covas, D.; Borga, A.; Loureiro, D. (2004). “Surge damping analysis in pipe systems: modelling and experiments”. *Journal of Hydraulic Research*, v. 42, n. 4, p. 413–425.
- Saint-Gobain. (2023). “Catálogo Saint-Gobain Canalização – Versão 2023.1”.
- Siddiqui, M. A.; Ahmed, H.; Javed, M. B.; Shahid, U. (2019). “Numerical analysis and parametric optimization of surge protection devices in a long up-pumping water pipeline”. *Journal of Mechanical Science and Technology*, v. 33, n. 1, p. 367–376.
- Skulovich, O.; Perelman, L.; Ostfeld, A. (2014). “Optimization of Surge Protection Devices in Water Distribution Systems”. *World Environmental and Water Resources Congress 2014*. Portland, Oregon: American Society of Civil Engineers.
- Smith, R. S. (2005). “Simulation of Hydropneumatic Tanks in Computer Pipe Network Models”. *Journal of Hydraulic Engineering*, v. 131, n. 10, p. 909–911.
- Soares, A. K. (2007). “*Calibração e detecção de vazamentos em modelos de sistemas hidráulicos no escoamento transitório*”. Doutorado em Hidráulica e Saneamento—São Carlos: Universidade de São Paulo, São Paulo.
- Soares, A. K.; Covas, D. I. C.; Ramos, H. M. (2013). “Damping Analysis of Hydraulic Transients in Pump-Rising Main Systems”. *Journal of Hydraulic Engineering*, v. 139, n. 2, p. 233–243.
- Srinivas, N.; Deb, K. (1994). “Multiobjective Optimization Using Nondominated Sorting in Genetic Algorithms”. *Evolutionary Computation*, v. 2, n. 3, p. 221–248.
- Teixeira, L. F. C.; Silveira Neto, J. P.; Sanders Neto, V. C.; Paiva, B. A.; Barbosa, J. M. C.; Castro, M. A. H. (2023). “Pré-dimensionamento de válvulas de alívio a partir do cálculo de volume expulso de água durante transitório hidráulico”. *Revista DAE*, v. 71, n. 241, p. 224–233.

- Wood, D. J.; Lingireddy, S.; Boulos, P. F.; Karney, B. W.; McPherson, D. L. (2005). “Numerical methods for modeling transient flow”. *Journal AWWA*. p. 12.
- Wylie, E. B.; Streeter, V. L. (1993). *Fluid transients in systems*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall.
- Youssef, L. E. M. (2021). “*Avaliação do Comportamento de um Reservatório Hidropneumático durante Transitório Hidráulico em Sistema de Bombeamento. Estudo de Caso da EAT Mestre D'Armas*”. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade de Brasília, Brasília.