



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo

GUSTAVO MEIRELLES LIMA

**Geração de Energia e Controle de Pressão em
Redes de Abastecimento de Água Utilizando
Bombas Funcionando como Turbina**

**CAMPINAS
2017**

GUSTAVO MEIRELLES LIMA

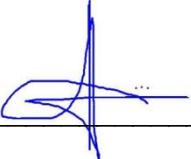
**Geração de Energia e Controle de Pressão em
Redes de Abastecimento de Água Utilizando
Bombas Funcionando como Turbina**

Tese de Doutorado apresentada a Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo da Unicamp, para obtenção do título de Doutor em Engenharia Civil na área de Recursos Hídricos, Energéticos e Ambientais

Orientador: Prof. Dr. Edevar Luvizotto Junior

Este exemplar corresponde à versão final da tese defendida pelo aluno Gustavo Meirelles Lima, orientado pelo prof. Dr. Edevar Luvizotto Junior.

Assinatura do Orientador



**CAMPINAS
2017**

Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s): CNPq, 142324/2014-0

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1971-3970>

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

L628g Lima, Gustavo Meirelles, 1987-
Geração de energia e controle de pressão em redes de abastecimento de água utilizando bombas funcionando como turbina / Gustavo Meirelles Lima. – Campinas, SP : [s.n.], 2017.

Orientador: Edevar Luvizotto Junior.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo.

1. Turbinas. 2. Abastecimento de água. 3. Otimização. 4. Transitórios hidráulicos. I. Luvizotto Junior, Edevar, 1961-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Energy recovery and pressure control in water distribution networks using pumps as turbine

Palavras-chave em inglês:

Turbines

Water supply

Optimization

Hydraulic transients

Área de concentração: Recursos Hídricos, Energéticos e Ambientais

Titulação: Doutor em Engenharia Civil

Banca examinadora:

Edevar Luvizotto Junior [Orientador]

Helena Margarida Machado da Silva Ramos

Jose Gilberto Dalfré Filho

Alexandre Kepler Soares

Joaquin Izquierdo Sebastian

Data de defesa: 15-12-2017

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Civil

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL, ARQUITETURA E
URBANISMO

Geração de Energia e Controle de Pressão em Redes de
Abastecimento de Água Utilizando Bombas Funcionando como
Turbina

Gustavo Meirelles Lima

Tese de Doutorado aprovada pela Banca Examinadora, constituída por:

Prof. Dr. Edevar Luvizotto Junior

Presidente e Orientador / Universidade Estadual de Campinas

Profa. Dra. Helena Margarida Machado da Silva Ramos

Instituto Superior Técnico

Prof. Dr. Jose Gilberto Dalfré Filho

Universidade Estadual de Campinas

Prof. Dr. Alexandre Kepler Soares

Universidade Federal de Goiás

Prof. Dr. Joaquin Izquierdo Sebastian

Universitat Politècnica de València

A ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 15 de Dezembro de 2015

AGRADECIMENTOS

À minha mãe, Suzana Monteiro Meirelles, minha avó, Mariza Vasquez Monteiro Meirelles e ao meu irmão, Diogo Meirelles Lima, por sempre me apoiarem incondicionalmente.

Ao meu orientador, prof. Edevar Luvizotto Junior, pela orientação e confiança na realização deste trabalho, e pela amizade sincera.

À minha orientadora durante o período de doutorado sanduíche, profa. Helena Ramos, por ter proporcionado uma grande experiência acadêmica e pelo auxílio no trabalho desenvolvido.

A todos os colegas do Laboratório de Hidráulica Computacional pelo companheirismo, em especial ao Bruno Melo Brentan e à Isabela Niedo Marchiori, que participaram ativamente no desenvolvimento do trabalho.

Ao CNPq, pelo apoio financeiro através de bolsa de doutorado, possibilitando o desenvolvimento da pesquisa.

*"A good pace is a suicide pace, and today
is a good day to die"*

*Steve Prefontaine,
middle and long-distance runner*

RESUMO

Potenciais de geração de energia em sistemas de abastecimento de água são cada vez mais estudados e explorados. Devido à baixa potência encontrada na maioria dos locais, a alternativa que apresenta uma melhor relação custo/benefício utiliza as bombas funcionando como turbina (BFTs). Entretanto, há uma grande dificuldade na seleção destes equipamentos e na obtenção de sua curva característica de operação. Para os casos onde se deseja a utilização de BFTs em substituição às válvulas redutoras de pressão (VRPs), esta curva é fundamental para a avaliação técnica e econômica do projeto, devido ao comportamento dinâmico do sistema. Os efeitos de sua operação terão um impacto direto no abastecimento, podendo inclusive causar transitórios hidráulicos, prejudiciais ao sistema. Desta forma, este trabalho busca encontrar uma solução ótima para o uso de BFTs para geração de energia e controle de pressão em substituição às VRPs. Para tanto, foi desenvolvido um modelo de simulação hidráulica em regime permanente e em regime transitório e um método de seleção e localização de BFTs para aplicações em redes de abastecimento de água, otimizando o controle de pressão e a produção de energia. Além disso, alternativas para melhoria da operação, como geração em rotação variável, uso de BFTs em paralelo e redimensionamento da rede também foram estudadas. Por fim, foram avaliados os impactos dos transitórios causados pela sua operação, identificando a necessidade de leis de manobra adequadas.

Palavras-chave: bombas funcionando como turbina, microgeração, otimização, transitórios hidráulicos.

ABSTRACT

Energy production in water supply systems are increasingly studied and explored. Due to the low power available in most places, the best cost/benefit alternative uses Pumps as Turbines (PAT). However, it is not an easy task to choose the adequate equipment and its respective characteristic curves. Whenever a PAT is used to substitute a PRV, the PAT operation curve is critical to the technical and economical success of the project, considering the dynamic behavior of the system. The effects of its operation will have a direct impact on the water supply, and may also cause harmful transients to the system. Thus, the objective of this study is to find an optimal solution when using a PAT to substitute a PRV for pressure control and energy production. Therefore, a hydraulic model to simulate both steady and unsteady conditions was also developed. A method to select and to locate PAT in water supply networks was developed, optimizing the pressure control and energy production. In addition, alternatives to improve the operation, such as generation with variable speed, use of PATs in parallel and redesign of network pipes were also studied. Finally, the effects of eventual hydraulic transients due to the operation was evaluated, enabling operation rules, with respective adequate maneuvers.

Keywords: pump as turbines, microgeneration, optimization, hydraulic transients.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Malha de cálculo do MOC.....	27
Figura 2.2 - Seções extremas da tubulação.	29
Figura 2.3 - Esquema das interligações em um nó.	30
Figura 2.4 - Esquema de um elemento não-tubo.	31
Figura 2.5 - a) Curvas de carga e torque no plano de Suter; b) Curvas adimensionais na zona de operação como turbina	46
Figura 2.6 - Influência das parcelas de inércia, cognitiva e social no processo de busca	49
Figura 2.7 - Fluxograma do algoritmo de otimização PSO	50
Figura 2.8 - Esquema da organização de classes dentro do programa	51
Figura 2.9 - Esquema da rede para validação do modelo hidráulico	51
Figura 2.10 – Exemplo da análise em regime permanente a) Vazão do tubo 8; b) Função erro.....	53
Figura 2.11 – Resultados do caso de desligamento da bomba a) Pressão do nó 8; b) Vazão do tubo 9.....	54
Figura 2.12 – Esquema de uma adutora para validação da modelagem da VRP	54
Figura 2.13 – Resultados de abertura de válvula com regulagem de pressão pela VRP	55
Figura 2.14 – Esquema de uma adutora para validação da modelagem da BFT	55
Figura 2.15 – Resultados do caso de desligamento da BFT a) atrito em regime permanente; b) Atrito em regime transitório	56
Figura 3.1 - Esquema do elemento não-tubo, "tubo+BFT" (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017).....	58
Figura 3.2 - Fluxograma de seleção e localização de BFT (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017).....	60
Figura 3.3 - Esquema da rede 1 e localização da BFT (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017)	61
Figura 3.4 - Comportamento da função objetivo em função do ponto de operação da BFT para o exemplo 1: a) Sem penalização; b) Com penalização (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017)	62

Figura 3.5 - Zonas de pressão da rede 1 para os períodos de mínimo e máximo consumo (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017)	63
Figura 3.6 - Pressão do nó crítico do exemplo 1 (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017)	63
Figura 3.7 - a) Comparação da pressão do nó crítico para os diferentes métodos de seleção de BFT; b) Campo de viabilidade da BFT (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017)	64
Figura 3.8 - Esquema da rede 2 e localização das BFTs (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017).....	65
Figura 3.9 - Zonas de pressão da rede 2 para o período de maior consumo (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017)	66
Figura 3.10 - Pressão dos nós críticos do exemplo 2: a) Nó 8; b) Nó 17 (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017)	66
Figura 3.11 - Esquema da rede 3 e localização das BFTs (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017).....	67
Figura 3.12 - Zonas de pressão da rede 3 para o período de maior consumo (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017)	68
Figura 3.13 - Pressão dos nós críticos do exemplo 3: a) Nó 11; b) Nó 53 (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017)	69
Figura 4.1 - Fluxograma para seleção e operação de BFTs que operem com rotação variável (Fonte: ^b Meirelles et al, 2017)	73
Figura 4.2 - Resultados do exemplo 1: a) Pressão do nó crítico; b) Rotação das BFTs (Fonte: ^b Meirelles et al, 2017)	74
Figura 4.3 - Rede do proposta por Jowitt e Xu (1990) e adaptada por Araújo et al (2006) e localização das BFTs	75
Figura 4.4 - Resultados do exemplo 2: a) Vazamentos; b) Variação da pressão na rede; c) Rotação das BFTs	77
Figura 4.5 - Setorização da rede Campos do Conde II para instalação das BFTs (Fonte: ^b Meirelles et al, 2017)	78
Figura 4.6 - Resultados do exemplo 3: a) Pressão; b) Vazamento; c) Rotação das BFTs (Fonte: ^b Meirelles et al, 2017)	79
Figura 5.1 - Padrões de consumo: a) diário; b) mensal (Fonte: ^c Meirelles et al, 2017)	81
Figura 5.2 - Correlação entre o consumo de água e energia e projeção de crescimento (Fonte: ^c Meirelles et al, 2017)	82
Figura 5.3 - Histórico de reajustes da tarifa de energia (Fonte: ANEEL, 2016)	83

Figura 5.4 - Custos de implantação da micro central em função da potência disponível (Fonte: adaptado de Vilanova, 2007)	84
Figura 5.5 - Fluxograma para dimensionamento de redes de abastecimento de água com micro centrais hidrelétricas (Fonte: °Meirelles et al, 2017).....	86
Figura 5.6 - Esquema do setor Laudissi e localização da BFT (Fonte: °Meirelles et al, 2017).....	86
Figura 5.7 - Campo de viabilidade da BFT para o setor Laudissi (Fonte: °Meirelles et al, 2017).....	88
Figura 5.8 - Resultados do dimensionamento do setor Laudissi: a) Evolução da função objetivo; b) Comparação entre os diâmetros obtidos; c) Pressão do nó crítico ao longo da vida útil do sistema (Fonte: °Meirelles et al, 2017)	89
Figura 5.9 - Resultados do dimensionamento do setor Campos do Conde II: a) Evolução da função objetivo; b) Comparação entre os diâmetros obtidos; c) Pressão do nó crítico ao longo da vida útil do sistema (Fonte: °Meirelles et al, 2017).....	91
Figura 6.1 - Esquema da bancada experimental	94
Figura 6.2 - Transientes hidráulicos causados pela alteração da rotação da BFT	95
Figura 6.3 - Transientes hidráulicos causados pelo fechamento de válvulas	96
Figura 6.4 - Transientes hidráulicos causados pela abertura de válvulas.....	96
Figura 6.5 - Transientes hidráulicos causados pela rotação de disparo	98
Figura 6.6 - Comportamento da BFT em diferentes rotações de disparo	98
Figura 6.7 - Redução da vazão em função da rotação de disparo	99
Figura 6.8 - Pressão no nó crítico durante a alteração de rotação da BFT: a) Aumento da rotação; b) Redução da rotação	100
Figura 6.9 - Manobra rápida na válvula de controle a jusante da BFT: a) Fechamento; b) Abertura	101
Figura 6.10 - Manobra lenta na válvula de controle a jusante da BFT: a) Fechamento; b) Abertura	101
Figura 6.11 - Surto de pressão a montante da BFT durante o fechamento da válvula: a) Manobra rápida; b) Manobra lenta	102

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1- Zonas de operação de uma máquina hidráulica (Fonte: Meirelles e Luvizotto Jr, 2017)	44
Tabela 2.2 - Resultados dos nós em regime permanente	52
Tabela 2.3 - Resultados dos tubos em regime permanente	52
Tabela 3.1- Resultados da seleção e localização da BFT para o exemplo 1 (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017)	62
Tabela 3.2 - Resultados da seleção e localização da BFT para o exemplo 2 (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017)	65
Tabela 3.3 - Resultados da seleção e localização da BFT para o exemplo 3 (Fonte: ^a Meirelles et al, 2017)	68
Tabela 4.1 - Resultados da operação em rotação variável para o exemplo 1 (Fonte: ^b Meirelles et al, 2017)	75
Tabela 4.2 - Resultados da operação em rotação variável para o exemplo 2	77
Tabela 4.3 - Resultados da operação em rotação variável para o exemplo 3 (Fonte: ^b Meirelles et al, 2017)	79

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BEP	<i>Best Efficiency Point</i> - Ponto de máxima eficiência
BFT	Bomba Funcionando como Turbina
MOC	<i>Method of Characteristics</i> - Método das Características
PID	Proporcional Integral Derivativo
PSO	<i>Particle Swarm Optimization</i> - Otimização por Enxame de Partículas
VPL	Valor Presente Líquido
VRP	Válvula Redutora de Pressão
WCM	<i>Wave Characteristic Method</i> - Método da Onda Característica

LISTA DE SÍMBOLOS

a	celeridade [m/s]; coeficiente de ajuste polinomial da curva carga x vazão [m/(m ³ /s) ²]; coeficiente de ajuste da curva de potência carga x vazão
a^*	celeridade fictícia para cálculo em regime permanente [m/s]
a_j	coeficiente do ajuste trigonométrico para a curva $WH(x)$
a_j'	coeficiente do ajuste trigonométrico para a curva $WB(x)$
A	matriz do sistema do ajuste trigonométrico
A_s	área da seção transversal da tubulação [m ²]
A_{sc}	área da seção de controle da VRP [m ²]
A_R	área do reservatório [m ²]
b	coeficiente de ajuste polinomial da curva carga x vazão [m/(m ³ /s)]; coeficiente de ajuste da curva de potência carga x vazão
b_j	coeficiente do ajuste trigonométrico para a curva $WH(x)$
b_j'	coeficiente do ajuste trigonométrico para a curva $WB(x)$
B	constante da tubulação [s/m ²]; vetor solução do sistema do ajuste trigonométrico
BA	coeficiente angular - característica positiva (MOC) [s/m ²]
BB	coeficiente angular - característica negativa (MOC) [s/m ²]
BN	coeficiente angular da equação geral do nó [m ² /s]
BN_1	coeficiente angular da equação geral do nó de montante [m ² /s]
BN_2	coeficiente angular da equação geral do nó de jusante [m ² /s]
BN_e	coeficiente angular da equação do elemento não tubo [m ² /s]
c	coeficiente de ajuste polinomial da curva carga x vazão [m]
C_g	coeficiente de correção da abertura do distribuidor
C_H	coeficiente adimensional de altura da bomba
C_M	coeficiente adimensional de momento da bomba
C_Q	coeficiente adimensional de vazão da bomba
C_v	coeficiente de perda de carga localizada da VRP
C_s	coeficiente de correção de parâmetros hidráulicos da BFT
CA	coeficiente linear, característica positiva (MOC) [m]
CB	coeficiente linear, característica negativa (MOC) [m]

CD	custo unitário em função do diâmetro da tubulação [\$/m]
CE	benefício obtido com a geração de energia da microcentral [\$/s]
CM	custo referente à microcentral [\$/s]
CT	custo referente às tubulações [\$/m]
dem	demanda associada a um nó [m^3/s]
D	diâmetro da tubulação [m]
DWB	derivada da função $WB(x)$
DWH	derivada da função $WH(x)$
$erro$	diferença da vazão nos tubos nos instantes i e $i+1$
E	energia [kWh]
EN	coeficiente linear da equação geral do nó [m^3/s]
EN_1	coeficiente linear da equação geral do nó de montante [m^3/s]
EN_2	coeficiente linear da equação geral do nó de jusante [m^3/s]
EN_e	coeficiente linear da equação geral do elemento não-tubo [m^3/s]
f	fator de atrito
f^*	fator de atrito fictício para cálculo em regime permanente
f_i	valor de WH ou WB no ponto x_i
F	coeficiente de ajuste polinomial
F_H	equação de carga da bomba utilizando o plano de Suter
F_M	equação de momento da bomba utilizando o plano de Suter
FO	função objetivo
g	aceleração da gravidade [m/s^2]
G	coeficiente de ajuste polinomial; parâmetro geométrico de uma bomba; melhor posição ocupada pelo grupo
h	relação adimensional de altura
H	carga piezométrica [m]
H_A	carga piezométrica no instante t e ponto A [m]
H_B	carga piezométrica no instante t e ponto B [m]; altura da bomba [m]
H_{BEP}	altura no ponto de máxima eficiência da bomba [m]
H_P	carga piezométrica no instante $t+1$ e ponto P [m]
H_{P1}	carga piezométrica no instante $t+1$ no nó de montante [m]
H_{P2}	carga piezométrica no instante $t+1$ no nó de jusante [m]
H_{PR}	nível d'água do reservatório no instante $t+1$ [m]
H_R	nível d'água do reservatório [m]

HN	carga piezométrica do nó [m]
HN_1	carga piezométrica do nó de montante [m]
HN_2	carga piezométrica do nó de jusante [m]
i	taxa de juros [%]
I	momento de inércia polar das partes girantes [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
K	coeficiente de vazamentos [$\text{l/s}\cdot\text{m}^{1/2}$]
K_B	constante da bomba
L	comprimento da tubulação [m]
L^*	comprimento fictício para cálculo em regime permanente [m]
M	número de termos da série do ajuste trigonométrico
M_0	momento resistente no instante t [$\text{N}\cdot\text{m}$]
M_m	momento motor [$\text{N}\cdot\text{m}$]
M_p	momento resistente no instante $t+1$ [$\text{N}\cdot\text{m}$]
M_r	momento resistente [$\text{N}\cdot\text{m}$]
MB	matriz auxiliar do ajuste trigonométrico
n	rotação [rpm]
n_0	rotação no instantes t [rpm]
n_p	rotação no instante $t+1$ [rpm]
n_s	rotação específica
N	número de subdivisões de um tubo (MOC); número de dados utilizados no ajuste trigonométrico
NN	número de nós da rede
NR	número de reservatórios da rede
NT	número de tubos da rede
p	pressão [m]
p_e	pressão de entrada da VRP [m]
p_{min}	pressão mínima admissível na rede [m]
p_n	pressão do nó [m]
p_s	pressão de saída da VRP [m]
P	melhor posição ocupada pela partícula
Pen_n	penalização devido à violação dos limites de rotação
Pen_p	penalização devido à violação da pressão mínima
Pen_Q	penalização devido à violação da vazão mínima

q	relação adimensional de vazão
q_p	relação adimensional de vazão no instante $t+1$
Q	vazão [m^3/s]
Q_A	vazão no instante t e ponto A [m^3/s]
Q_B	vazão no instante t e ponto B [m^3/s]; vazão da bomba [m^3/s]
Q_{BEP}	vazão no ponto de máxima eficiência da bomba [m^3/s]
Q_{el}	vazão do elemento não-tubo [m^3/s]
Q_{piloto}	vazão da válvula piloto da VRP [m^3/s]
Q_P	vazão no instante $t+1$ e ponto P [m^3/s]
Q_{P1}	vazão no instante $t+1$ no nó de montante [m^3/s]
Q_{P2}	vazão no instante $t+1$ no nó de jusante [m^3/s]
Q_V	vazão da VRP [m^3/s]
r	relação adimensional de rendimento
R	fator de resistência da tubulação [$\text{m}/(\text{m}^3/\text{s})^2$]
S	função erro a ser minimizada
t	tempo [s]
t_a	custo de produção da água [$\$/\text{m}^3$]
t_e	tarifa de energia [$\$/\text{kWh}$]
TC	número de tubos convergentes
TD	número de tubos divergentes
V	velocidade do escoamento [m/s]; velocidade da partícula
WB	coeficiente adimensional de momento no plano de Suter
WH	coeficiente adimensional de altura no plano de Suter
x	posição [m]
x_A	posição no instante t e ponto A [m]
x_B	posição no instante t e ponto B [m]
x_P	posição no instante $t+1$ e ponto P [m]
X	vetor com os coeficientes de a_j e b_j do ajuste trigonométrico; posição da partícula
y_i	valor real de WH ou WB no ponto x_i
α	relação adimensional de rotação; fator de penalização
α_{abre}	constante de abertura da válvula piloto da VRP
α_{fecha}	constante de fechamento da válvula piloto da VRP
α_0	relação adimensional de rotação no instante t

α_p	relação adimensional de rotação no instante $t+1$
β	relação adimensional de momento; expoente de vazamento
β_0	relação adimensional de momento resistente no instante t
β_p	relação adimensional de momento resistente no instante $t+1$
γ	peso específico da água [N/m^3]
ε	tolerância do erro de vazão cálculo do regime permanente
η	rendimento
η_{BEP}	rendimento no ponto de máxima eficiência da bomba
λ	multiplicador desconhecido (MOC)
ρ	massa específica da água [kg/m^3]
χ_m	abertura da VRP [m]
Δq	incremento de vazão para solução do método Newton-Raphson
Δt	elemento de discretização do tempo [s]
Δx	elemento de discretização da distância [m]
$\Delta \alpha$	incremento de rotação para solução do método Newton-Raphson

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	21
1.1. OBJETIVOS	22
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1. MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS	25
2.2. MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS APLICADO EM REDES	29
2.3. MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS PARA CÁLCULO EM REGIME PERMANENTE	32
2.4. CONDIÇÕES DE CONTORNO	34
2.4.1. Reservatórios	34
2.4.2. Bombas	34
2.4.3. Válvulas Redutoras de Pressão	38
2.4.4. Bombas Funcionando como Turbina	40
2.5. CURVAS CARACTERÍSTICAS DAS BFTs	42
2.5.1. Ajuste Trigonométrico	46
2.6. ALGORITMO DE OTIMIZAÇÃO	48
2.7. ESTRUTURA COMPUTACIONAL	50
2.8. VALIDAÇÃO DO MODELO	51
2.8.1. Regime Permanente	51
2.8.2. Regime Transitório	53
3. SELEÇÃO E LOCALIZAÇÃO DE BFT EM REDES DE DISTRIBUIÇÃO	57
3.1. CONDIÇÃO DE CONTORNO "TUBO+BFT"	57
3.2. PROCEDIMENTO DE SELEÇÃO DA MÁQUINA	58
3.3. RESULTADOS	60
3.3.1. Exemplo 1	61
3.3.2. Exemplo 2	64
3.3.3. Exemplo 3	67
4. OPERAÇÃO EM ROTAÇÃO VARIÁVEL	70
4.1. MODELAGEM DE BFTs EM ROTAÇÃO VARIÁVEL	70
4.2. DETERMINAÇÃO DA ROTINA OPERACIONAL	71
4.3. RESULTADOS	74
4.3.1. Exemplo 1	74
4.3.2. Exemplo 2	75

4.3.3. Exemplo 3.....	77
5. DIMENSIONAMENTO OTIMIZADO.....	80
5.1. PREVISÃO DE DEMANDA DE LONGO PRAZO	81
5.2. DIMENSIONAMENTO DE REDES COM GERAÇÃO DE ENERGIA.....	83
5.3. RESULTADOS.....	86
5.3.1. Exemplo 1.....	86
5.3.2. Exemplo 2.....	89
6. AVALIAÇÃO DE TRANSITÓRIOS HIDRÁULICOS.....	92
6.1. ENSAIOS LABORATORIAIS	93
6.1.1. Bancada Experimental.....	93
6.1.2. Mudança de Rotação.....	94
6.1.3. Abertura e Fechamento de Válvula.....	95
6.1.4. Rotação de Disparo	97
6.2. SIMULAÇÃO EM REDES DE ABASTECIMENTO	99
6.2.1. Mudança de Rotação.....	99
6.2.2. Abertura e Fechamento de válvula	100
7. CONCLUSÕES.....	103
8. REFERÊNCIAS	105
ANEXO A - DADOS DA REDE DE VALIDAÇÃO	117
ANEXO B - DADOS DA REDE GOMES (2011-A).....	118
ANEXO C - DADOS DA REDE GOMES (2011-B).....	119
ANEXO D - DADOS DA REDE GOMES (2011-C).....	121
ANEXO E - DADOS DA REDE JOWITT E XU (1990)	125
ANEXO F - DADOS DO SETOR LAUDISSI - SANTA BÁRBARA DO OESTE.....	127
ANEXO G - DADOS DA REDE CAMPOS DO CONDE II - PIRACICABA.....	129
ANEXO H - PUBLICAÇÕES.....	135

1. INTRODUÇÃO

Cada vez mais o uso racional dos recursos ambientais é necessário. Em 2014 o Brasil passou por um período de estiagem prolongada, que refletiu tanto na disponibilidade de água para abastecimento quanto na geração de energia elétrica, revelando a fragilidade destes sistemas. Grandes investimentos para aumentar a oferta destes insumos deverão ser feitos nos próximos anos. Entretanto, pequenas ações de otimização em alguns sistemas, como os de abastecimento de água, feitas em grande escala reduziriam a demanda por novas fontes de energia e água, reduzindo os custos e impactos ambientais.

Os sistemas de abastecimento de água no Brasil possuem uma baixa credibilidade no que diz respeito à eficiência. Muitos são os trabalhos que mostram a realidade de grande parte dos sistemas, apresentando elevados índices de perda, baixo rendimento de estações elevatórias, falta de manutenção de equipamentos, falta de planejamento da operação, dentre outros aspectos (Sampaio Filho e Alcalde, 2004; Vieira e Batista, 2008; Braghiroli et al, 2011). As soluções tradicionais para alguns destes problemas são conhecidas, como o uso de Válvulas Redutoras de Pressão (VRPs) para controle de pressão, uso de conversores de frequência para modular a operação dos conjuntos motobombas, reduzindo assim seu consumo de energia, limpeza de adutoras para reduzir a perda de carga, uso de reservatórios no horário de ponta para reduzir a demanda neste período, dentre outras alternativas.

Alguns sistemas são beneficiados por sua topografia, reduzindo a necessidade de estações elevatórias e utilizando apenas a gravidade para realizar a distribuição. Nestes casos, o senso comum é de que o sistema é altamente eficiente, já que praticamente não consome energia elétrica. Entretanto, muitas VRPs são utilizadas nestes locais, desperdiçando a energia de pressão existente, e indo contra o conceito de eficiência energética, que busca otimizar as fontes de energia disponíveis.

Assim, o presente trabalho busca otimizar as redes de abastecimento de água que utilizam VRPs para controle de pressão, substituindo-as por Bombas Funcionando como Turbinas (BFTs), que além de controlar a pressão, deverão produzir energia elétrica, aumentando a eficiência do sistema. O trabalho foi dividido em cinco partes principais, apresentadas em capítulos.

No Capítulo 2, é apresentado o modelo hidráulico desenvolvido para avaliação das condições em regime permanente e transitório. Também serão apresentadas as curvas características das bombas utilizadas neste trabalho e o algoritmo de otimização utilizado para os diversos estudos realizados.

O Capítulo 3 apresenta o método para seleção de BFTs que operem diretamente em redes de abastecimento de água. Simultaneamente, o método também define o melhor local para sua instalação, baseando-se na maximização da energia produzida e na redução do volume de vazamentos. Em seguida, no Capítulo 4, busca-se a melhoria operacional da BFT através do uso da rotação variável, de forma que, de acordo com as variações do consumo, seja feito um ajuste em sua velocidade para que seu desempenho se mantenha elevado.

No Capítulo 5, propõe-se a avaliação do uso de BFTs na fase de projeto. Desta forma, toda a infraestrutura pode ser condicionada à sua instalação ideal, principalmente o diâmetro das tubulações, que podem ser dimensionados com um diâmetro ligeiramente superior, reduzindo as perdas de carga do sistema, elevando a carga disponível para geração de energia pela BFT. Por fim, no Capítulo 6, o impacto dos transitórios hidráulicos decorrentes de manobras corriqueiras e emergenciais da BFT, tais como partidas e paradas, e desligamento da rede elétrica, são avaliados para verificar a necessidade da instalação de dispositivos de segurança e definir leis de manobra adequadas.

1.1. Objetivos

O objetivo deste trabalho é avaliar o comportamento dinâmico de BFTs em redes de abastecimento de água em substituição às VRPs, através da construção de um modelo capaz de simular seu comportamento, buscando a otimização de sua operação, ou seja, que as pressões na rede sejam mantidas dentro de limites pré-estabelecidos e que seja gerado o máximo de energia elétrica. Os impactos causados em sua partida e desligamento também foram avaliados. De maneira específica, os objetivos do trabalho são:

- a) construir um simulador para análise hidráulica em regime permanente e transitório;
- b) estudar o comportamento de máquinas hidráulicas fora de sua zona de operação normal;

- c) implementar uma rotina computacional capaz de escolher o melhor local na rede para a instalação da BFT e suas características;
- d) avaliar alternativas para melhoria da operação da BFT, tais como o uso de máquinas em paralelo, ou máquinas que operem com rotação variável;
- e) implementar uma rotina computacional para realizar o dimensionamento otimizado de uma rede, considerando o uso de uma BFT;
- f) avaliar o transitório causado decorrente da operação de BFTs (partida, parada e mudança de rotação) em laboratório e em uma rede fictícia através de simulações.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os modelos de simulação hidráulica de sistemas de abastecimento de água são ferramentas computacionais que utilizam as equações da continuidade e da conservação de energia para obter as condições de equilíbrio hidráulico em determinado instante. Todini e Pilati (1988) desenvolveram o método gradiente, amplamente utilizado para a resolução de redes malhadas em regime permanente.

Para escoamentos transitórios em condutos sob pressão, dois modelos podem ser utilizados para análise: o modelo rígido, onde admite-se que, tanto o fluido quanto a tubulação, não sofrem deformações devido à variação de pressão, sendo muito utilizado em transitórios lentos. O modelo elástico considera os efeitos de compressibilidade do fluido e elasticidade da tubulação, e é utilizado em transitórios rápidos, em que se considera a ocorrência de significativas e bruscas variações de pressão em curtos intervalos de tempo.

A simulação deste fenômeno é de fundamental importância para um projeto de uma rede de abastecimento de água. De acordo com Walski et al (2003), estas simulações são feitas para avaliar as condições críticas do sistema e verificar se as pressões máximas e mínimas estão satisfatórias. Caso contrário, a simulação permite que diferentes cenários sejam criados, incluindo dispositivos de proteção ou por redefinição do traçado das tubulações.

Muitos dos estudos em redes de abastecimento de água, sejam em regime permanente ou transitório, utilizam técnicas de otimização para a solução do problema (Jung e Karney, 2006; Montalvo et al, 2008; Brentan e Luvizotto Jr, 2013). Estes possuem um alto grau de complexidade, pois para obter os valores de vazão nos tubos e pressão nos nós é necessário a resolução de um sistema não-linear, dificultando o uso generalizado de técnicas de otimização clássicas que utilizam diferenciação. Desta forma, técnicas meta-heurísticas ganharam destaque, pois, através de escolhas aleatórias de soluções plausíveis, e eficientes mecanismos de busca, conseguem alcançar resultados próximos ao ótimo global. Estes mecanismos de busca são baseados em eventos naturais, como a reprodução do DNA (Simpson et al, 1993) e a busca por comida, tais como formigas (Dorigo et al, 1996) e abelhas (Karaboga e Basturk, 2007), e até mesmo no comportamento humano, como a improvisação de músicos (Geem et al, 2001) ou a competição entre times e jogadores de futebol (Moosavian e Roodsari, 2014). Por serem métodos irrestritos, é necessário adicionar uma função de penalização à função objetivo quando as

restrições são violadas. De acordo com Wu e Simpson (2002) e Marchiori et al (2017), a função de penalização adequada é fundamental para o bom desempenho do algoritmo, uma vez que altas penalizações criam barreiras na exploração do espaço, enquanto que penalizações brandas resultam em soluções não-factíveis.

Com o objetivo de estudar os problemas do uso de BFTs em redes de distribuição de água, tanto em regime permanente, quanto transitório, neste trabalho a modelagem hidráulica é feita de acordo com a proposta de Luvizotto Jr (1996) e Iglesias (2001), onde o método das características é utilizado para a avaliação. A modelagem das BFTs é feita com base nas curvas completas obtidas por Thorley e Chaudhry (1996). Por fim, para a solução dos problemas operacionais da BFT a serem estudados, a técnica de otimização *Particle Swarm Optimization* (PSO) é utilizada.

2.1. Método das Características

A representação matemática do escoamento transitório é feita através de equações diferenciais parciais não-lineares, obtidas das leis da quantidade de movimento (Eq. (2.1)) e da conservação de massa (Eq. (2.2)) considerando as seguintes hipóteses (Wylie e Streeter, 1983):

- Fluido monofásico, homogêneo e compressível;
- Escoamento unidimensional;
- Perda de carga calculada a partir de formulações do escoamento permanente;
- Deformações da tubulação apenas na região elástica;
- Não há movimento axial da tubulação;
- Tubulação retilínea e uniforme;

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{g \cdot A} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} = 0 \quad (2.1)$$

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

onde:

Q [m³/s] - vazão;
 H [m] - carga piezométrica;
 g [m/s²]- aceleração da gravidade;
 f [#] - fator de atrito;
 D [m] - diâmetro da tubulação;
 A_s [m²] - área da seção transversal da tubulação;
 a [m/s] - celeridade;
 t [s] - tempo;
 x [m] - distância;

Em geral, a solução deste sistema de equações é feita numericamente, com exceção de alguns casos simples específicos (Sobey, 2004), já que o tratamento analítico de equações do tipo hiperbólico é complexo. Inicialmente, a solução era feita através de métodos gráficos (Parmakian, 1963). Entretanto, com o avanço dos computadores, os métodos numéricos ganharam espaço, devido à velocidade de processamento. Atualmente, existem diversos métodos para solução do problema, dentre eles o método das ondas características (WCM) (Jung, 2009), métodos de diferenças finitas implícito e explícito (Wylie e Streeter, 1983), métodos explícitos de segunda ordem (Chaudhry e Hussaini, 1985), método dos volumes finitos (Zhao e Ghidhaoui, 2004), método dos elementos finitos (Rachford e Ransey, 1975) e métodos híbridos (Jovic, 1995).

Entretanto, o método mais conhecido, e que será utilizado neste trabalho, é o método das características (MOC). Este método baseia-se na visão Euleriana para solucionar o sistema de equações. O MOC transforma o sistema de equações a derivadas parciais em equações diferenciais ordinárias, através da combinação das equações de momento e continuidade, conforme mostra a Eq. (2.3).

$$\lambda \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\partial H}{\partial x} \right) + \frac{1}{g \cdot A_s} \cdot \left(\frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda \cdot a^2 \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} \right) + \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot g \cdot D \cdot A_s^2} = 0 \quad (2.3)$$

Para que os termos em parênteses se tornem derivadas totais, os termos multiplicadores das derivadas parciais em relação ao espaço, $1/\lambda$ e $\lambda \cdot a^2$, devem ser iguais à velocidade de transporte, como na Eq. (2.4).

$$\frac{1}{\lambda} = \lambda \cdot a^2 = \frac{dx}{dt} \rightarrow \lambda = \pm \frac{1}{a} \quad (2.4)$$

Este resultado mostra que existem duas velocidades de transporte, uma positiva e outra negativa, ambas com magnitude igual à celeridade, que satisfazem a condição estabelecida. Assim, para cada uma delas obtém-se um par de equações diferenciais ordinárias (Eqs. (2.5) e (2.6)).

$$\frac{dH}{dt} + \frac{a}{g \cdot A_s} \frac{dQ}{dt} + \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot g \cdot D \cdot A_s^2} = 0, \quad \frac{dx}{dt} = a \quad (2.5)$$

$$-\frac{dH}{dt} + \frac{a}{g \cdot A_s} \frac{dQ}{dt} + \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot g \cdot D \cdot A_s^2} = 0, \quad \frac{dx}{dt} = -a \quad (2.6)$$

As retas características indicam a forma como o escoamento deve ser avaliado para que as variações dadas pelas Eqs. (2.1) e (2.2) sejam observadas. As Eqs. (2.5) e (2.6) podem ser integradas através da discretização no plano (x,t) . Assim, é feita a subdivisão da tubulação em N trechos iguais com dimensão Δx , e escolhido um passo de tempo que satisfaça a condição $\Delta t \leq \Delta x/a$, garantindo a estabilidade numérica (Courant et al, 1967) Caso seja escolhida a igualdade, as retas características serão diagonais às malhas formadas no plano (x,t) , como mostra a Figura 2.1.

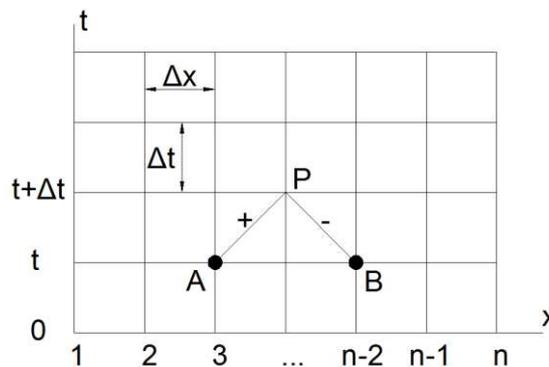


Figura 2.1 - Malha de cálculo do MOC.

Para a aplicação do método, faz-se necessário conhecer as condições iniciais em todos os pontos da tubulação, ou seja, nas n seções discretizadas. Assim,

conhecendo-se as condições no ponto A , a integração é feita através da reta característica positiva, enquanto que com as informações do ponto B , a integração é feita utilizando a reta característica negativa, como mostram as Eqs. (2.7) e (2.8).

$$\int_{H_A}^{H_P} dH + \frac{a}{g \cdot A_s} \cdot \int_{Q_A}^{Q_P} dQ + \frac{f}{2 \cdot g \cdot D \cdot A_s^2} \cdot \int_{x_A}^{x_P} Q^2 \cdot dx = 0 \quad (2.7)$$

$$-\int_{H_B}^{H_P} dH + \frac{a}{g \cdot A_s} \cdot \int_{Q_B}^{Q_P} dQ + \frac{f}{2 \cdot g \cdot D \cdot A_s^2} \cdot \int_{x_B}^{x_P} Q^2 \cdot dx = 0 \quad (2.8)$$

Como não é possível avaliar de maneira exata a variação da vazão no espaço, Wylie e Streeter (1983) sugerem uma aproximação mista, em que na terceira integral das Eqs. (2.7) e (2.8), a parcela Q^2 seja composta pela multiplicação entre $|Q_A|$ ou $|Q_B|$ e Q_P . Desta forma, evita-se o uso apenas de informações do instante t ou uma aproximação implícita, apenas com os valores de Q_p . Assim, é mantida a simplicidade do método e obtém-se uma boa precisão para a solução numérica da integral. Com isto, chega-se à um sistema de equações com duas incógnitas, a carga piezométrica no ponto P (H_p), e a vazão (Q_p), conforme Eqs. (2.9) e (2.10), com as constantes R e B calculadas pelas Eqs. (2.11) e (2.12).

$$H_P = (H_A + B \cdot Q_A) - (B + R \cdot |Q_A|) \cdot Q_P \quad (2.9)$$

$$H_P = (H_B - B \cdot Q_B) + (B + R \cdot |B|) \cdot Q_P \quad (2.10)$$

$$R = \frac{f \cdot \Delta x}{2 \cdot g \cdot D \cdot A_s^2} \quad (2.11)$$

$$B = \frac{a}{g \cdot A_s} \quad (2.12)$$

onde:

H_p [m] - carga piezométrica no ponto i no instante $t+\Delta t$;

Q_A [m³/s] - vazão no ponto $i-1$;

Q_B [m³/s] - vazão no ponto $i+1$;

R [s²/m³] - fator de resistência da tubulação;

B [s/m²] - constante da tubulação;

Igualando as Eqs. (2.9) e (2.10), a solução é obtida diretamente através da Eq. (2.13).

$$Q_P = \frac{H_A - H_B + B \cdot (Q_A + Q_B)}{2 \cdot B + R \cdot (|Q_A| + |Q_B|)} \quad (2.13)$$

Este procedimento pode ser repetido sucessivamente até que se chegue ao tempo de simulação desejado. Entretanto, este equacionamento é válido apenas para os pontos interiores da tubulação, ou seja, no intervalo $2 \leq i \leq n-1$, onde i é uma seção da subdivisão da tubulação. Nos pontos extremos de montante e jusante, apenas uma das retas é conhecida, como mostra a Figura 2.2. Assim, faz-se necessário o conhecimento de condições de contorno nestes pontos, que serão melhor detalhadas no item 2.4.

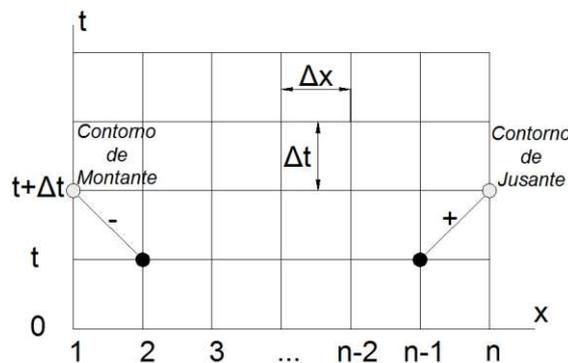


Figura 2.2 - Seções extremas da tubulação.

2.2. Método das Características Aplicado em Redes

Em um sistema de abastecimento de água, as seções extremas das tubulações podem estar interligadas com outras tubulações ou outros elementos, como bombas, válvulas e reservatórios. Os pontos interiores, obtidos através da discretização da tubulação, são facilmente calculados pelo MOC. Assim, é necessário um equacionamento geral para que se calcule a carga piezométrica nos

nós que interligam os elementos e suas vazões correspondentes. Almeida e Koelle (1992) e Luvizotto Jr (1995) apresentam uma equação para um nó genérico, representado pela Figura 2.3, onde as vazões que convergem ao nó possuem sinal positivo, e as que divergem, sinal negativo.

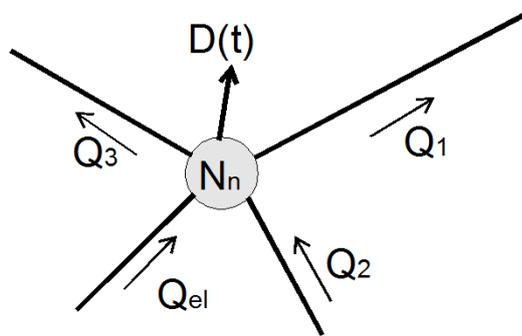


Figura 2.3 - Esquema das interligações em um nó.

Aplicando a lei de continuidade neste nó, tem-se a Eq. (2.14).

$$\sum_{i=1}^{TC} Q_p(i) - \sum_{j=1}^{TD} Q_p(j) - Q_{el} - dem(t) = 0 \quad (2.14)$$

Onde:

Q_p [m^3/s] - vazão no instante $t+\Delta t$;

Q_{el} [m^3/s] - vazão no elemento não-tubo;

dem [m^3/s] - demanda associada ao nó;

TC [1] - número de tubos convergentes;

TD [1] - número de tubos divergentes.

Para os tubos convergentes, a vazão pode ser calculada através da reta característica positiva, enquanto que para os tubos divergentes, é utilizada a reta característica negativa. Assim, a Eq. (2.14) pode ser reescrita, obtendo-se a Eq. (2.15).

$$\left[\sum_{i=1}^{TC} \frac{CA(i)}{BA(i)} + \sum_{j=1}^{TD} \frac{CB(j)}{BB(j)} - dem(t) \right] - \left[\sum_{i=1}^{TC} \frac{1}{BA(i)} + \sum_{j=1}^{TD} \frac{1}{BB(j)} \right] \cdot HN - Q_{el} = EN - BN \cdot HN - Q_{el} = 0 \quad (2.15)$$

E obtém-se a equação geral do nó (Eq. (2.16)):

$$Q_{el} = EN - BN \cdot HN \quad (2.16)$$

Para um caso particular onde existam apenas tubulações interligadas, Q_{el} é nula, e, portanto, a carga do nó, HN , pode ser obtida diretamente através da Eq. (2.17):

$$HN = \frac{EN}{BN} \quad (2.17)$$

Quando há um elemento não tubo conectado ao nó, utilizam-se as equações obtidas para seus nós de montante e jusante para a obtenção de uma equação geral, conforme ilustra a Figura 2.4.

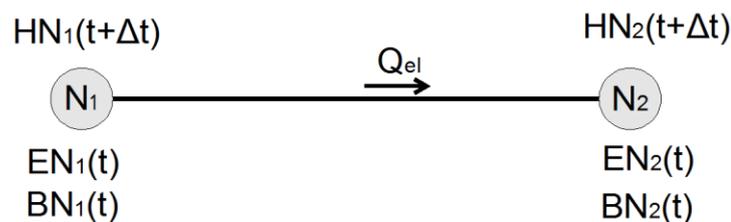


Figura 2.4 - Esquema de um elemento não-tubo.

Assim, utilizando a equação geral do nó a montante e a jusante, obtém-se as Eqs. (2.18) e (2.19) .

$$Q_{el} = EN_1 - BN_1 \cdot HN_1 \quad (2.18)$$

$$-Q_{el} = EN_2 - BN_2 \cdot HN_2 \quad (2.19)$$

Combinando estas duas equações, chega-se à equação geral do elemento não-tubo (Eq. (2.20)). Ressalta-se que para a solução desta equação é necessário o conhecimento das características particulares do elemento, pois existem três

incógnitas a serem determinadas (HN_1 , HN_2 e Q_{el}). Além disso, para simplificar o procedimento limita-se conectar apenas um elemento não-tubo em cada nó para a resolução direta do problema, sem a necessidade da solução de um sistema não-linear de equações, como obtido por Izquierdo e Iglesias (2001). Para contornar esta restrição, é possível utilizar um trecho curto de tubulação, com perda de carga desprezível, e realizar sua modelagem através do modelo rígido (Luvizotto Jr. e Vatavuk, 2006).

$$HN_1 - HN_2 = \left(\frac{EN_1}{BN_1} - \frac{EN_2}{BN_2} \right) - \left(\frac{1}{BN_1} - \frac{1}{BN_2} \right) \cdot Q_{el} = EN_e - BN_e \cdot Q_{el} \quad (2.20)$$

2.3. Método das Características para Cálculo em Regime Permanente

Para que seja feita uma análise do escoamento transitório, primeiramente, devem ser conhecidas as condições iniciais do sistema em regime permanente. Para realizar esta simulação, existem diversos métodos, como o método da teoria linear e o método gradiente, o mais utilizado atualmente. Entretanto, também é possível utilizar as equações do escoamento transitório para cálculo em regime permanente (Luvizotto Jr, 1995 e Iglesias, 2001). Para isto, é feita uma estimativa da carga piezométrica em todos os nós das redes e da vazão nas tubulações. Usualmente, adota-se uma carga igual em todos os nós, sendo esta a média dos níveis dos reservatórios existentes (Eq. (2.21)). Para as vazões nas tubulações, considera-se uma velocidade de escoamento de 1 m/s, com isso a vazão em cada trecho é calculada pela Eq. (2.22).

$$HN_i = \frac{\sum_{j=1}^{NR} H_R(j)}{NR} \quad (2.21)$$

$$Q_i = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot 1 \quad (2.22)$$

onde:

H_R [m] nível d'água do reservatório;

NR [1] - número de reservatórios da rede;

Como as condições iniciais são apenas uma estimativa, quando se inicia a simulação do escoamento transitório, haverá uma oscilação, tanto da carga quanto da vazão, até que, após um determinado número de iterações, estes valores se estabilizam, indicando as condições do regime permanente. Estas condições são atingidas quando o valor da função erro, definida pela Eq. (2.23) é menor que a tolerância admitida (neste trabalho adotou-se $\varepsilon=10^{-9}$)

$$erro = \sum_{i=1}^{NT} |Q_p(i) - Q(i)| \leq \varepsilon \quad (2.23)$$

onde:

NT [1] - número de tubos da rede;

Na determinação das condições em regime permanente, não há interesse em conhecer as variações de pressão e vazão ao longo do tempo, já que estes valores não são reais. Assim, para reduzir o tempo de processamento, considera-se que a discretização da rede possa ser feita com $\Delta x = L$, ou seja, em todas as tubulações haverá apenas uma malha de cálculo. Entretanto, para que o incremento de tempo também seja o mesmo, é necessário uniformizar o comprimento de todas as tubulações, criando um comprimento, fator de atrito e celeridade fictícios, conforme Eqs. (2.24), (2.25) e (2.26).

$$a^* = \frac{\sum_{i=1}^{NT} \frac{L(i)}{\Delta t}}{NT} \quad (2.24)$$

$$L^* = a^* \cdot \Delta t \quad (2.25)$$

$$f^* = \frac{f \cdot L}{L^*} \quad (2.26)$$

onde:

a^* [m/s] - celeridade fictícia para cálculo em regime permanente;

L^* [m] - comprimento fictício para cálculo em regime permanente;

f^* [1] - fator de atrito fictício para cálculo em regime permanente;

2.4. Condições de Contorno

Como descrito no item 2.1, o MOC fornece equações lineares para solução dos pontos interiores da tubulação. Entretanto, nas extremidades de montante e jusante, apenas uma das retas características pode ser utilizada (a negativa para o ponto de montante e a positiva para o ponto de jusante). Desta forma, faz-se necessário a obtenção de uma equação adicional, característica do elemento associado ao nó de montante ou jusante, para a obtenção da carga e vazão. Neste trabalho, os elementos de interesse são os reservatórios, as bombas e as válvulas.

2.4.1. Reservatórios

A diferença entre a carga hidráulica do nó de montante e de jusante de um reservatório é nula. Desta forma, a condição de contorno é definida pela Eq. (2.27).

$$H_{P1} = H_{P2} = H_R \quad (2.27)$$

As vazões de entrada e saída do reservatório são calculadas através das respectivas retas características associadas à ele. Ressalta-se que, caso o reservatório não seja considerado com nível constante, uma atualização de seu nível deve ser feita a cada intervalo de tempo através da Eq. (2.28).

$$H_{pR} = H_R + \frac{(Q_{P1} - Q_{P2}) \cdot \Delta t}{A_R} \quad (2.28)$$

onde:

H_{pR} [m] - nível do reservatório no instante $t+\Delta t$;

A_R [m²] - área do reservatório;

Q_{p1} [m³/s] - vazão de entrada no reservatório;

Q_{p2} [m³/s] - vazão de saída do reservatório;

2.4.2. Bombas

A modelagem das bombas é feita de duas formas distintas: uma forma simplificada, utilizada para o cálculo em regime permanente, e uma forma completa, utilizada para o cálculo em regime transitório.

Para o cálculo em regime permanente, a bomba deverá operar apenas dentro do terceiro quadrante do plano de Suter (Marchal et al, 1965). Nesta região, sua curva de operação pode ser aproximada por um polinômio do segundo grau, conforme Eq. (2.29).

$$H_B = a \cdot Q_B^2 + \alpha \cdot b \cdot Q_B + \alpha^2 \cdot c \quad (2.29)$$

Os coeficientes a , b e c são obtidos através de ajuste de dados retirados do catálogo do fabricante da bomba. Assim, a diferença de carga hidráulica entre os nós de montante e jusante pode ser obtida pela Eq. (2.30).

$$H_{P2} - H_{P1} = H_B = a \cdot Q_B^2 + \alpha \cdot b \cdot Q_B + \alpha^2 \cdot c \quad (2.30)$$

onde:

α [1] - relação adimensional de rotação;

Igualando a Eq. (2.30) com a equação geral do elemento não-tubo (Eq. (2.20)), obtém-se a Eq. (2.31).

$$Q_P^2 + Q_P \cdot \left(\frac{\alpha \cdot b}{a} - \frac{BN_e}{a} \right) + \left(\frac{\alpha^2 \cdot c}{a} + \frac{EN_e}{a} \right) = Q_P^2 + F \cdot Q_P + G \quad (2.31)$$

A solução positiva, que é a única de interesse neste caso, é obtida através da Eq. (2.32):

$$Q_P = \frac{-2 \cdot G}{F + \sqrt{F^2 + 4 \cdot |G|}} \quad (2.32)$$

Quando a máquina sofre uma manobra que altera sua rotação, seja na partida, no desligamento ou no ajuste do conversor de frequência, é necessário realizar a análise transitória. Neste caso, a variação da rotação é dada pelo momento torsor desbalanceado aplicado ao eixo, e a inércia das partes girantes, conforme mostra a Eq. (2.33):

$$M_m - M_r = I \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{dn}{dt} \quad (2.33)$$

onde:

M_m [N·m] - momento motor;

M_r [N·m] - momento resistente;

I [kg·m²] - momento de inércia polar das partes girantes;

n [rpm] - rotação;

A integração desta equação permite relacionar as características da máquina no tempo. No caso específico de parada, o momento motor é nulo, e, considerando o momento resistente como sendo a média entre a condição inicial e a condição após um intervalo de tempo Δt , tem-se a Eq. (2.34).

$$\frac{M_P + M_0}{2} = -I \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{(n_P - n_0)}{\Delta t} \quad (2.34)$$

onde:

M_p [N·m] - momento resistente no instante $t+\Delta t$;

n_p [rpm] - rotação no instante $t+\Delta t$;

Considerando as relações adimensionais da máquina, é possível reescrever a Eq. (2.34), obtendo-se a Eq. (2.35).

$$\beta_P + \beta_0 = -\frac{2 \cdot \eta_{BEP} \cdot I \cdot (\pi \cdot n_{BEP})^2}{900 \cdot \gamma \cdot Q_{BEP} \cdot H_{BEP}} \cdot \frac{1}{\Delta t} \cdot (\alpha_P - \alpha_0) = -\frac{2}{K_B} \cdot \frac{1}{\Delta t} \cdot (\alpha_P - \alpha_0) \quad (2.35)$$

onde:

β_p [1] - relação adimensional de momento resistente no instante $t+\Delta t$;

β_0 [1] - relação adimensional de momento resistente no instante t ;

α_p [1] - relação adimensional de rotação no instante $t+\Delta t$;

K_B [s⁻¹] - constante da bomba;

Utilizando a equação geral do elemento não-tubo (Eq. (2.20)) e a representação completa das características da máquina no plano de Suter, a Eq. (2.30) pode ser reescrita conforme a Eq. (2.36).

$$F_H: EN_e - BN_e \cdot q_p \cdot Q_{BEP} + H_{BEP} \cdot WH(x) \cdot (\alpha_p^2 + q_p^2) = 0 \quad (2.36)$$

onde:

q_p [1] - relação adimensional de vazão no instante $t+\Delta t$;

Da mesma forma, utilizando a representação no plano de Suter, a Eq. (2.35) também é reescrita, obtendo-se a Eq. (2.37).

$$F_M: WB(x) \cdot (\alpha_p^2 + q_p^2) + \beta_0 - \frac{2}{K_B} \cdot \frac{1}{\Delta t} \cdot (\alpha_0 - \alpha_p) = 0 \quad (2.37)$$

Obtém-se um sistema com duas equações e duas incógnitas (α e q). Neste trabalho, optou-se pelo método de Newton-Raphson (Ruggiero, 1996) para a solução deste problema. Assim, faz-se necessário o cálculo das derivadas parciais (Eqs. (2.38), (2.39), (2.40) e (2.41)) e dos incrementos $\Delta\alpha$ e Δq (Eqs. (2.42) e (2.43)).

$$\frac{\partial F_H}{\partial q} = F_{Hq} = [(\alpha \cdot DWH(x) + 2 \cdot q \cdot WH(x))] \cdot H_{BEP} - BN_e \cdot Q_{BEP} \quad (2.38)$$

$$\frac{\partial F_H}{\partial \alpha} = F_{H\alpha} = [(2 \cdot \alpha \cdot WH(x) - q \cdot DWH(x))] \cdot H_{BEP} \quad (2.39)$$

$$\frac{\partial M_H}{\partial q} = F_{Mq} = \alpha \cdot DWB(x) + 2 \cdot q \cdot WB(x) \quad (2.40)$$

$$\frac{\partial F_M}{\partial \alpha} = F_{M\alpha} = 2 \cdot \alpha \cdot WB(x) - q \cdot DWB(x) + \frac{2}{K_B} \cdot \frac{1}{\Delta t} \quad (2.41)$$

$$\Delta\alpha = \frac{F_M/F_{Mq} - F_H/F_{Hq}}{F_{H\alpha}/F_{Hq} - F_M/F_{Mq}} \quad (2.42)$$

$$\Delta q = -\frac{F_H}{F_{Hq}} - \Delta\alpha \cdot \frac{F_{H\alpha}}{F_{Hq}} \quad (2.43)$$

Ressalta-se que para o cálculo das derivadas parciais das funções $WH(x)$ e $WB(x)$, considerou-se o uso do ajuste trigonométrico como representação destas curvas (ver item 2.5.1). Quando são feitas as derivadas parciais destas funções com relação à q e α , surgem os termos $DWH(x)$ e $DWB(x)$, calculados pelas Eqs (2.44) e (2.45).

$$DWH(x) = \sum_{j=1}^M [-a_j \cdot \text{sen}(j \cdot x) + b_j \cdot \text{cos}(j \cdot x)] \quad (2.44)$$

$$DWB(x) = \sum_{j=1}^M [-a'_j \cdot \text{sen}(j \cdot x) + b'_j \cdot \text{cos}(j \cdot x)] \quad (2.45)$$

onde:

a_j [1] - coeficiente do ajuste trigonométrico para a curva $WH(x)$;

b_j [1] - coeficiente do ajuste trigonométrico para a curva $WH(x)$;

a'_j [1] - coeficiente do ajuste trigonométrico para a curva $WB(x)$;

b'_j [1] - coeficiente do ajuste trigonométrico para a curva $WB(x)$;

2.4.3. Válvulas Redutoras de Pressão

A modelagem dinâmica de válvulas redutoras de pressão é complexa devido ao seu mecanismo de controle PID (Proporcional Integral Derivativo). Este mecanismo define a abertura ou fechamento da válvula de acordo com a pressão de entrada. De acordo com Koelle (1992), as constantes de controle devem ser obtidas durante o comissionamento de VRPs, e portanto, são de difícil obtenção. Neste trabalho será utilizada a modelagem simplificada desenvolvida por Prescott e Ulanicki (2008). Através de ensaios, observou-se o comportamento exponencial da abertura da válvula principal, concluindo que a constante derivativa χ_m (posição da válvula) é proporcional à diferença entre a pressão que a VRP deve manter a

jusante, p_{set} , e a pressão de jusante em determinado instante de tempo, p_s . Assim, vazão que passa pela VRP pode ser calculada pela Eq. (2.46).

$$Q_v = C_v(\chi_m) \cdot \sqrt{H_{p1} - H_{p2}} \quad (2.46)$$

onde:

Q_v [m³/s] - vazão na VRP;

C_v [1] - coeficiente de perda de carga localizada da VRP, obtido em função da abertura χ_m ;

H_{p1} [m] - pressão de montante no instante $t+\Delta t$;

H_{p2} [m] - pressão de jusante no instante $t+\Delta t$;

Igualando a Eq. (2.46) com a equação geral do elemento não-tubo (Eq. (2.20)), obtém-se a Eq. (2.47).

$$Q_v^2 + (BN_e \cdot C_v^2) \cdot Q_v - (EN_e \cdot C_v^2) = Q_v^2 + F \cdot Q_v + G \quad (2.47)$$

A solução é facilmente obtida através da Eq. (2.32). O coeficiente de perda de carga localizada da VRP pode ser obtido diretamente do catálogo do fabricante, ou, através da curva apresentada por Prescott e Ulanicki (2008) para uma VRP de 100 mm de diâmetro, da marca Cla-val, modelo NGE9001 (Eq. (2.48)).

$$C_v = 0,021 - 0,0296 \cdot e^{-51,1 \cdot \chi_0} + 0,0109 \cdot e^{-261 \cdot \chi_0} - 0,0032 \cdot e^{-683,2 \cdot \chi_0} + 0,0009 \cdot e^{-399,5 \cdot \chi_0} \quad (2.48)$$

Conhecendo-se a vazão que passa pela válvula, e considerando a pressão de montante do instante anterior, p_e , é possível calcular a pressão de saída, p_s , no instante $t+\Delta t$ através da Eq. (2.49).

$$p_s = p_e - \frac{Q_v^2}{C_v^2} \quad (2.49)$$

De acordo com o valor encontrado, a válvula deverá abrir ou fechar para que seja alcançada a pressão de trabalho p_{set} . Este controle é feito através de um circuito auxiliar, onde uma válvula piloto determina a manobra a ser feita na válvula principal. A vazão que passa neste circuito auxiliar depende da diferença entre a pressão de trabalho e a pressão de jusante calculada, e também da velocidade de fechamento e abertura da válvula. Assim, a vazão do circuito auxiliar pode ser determinada pela Eq. (2.50).

$$Q_{piloto} = \begin{cases} \alpha_{abre} \cdot (p_{set} - p_s), & \text{válvula abrindo} \\ \alpha_{fecha} \cdot (p_{set} - p_s), & \text{válvula fechando} \end{cases} \quad (2.50)$$

Os valores de α_{abre} e α_{fecha} obtidos por Prescott e Ulanicki (2008) são respectivamente $1,1 \cdot 10^{-6}$ e $10 \cdot 10^{-6}$. Entretanto, ressalta-se que estes valores são particulares de cada válvula, devendo ser obtidos preferencialmente com o fabricante.

A área da seção de controle, A_{sc} , também pode ser calculada em função da abertura χ_0 pela Eq. (2.51) (Freni et al ,2014).

$$A_{sc} = \frac{1}{3700 \cdot (0,02732 - \chi_0)} \quad (2.51)$$

Por fim, um novo valor de abertura χ_m , deve ser calculado através da Eq. (2.52) Através de um processo iterativo, encontra-se a pressão de saída, p_s , no instante $t+\Delta t$, quando a variação de Q_{piloto} for menor que uma tolerância preestabelecida, neste caso 0,1%.

$$\chi_m = \frac{Q_{piloto}}{A_{sc}} \cdot \Delta t + \chi_0 \quad (2.52)$$

2.4.4. Bombas Funcionando como Turbina

A modelagem das BFTs é feita de acordo com a proposta desenvolvida por Ramos e Almeida (2001), em que se considera a BFT como um elemento que insere uma perda de carga localizada. Desta forma, a vazão turbinada pode ser

caracterizada pela equação básica de orifícios, adicionando-se os coeficientes C_g e C_s , responsáveis por ajustar o valor da vazão de acordo com a posição das pás do distribuidor e características hidráulicas da máquina respectivamente, conforme Eq. (2.53).

$$q_p = C_g \cdot C_s \cdot \sqrt{h_p} \quad (2.53)$$

Como as BFTs não possuem distribuidor, o coeficiente C_g deve ser calibrado apenas uma vez. Entretanto, o coeficiente C_s depende da rotação da máquina, e deve ser calculado a cada passo de tempo através da Eq. (2.54).

$$C_s = 1 + \frac{\alpha_{BEP} - 1}{\beta_{BEP} - 1} \cdot \left(\frac{n}{\sqrt{h_p}} - 1 \right) \quad (2.54)$$

Diferentemente das bombas, o momento que resulta o movimento do rotor da BFT é decorrente das forças hidráulicas atuantes, enquanto que o momento resistente ocorre devido à conexão com a carga elétrica. Assim, o equilíbrio do sistema pode ser descrito pela Eq. (2.55).

$$M_H - M_r = I \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{dn}{dt} \quad (2.55)$$

No caso de desconexão da carga elétrica, o momento resistente é nulo, e a máquina entra em condições de disparo. Considerando a variação linear entre a vazão turbinada e a rotação nestas condições, um fator corretivo do torque da BFT, b , pode ser calculada através da Eq. (2.56).

$$b = h^{3/2} \cdot C_g \cdot \frac{e}{n} \cdot \left[1 - \frac{\frac{n}{\sqrt{h_p}} - 1}{\beta_{BEP} - 1} \right] \quad (2.56)$$

Os valores para a eficiência, e , podem ser aproximados de acordo com a Eq. (2.57).

$$\begin{cases} e = \eta_{BEP} \cdot \frac{n}{n_{BEP}} & \text{se } n < n_{BEP} \\ e = C_g \cdot \left(\frac{n}{n - n_{BEP}} - \frac{n}{n_{BEP} - n} \right) & \text{se } n \geq n_{BEP} \end{cases} \quad (2.57)$$

Substituindo a Eq. (2.54) na Eq. (2.53) e fazendo-se uso das relações adimensionais no ponto de máxima eficiência, têm-se a vazão turbinada pela Eq. (2.58).

$$Q_p = C_g \cdot Q_{BEP} \left[1 + \frac{\alpha_{BEP} - 1}{\beta_{BEP} - 1} \cdot \left(\frac{n}{n_{BEP}} \sqrt{\frac{H_{BEP}}{H_u}} - 1 \right) \right] \cdot \sqrt{\frac{H_u}{H_{BEP}}} \quad (2.58)$$

Substituindo a Eq. (2.58) na equação geral do elemento não-tubo (Eq. (2.20)), obtém-se um sistema não-linear, que deve ser resolvido pelo método de Newton-Raphson.

2.5. Curvas Características das BFTs

As máquinas hidráulicas possuem características próprias, como o diâmetro do rotor, rotação, vazão e altura nominais e rendimento. Apesar de haver uma infinidade de combinações entre estas variáveis, suas inter-relações permitem a criação de curvas características adimensionais (Eq. (2.59)).

$$\begin{cases} H = f_H(Q, n, D) \\ P = f_P(Q, n, D) \\ \eta = f_\eta(Q, n, D) \end{cases} \quad (2.59)$$

Como não é possível representar graficamente estas funções, é feito o agrupamento de algumas grandezas através de relações adimensionais. Assim, obtém-se as seguintes relações apresentadas nas Eqs. (2.60)-(2.63).

$$C_H = \frac{g \cdot H}{n^2 \cdot D^2} \quad (2.60)$$

$$C_Q = \frac{Q}{n \cdot D^3} \quad (2.61)$$

$$C_M = \frac{M}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5} \quad (2.62)$$

$$n_s = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{3/4}} \quad (2.63)$$

A igualdade entre os coeficientes de duas máquinas define sua semelhança. Pelo fato de eliminar a característica geométrica da máquina, o coeficiente de rotação n_s , também chamado de rotação específica, é amplamente utilizado no agrupamento das máquinas em conjuntos semelhantes. Outro procedimento comum é definir relações adimensionais de cada grandeza com base no ponto de máximo rendimento da máquina. Com isto, obtém-se as Eqs. (2.64)-(2.68).

$$q = \frac{Q}{Q_{BEP}} \quad (2.64)$$

$$h = \frac{H}{H_{BEP}} \quad (2.65)$$

$$\alpha = \frac{n}{n_{BEP}} \quad (2.66)$$

$$\beta = \frac{M}{M_{BEP}} \quad (2.67)$$

$$r = \frac{\eta}{\eta_{BEP}} = \frac{\vartheta \cdot h}{\alpha \cdot \beta} \quad (2.68)$$

Quando uma máquina possui geometria fixa e o fluido de operação possui características constantes, as relações de semelhança também se tornam constantes. Assim, é possível que os resultados obtidos em um ensaio de modelo

reduzido possam ser estendidos para máquinas geometricamente semelhantes. Segundo Cznady (1964), com apenas duas funções adimensionais (Eqs. (2.69) e (2.70)) é possível representar o comportamento hidrodinâmico de uma determinada geometria.

$$\frac{h}{\alpha^2} = f_1\left(\frac{q}{\alpha}, G\right) \quad (2.69)$$

$$\frac{\beta}{\alpha^2} = f_2\left(\frac{q}{\alpha}, G\right) \quad (2.70)$$

Quando a geometria da máquina é fixa, o parâmetro G pode ser suprimido destas funções. Assim, é possível caracterizar oito zonas distintas de operação, de acordo com o sentido de escoamento, carga, rotação e momento, conforme mostra a Tabela 2.1.

Tabela 2.1- Zonas de operação de uma máquina hidráulica (Fonte: Meirelles e Luvizotto Jr, 2017)

Quadrante	Modo de Operação	Vazão	Rotação	Carga	Momento	Rendimento
I	Bomba normal	+	+	+	+	+
I	Dissipação de energia	+	+	-	+	-
I	Turbina reversa	+	+	-	-	+
II	Dissipação de energia	+	-	-	-	-
II.III	Bomba reversa	±	-	±	-	+
III	Dissipação de energia	-	-	+	-	-
III	Turbina normal	-	-	+	+	+
IV	Dissipação de energia	-	+	+	+	-

Apesar de permitirem a interpretação gráfica da operação de uma máquina, as funções apresentadas são inadequadas para análise de escoamentos transitórios, uma vez que, em uma manobra de parada, a rotação tende a zero, levando a razão ao infinito. Marchal et al (1965) observaram que como q e α não se aproximam de zero simultaneamente, a função arco tangente poderia ser utilizada nesta representação. Assim, foram propostas as Eqs. (2.71) e (2.72), denominadas de representação no plano de Suter.

$$WH = \text{sinal}(h) \cdot \sqrt{\frac{h}{q^2 + \alpha^2}} = f_1 \left[\text{tg}^{-1} \left(\frac{q}{\alpha} \right) \right] \quad (2.71)$$

$$WB = \text{sinal}(\beta) \cdot \sqrt{\frac{\beta}{q^2 + \alpha^2}} = f_2 \left[\text{tg}^{-1} \left(\frac{q}{\alpha} \right) \right] \quad (2.72)$$

Para facilitar o uso em rotinas computacionais, alguns autores omitem a função sinal e a raiz quadrada. Neste trabalho optou-se pela representação proposta por Wylie e Streeter (1983), (Eqs. (2.73) e (2.74)) onde ainda é feita a mudança dos quadrantes originais.

$$WH = \frac{h}{q^2 + \alpha^2} = f_1 \left[\pi + \text{tg}^{-1} \left(\frac{q}{\alpha} \right) \right] \quad (2.73)$$

$$WB = \frac{\beta}{q^2 + \alpha^2} = f_2 \left[\pi + \text{tg}^{-1} \left(\frac{q}{\alpha} \right) \right] \quad (2.74)$$

Para a obtenção da curva completa no plano de Suter, são necessários ensaios complexos e onerosos, o que inviabiliza a disponibilização dos dados pelo fabricante. Na literatura é possível encontrar curvas para máquinas com diferentes rotações específicas. Thorley e Chaudhry (1996) realizaram o ensaio em quatorze máquinas, com rotações específicas entre 0,46 a 4,94. Estes resultados são utilizados como base para obtenção da curva da máquina em estudo, através de interpolação (Izquierdo e Iglesias, 2001), polimorfismo (Meirelles e Luvizotto Jr, 2017) ou simplesmente adotando a curva com rotação específica mais próxima (Wan e Huang, 2011), alternativa adotada neste trabalho.

Para cada uma das quatorze curvas é necessário realizar sua modelagem através do ajuste trigonométrico (item 2.5.1), e em seguida, identificar a zona de operação como turbina, conforme mostra a Figura 2.5-a, onde os marcadores vazios representam esta zona operacional. No caso de simulações em regime permanente, considerou-se a rotação de trabalho como a nominal, e novas curvas foram obtidas, relacionando os coeficientes adimensionais de vazão q e de carga h , como mostra a Figura 2.5-b. Com esta nova representação é possível realizar o ajuste na forma de

uma curva de potência (Eq. (2.75)), que permite a obtenção do traçado da curva característica, bastando que seja escolhido o par carga e vazão para o ponto de máximo rendimento.

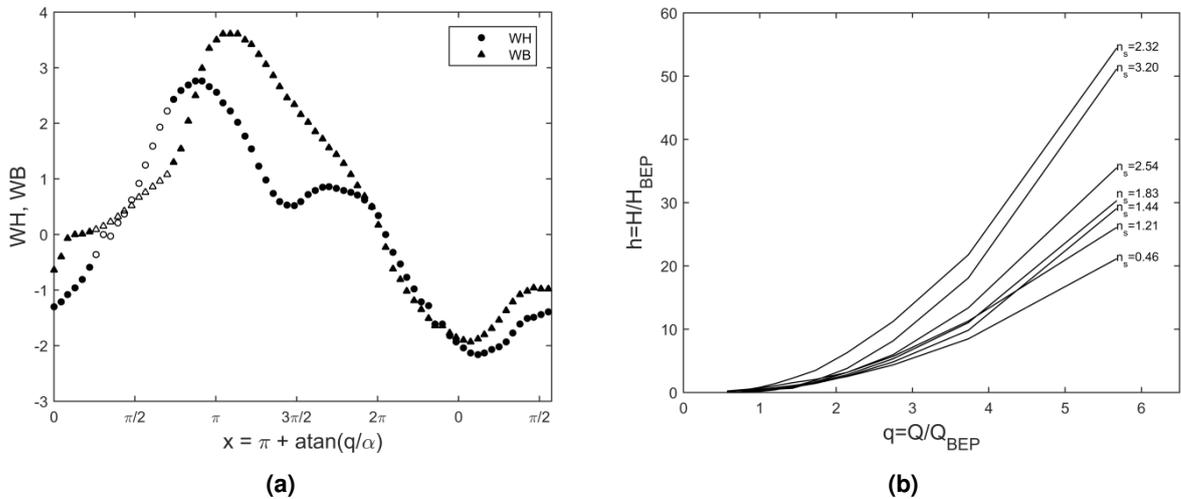


Figura 2.5 - a) Curvas de carga e torque no plano de Suter; b) Curvas adimensionais na zona de operação como turbina

$$h = a \cdot q^b \quad (2.75)$$

em que:

a, b [adimensional] - coeficientes de ajuste da curva;

h [adimensional] - coeficiente de altura de carga;

q [adimensional] - coeficiente de vazão;

2.5.1. Ajuste Trigonométrico

O uso de séries de Fourier para representar as curvas de bombas no plano de Suter foi primeiramente utilizada por Koelle e Andrade (1990), com funções como a Eq. (2.76).

$$f(x) = \frac{a_0}{2} \sum_{j=1}^M [a_j \cdot \cos(j \cdot x) + b_j \cdot \text{sen}(j \cdot x)] \quad (2.76)$$

onde:

$f(x)$ - representa as funções $WH(x)$ e $WB(x)$;

a_j e b_j - coeficientes de ajuste;
 M - número de termos da série

Apesar de obterem bons resultados, o método exige que os dados dispostos no intervalo de 0 a 2π estejam igualmente espaçados em x , pois desta forma, os coeficientes a_j e b_j podem ser obtidos diretamente, como proposto por Ralston (1978) (Eq. (2.77)).

$$a_j = \frac{2}{N} \cdot \sum_{i=1}^N f_i \cdot \cos(j \cdot x_i) \quad (2.77)$$

$$b_j = \frac{2}{N} \cdot \sum_{i=1}^N f_i \cdot \text{sen}(j \cdot x_i) \quad (2.78)$$

onde:

N - número de dados utilizados;
 f_i - valor de WH ou WB no ponto x_i ;
 j - índice do termo do ajuste ($j = 0, 1, 2... M$);

Para contornar este problema, Luvizotto Jr (1991) propôs um método denominado de ajuste trigonométrico, onde os coeficientes a_j e b_j da série de Fourier são obtidos através do método dos mínimos quadrados, ou seja, minimizando a função S (Eq. (2.79)).

$$S = \sum_{i=1}^N [y_i - f(x_i)]^2 = \sum_{i=1}^N \left[y_i - \sum_{j=0}^M [a_j \cdot \cos(j \cdot x_i) + b_j \cdot \text{sen}(j \cdot x_i)] \right]^2 \quad (2.79)$$

onde:

S - função erro a ser minimizada;
 y_i - valor real de WH ou WB no ponto x_i ;

Diferenciando a Eq. (2.79) com relação aos coeficientes a_j e b_j , e igualando à zero para obter o mínimo de S , chega-se à um sistema de equações da forma matricial $A \cdot X = B$, onde X é o vetor solução correspondente aos coeficientes de ajuste. A Eq. (2.80) apresenta a matriz auxiliar MB , definida para que sejam criadas as leis de formação da matriz A do sistema e do vetor solução B .

$$MB = \begin{pmatrix} 1 & \cos(x_1) & \text{sen}(x_1) & \cos(2 \cdot x_1) & \text{sen}(2 \cdot x_1) & \cdots & \cos(M \cdot x_1) & \text{sen}(M \cdot x_1) \\ 1 & \cos(x_2) & \text{sen}(x_2) & \cos(2 \cdot x_2) & \text{sen}(2 \cdot x_2) & \cdots & \cos(M \cdot x_2) & \text{sen}(M \cdot x_2) \\ \vdots & \vdots \\ 1 & \cos(x_N) & \text{sen}(x_N) & \cos(2 \cdot x_N) & \text{sen}(2 \cdot x_N) & \cdots & \cos(M \cdot x_N) & \text{sen}(M \cdot x_N) \end{pmatrix} \quad (2.80)$$

Para um número M qualquer de termos do ajuste, a lei de formação de A e B são definidas pelas Eqs. (2.81) e (2.82).

$$A(i, j) = \sum_{k=1}^N [MB(k, i) \cdot MB(k, j)] \quad (2.81)$$

$$B(i) = \sum_{k=1}^N [y_i \cdot MB(k, i)] \quad (2.82)$$

2.6. Algoritmo de Otimização

Para a solução de alguns dos problemas decorrentes do uso de BFTs em redes de distribuição, optou-se pelo uso da técnica de otimização meta-heurística baseada no comportamento de grupos, *Particle Swarm Optimization* (PSO). Dada sua robustez e velocidade de processamento, diversos autores tem empregado o PSO como ferramenta de otimização em problemas de análise de redes de abastecimento. Dentre tais trabalhos destacam-se: dimensionamento ótimo de redes (Montalvo, et al., 2014), definição de manobras ótimas para bombas (Brentan et al., 2014) e calibração de redes (Vassilej et al., 2015).

O método é baseado no comportamento de grupos de pássaros, que iniciam a busca por alimentos de forma aleatória, mas que se organizam rapidamente para criar um padrão de busca coletivo (Eberhart e Kennedy, 1995). Desta forma, a posição ocupada por cada partícula representa uma possível solução, X , do problema. Inicialmente, esta posição e velocidade de deslocamento V de cada partícula são determinadas aleatoriamente. A cada passo de tempo (iteração), a qualidade da posição de cada uma das partículas é avaliada de acordo com a função objetivo, e uma nova velocidade é calculada a partir de três parâmetros: sua inércia, sua melhor posição já ocupada (parcela cognitiva), P , e a melhor posição já encontrada pelo enxame (parcela social), G , conforme mostra a Eq. (2.83). Em seguida, a posição das partículas é atualizada conforme a Eq. (2.84). Assim,

garante-se certa aleatoriedade no processo de busca, além de considerar o desempenho de cada partícula e o desempenho do grupo, o que torna o método rápido e eficiente.

$$V_i^{k+1} = \omega \cdot V_i^k + c_1 \cdot rand_1 \cdot \frac{(P_i^k - X_i^k)}{\Delta t} + c_2 \cdot rand_2 \cdot \frac{(G - X_i^k)}{\Delta t} \quad (2.83)$$

$$X_i^{k+1} = X_i^k + V_i^{k+1} \cdot \Delta t \quad (2.84)$$

em que:

- V [m/s] - velocidade da partícula;
- X [m] - posição da partícula;
- P [m] - melhor posição ocupada pela partícula;
- G [m] - melhor posição ocupada pelo grupo;
- Δt [s] - passo de tempo (usualmente 1 s)

Cada uma das parcelas da Eq. (2.83) é ponderada de acordo com um coeficiente adimensional: o coeficiente de inércia, ω , indica a capacidade da partícula em manter sua atual trajetória; o coeficiente cognitivo c_1 representa a memória da partícula, fazendo com que esta retorne aos melhores locais já visitados; e o coeficiente social c_2 demonstra a influência do grupo na trajetória da partícula, direcionando seu deslocamento para o melhor local já ocupado pelo grupo. A Figura 2.6 ilustra a influência de cada uma destas parcelas no processo de busca.

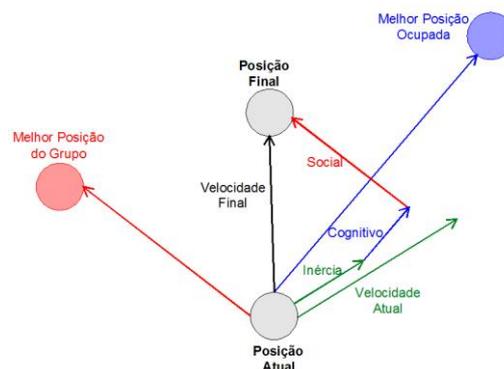


Figura 2.6 - Influência das parcelas de inércia, cognitiva e social no processo de busca

Por ser um método de otimização irrestrito, funções de penalização devem ser adicionadas à função objetivo para que as condições sejam atendidas. Para cada problema estudado serão formuladas as funções de penalização e objetivo adequadas, utilizando como critério de parada o número máximo de iterações (1000) e a variação máxima admitida entre 50 iterações consecutivas (10^{-8}) A Figura 2.7 resume o processo de otimização utilizando o PSO.

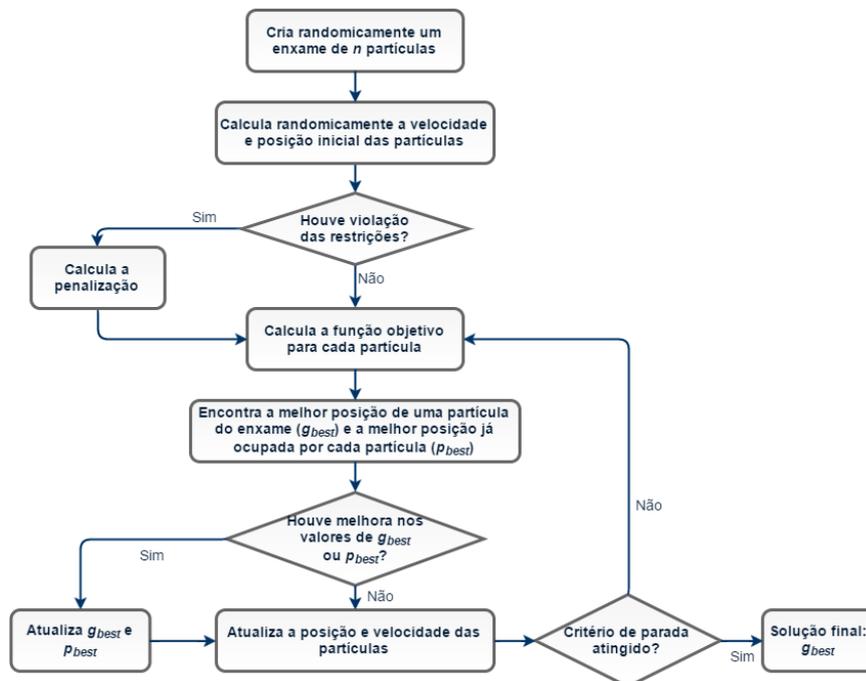


Figura 2.7 - Fluxograma do algoritmo de otimização PSO

2.7. Estrutura Computacional

A rotina computacional para simulação hidráulica foi feita em C++. A opção por esta linguagem foi por sua velocidade de processamento, muito superior à outras disponíveis, além da gratuidade. Todo o modelo foi desenvolvido utilizando programação orientada à objeto. A escolha deste método de programação foi feita devido às seguintes características (Callan, 1994):

- *Encapsulamento*: protege os atributos do objeto, tais como o diâmetro e rugosidade de uma tubulação, de possíveis alterações feitas externamente;
- *Herança*: permite que uma classe seja derivada de outra, herdando todos seus atributos e métodos;
- *Associação*: permite que um objeto utilize recursos de outro objeto;
- *Polimorfismo*: permite que o objeto sofra adaptações;

A Figura 2.8 apresenta um esquema da organização das classes dentro do programa desenvolvido.

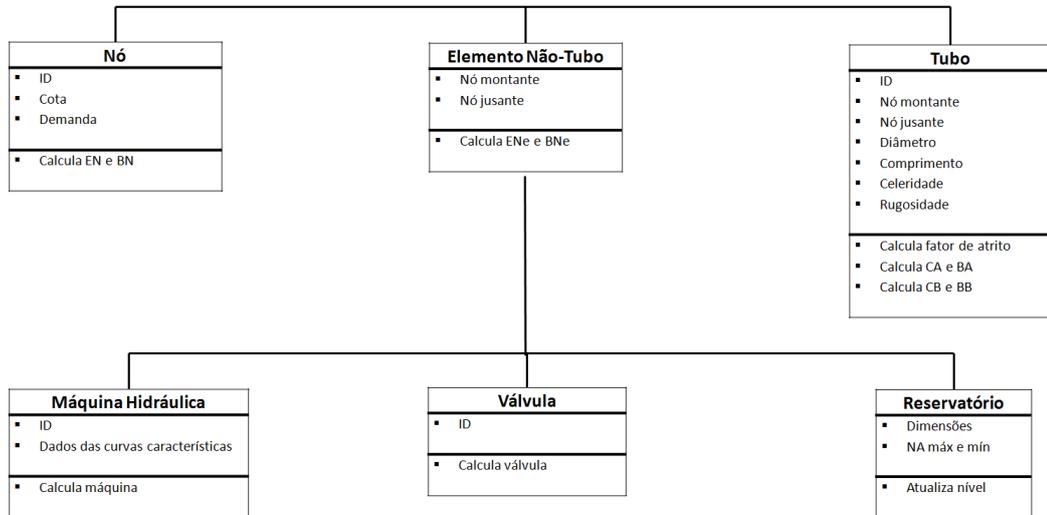


Figura 2.8 - Esquema da organização de classes dentro do programa

2.8. Validação do Modelo

Para validar o modelo desenvolvido, foi utilizada uma rede de distribuição fictícia, conforme mostra a Figura 2.9. O Anexo A apresenta as informações de todos seus elementos.

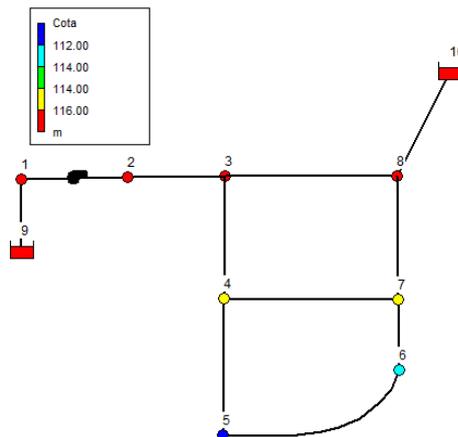


Figura 2.9 - Esquema da rede para validação do modelo hidráulico

2.8.1. Regime Permanente

As Tabela 2.2 e Tabela 2.3 apresentam os resultados obtidos para a validação do modelo em regime permanente. Observa-se que praticamente não houve diferenças entre o modelo e o software EPANET (Rossman, 2000), comprovando sua eficácia para cálculo em regime permanente. As pequenas

diferenças ocorrem devido ao modo como é feita a interpolação dos dados da máquina. O EPANET utiliza uma função do tipo potência, enquanto que o modelo criado utiliza uma função polinomial. A Figura 2.10-a mostra o comportamento típico de um tubo ou nó na simulação em regime permanente, onde há uma grande instabilidade no início, com tendência de equilíbrio com o passar do tempo, atingindo um valor constante no regime permanente. Já a função erro (Figura 2.10-b), definida como a diferença entre a vazão da iteração anterior da atual, possui um comportamento de queda, até que se atinja a tolerância determinada. Com relação ao desempenho computacional, não foram observadas diferenças significativas no tempo de processamento.

Tabela 2.2 - Resultados dos nós em regime permanente

Nó	EPANET [m]	Modelo [m]	Diferença [m]
1	116,00	116,00	0,00
2	163,72	163,70	0,02
3	158,57	158,56	0,01
4	154,32	154,32	0,00
5	151,36	151,36	0,00
6	147,90	147,91	0,01
7	151,62	151,62	0,00
8	157,70	157,70	0,00

Tabela 2.3 - Resultados dos tubos em regime permanente

Tubo	EPANET [l/s]	Modelo [l/s]	Diferença [l/s]
1	44,91	44,90	0,01
2	23,75	23,75	0,00
3	8,79	8,79	0,00
4	3,59	3,59	0,00
5	5,31	5,31	0,00
6	5,45	5,45	0,00
7	8,56	8,56	0,00
8	9,36	9,35	0,01
9	-16,29	-16,30	0,01
10	44,91	44,90	0,01

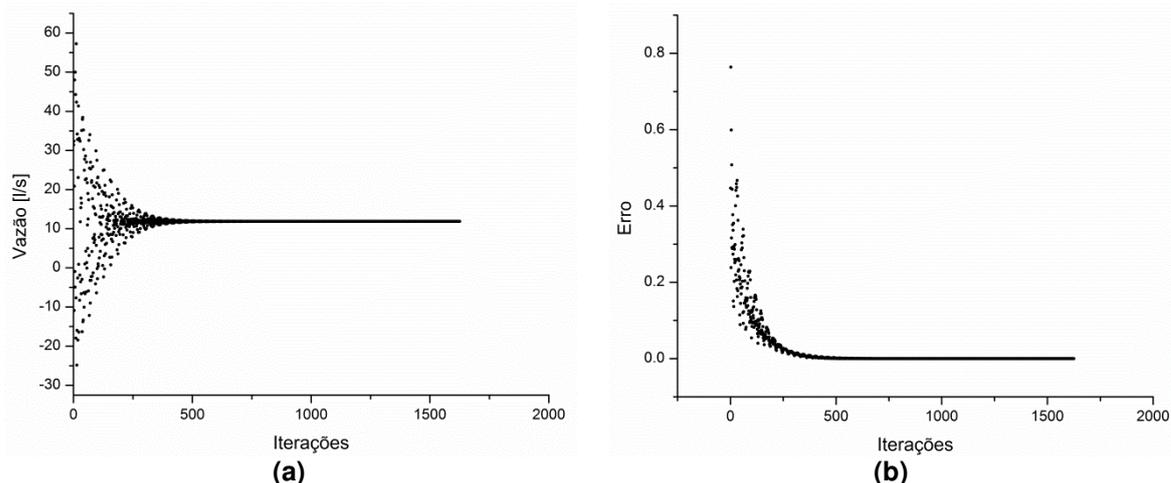


Figura 2.10 – Exemplo da análise em regime permanente a) Vazão do tubo 8; b) Função erro

2.8.2. Regime Transitório

Para avaliar o modelo em regime transitório, três diferentes manobras foram utilizadas. Na primeira delas, avaliou-se o desligamento da bomba da rede apresentada anteriormente, com o fechamento de sua válvula de retenção. Na segunda, simulou-se a abertura de uma válvula de controle em uma adutora com uma VRP a montante para controle de pressão, e por fim, o fechamento de uma válvula na parada de uma BFT. Para os dois primeiros casos utilizou-se o software *Hammer* para validação do modelo, enquanto que o terceiro foi avaliado com resultados obtidos em laboratório.

No caso de desligamento da bomba, observam-se algumas diferenças entre os valores extremos encontrados, principalmente para os valores mínimos. Estas variações podem ser ocasionadas pela pequena diferença entre as curvas características adotadas na simulação, uma vez que a rotação específica das máquinas disponíveis não são as mesmas. Entretanto, a Figura 2.11 apresenta uma comparação feita ao longo do tempo no nó 8 e no tubo 9, onde observa-se que o comportamento do escoamento nos dois modelos é o mesmo. Esta semelhança é observada em todos os pontos da rede e, portanto, confirma a validade do modelo.

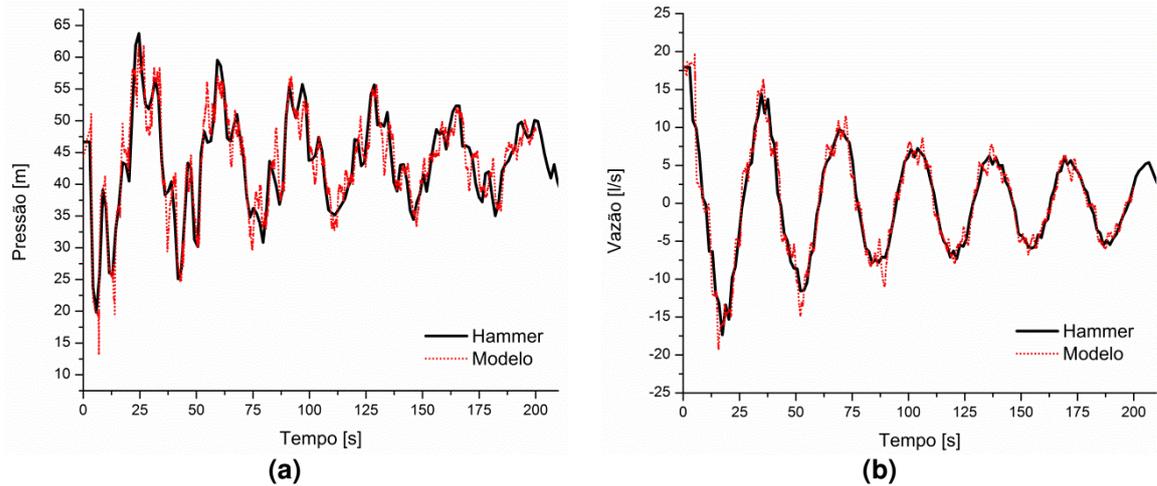


Figura 2.11 – Resultados do caso de desligamento da bomba a) Pressão do nó 8; b) Vazão do tubo 9

Para o caso da VRP, considerou-se o esquema apresentado na Figura 2.12 onde válvula de controle TCV se encontra fechada inicialmente, e, após uma abertura rápida, a VRP situada a montante deve ajustar seu ponto de funcionamento para manter 20 m em sua saída. Os resultados apresentados na Figura 2.13 mostram uma diferença no sinal de pressão, mas com um tempo de estabilização similar. Esta diferença entre os modelos decorre da formulação matemática utilizada para a VRP. Apesar disso, considera-se que o resultado obtido é satisfatório.

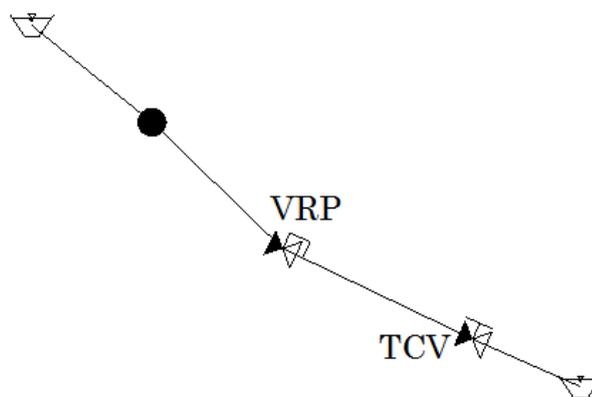


Figura 2.12 – Esquema de uma adutora para validação da modelagem da VRP

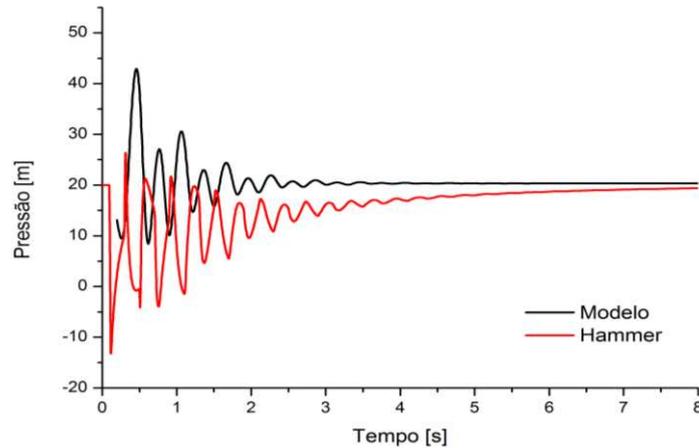


Figura 2.13 – Resultados de abertura de válvula com regulagem de pressão pela VRP

Por fim, o caso de desligamento de uma BFT com fechamento de válvula é estudado. A Figura 2.14 apresenta um esquema simplificado do modelo estudado em laboratório, que será melhor descrito no item 6.1.

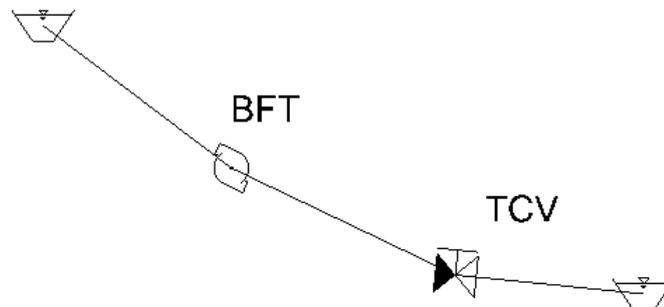
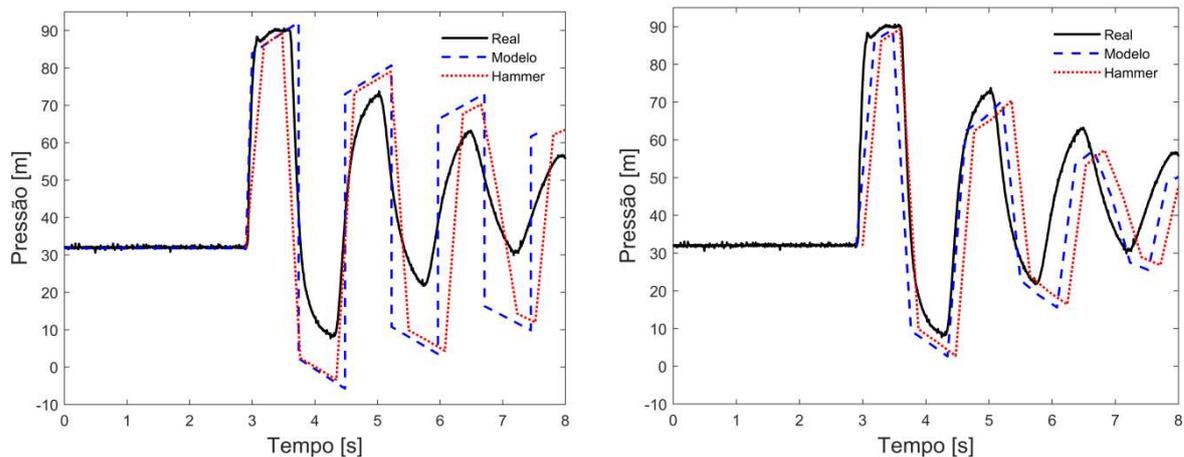


Figura 2.14 – Esquema de uma adutora para validação da modelagem da BFT

Os resultados simulados apresentados na Figura 2.15-a. mostram um comportamento semelhante com os valores obtidos em laboratório. Entretanto, os valores dos picos são significativamente diferentes, especialmente os mínimos. Para tentar melhorar os resultados, foi implementado o modelo de atrito variável apresentado por Brunone et al (1991), baseado na velocidade média e nas acelerações local e convectiva. Desta forma, a perda de carga em uma tubulação pode ser descrita pela Eq (2.85).

$$\Delta h = \Delta h_s + \Delta h_v = \frac{f \cdot Q \cdot |Q|}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2} + K_3 \cdot \left(\frac{\partial Q}{\partial t} - a \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} \right) \quad (2.85)$$

em que K_3 é uma constante de amortecimento que deve ser calibrada à cada situação. Ressalta-se que a adoção deste modelo requer uma interpolação dos valores de carga e altura para a reta característica positiva, sendo uma fonte adicional de incertezas. Com esta nova modelação, os picos de pressão observados foram reduzidos (Figura 2.15-b). Entretanto, a onda se encontra ligeiramente deslocada dos valores reais. Esta nova diferença pode ser atribuída ao material da tubulação de ensaio PEAD, que possui características visco elásticas. De acordo com Covas et al (2004) e Ramos et al (2004), este tipo de material não responde instantaneamente à uma tensão aplicada, ou seja, ele possui uma deformação inicial elástica e uma deformação tardia gradual. Como o foco principal do trabalho não é a modelagem do escoamento transitório, considerou-se que o modelo está adequado para as simulações em redes de abastecimento de água, que em grande parte são compostas por tubulações de ferro fundido, ou seja, não há necessidade de realizar a modelagem do comportamento visco elástico das tubulações.



(a)

(b)

Figura 2.15 – Resultados do caso de desligamento da BFT a) atrito em regime permanente; b) Atrito em regime transitório

3. SELEÇÃO E LOCALIZAÇÃO DE BFT EM REDES DE DISTRIBUIÇÃO

A preocupação com o controle de pressão em redes de abastecimento de água motivou o desenvolvimento de trabalhos que buscam, não só a operação ideal de VRP, mas também sua localização, minimizando as perdas por vazamento (Araújo et al, 2006; Saldarriaga e Salcedo, 2015; Wright et al, 2015). Da mesma forma, ao se utilizar a BFT, o local de sua instalação deve propiciar o melhor controle de pressão da rede com o máximo de produção de energia possível. Entretanto, a seleção da máquina não é feita de forma simples. Jain e Patel (2014) apresentam diversos métodos clássicos da literatura, baseados no rendimento máximo em sua operação como bomba ou em sua rotação específica quando operando como turbina. Apesar de fornecerem uma boa estimativa, todos estes métodos são empíricos, e, portanto, carregam uma grande incerteza em sua eficácia (Marchiori et al, 2016). Além disso, estes métodos fornecem as características de carga e vazão apenas para o ponto de máxima eficiência da máquina. Sem o conhecimento de sua curva característica não é possível avaliar os benefícios em uma rede de abastecimento de água, uma vez que há uma grande variação da carga disponível em função do consumo. Samora et al (2016) propõem o uso da técnica de otimização *Simulated Annealing* para obter a melhor localização e o ponto de operação de uma turbina cinética em redes de abastecimento de água, sendo necessária a setorização prévia para identificação do local.

Nesse contexto, propõe-se um método para seleção e localização de BFTs baseado na maximização do benefício, representado pela energia produzida e pela redução do volume de vazamentos. Como restrição operacional o método impõe que a BFT deve ser capaz de manter a pressão em cada nó da rede dentro dos limites estabelecidos. A vazão e carga na BFT, em seu ponto de máximo rendimento, assim como o local onde ela deverá ser instalada, são definidos com o emprego do algoritmo de otimização PSO. Três diferentes redes são avaliadas, e o resultados são comparados à operação obtida com uma VRP.

3.1. Condição de Contorno "tubo+BFT"

Para a obtenção da melhor localização de uma BFT, optou-se pela criação de um elemento não-tubo chamado "tubo+BFT", onde a BFT é instalada logo após o nó de montante do trecho, criando-se um nó fictício intermediário, conforme mostra a Figura 3.1. Assim, o algoritmo de otimização objetiva encontrar o número

identificador do tubo mais adequado e substituí-lo por este novo elemento. O algoritmo ainda considera a possibilidade de inversão entre os nós de montante e jusante. Caso o escoamento ocorra em sentido contrário ao desejado, o elemento é desconectado da rede, retornando à configuração original apenas com a tubulação. Desta forma, simula-se a existência de um by-pass, que poderá atuar em períodos do dia onde a operação da BFT é inviável.

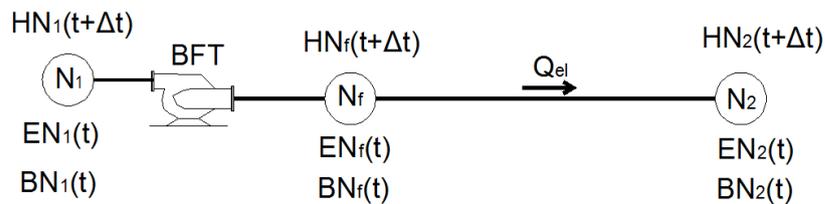


Figura 3.1 - Esquema do elemento não-tubo, "tubo+BFT" (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

3.2. Procedimento de Seleção da Máquina

A seleção e localização da BFT são feitas simultaneamente, baseada na maximização do benefício, definido pela energia produzida e a redução do volume de vazamentos. Desta forma, as variáveis a serem otimizadas são o identificador do trecho para instalação da BFT e seu ponto de operação (Q_{BEP} e H_{BEP}). Com este ponto de operação, obtém-se a curva característica adimensional com rotação específica mais próxima (Figura 2.5-b), de forma que, de acordo com a variação do consumo seja possível determinar a carga da BFT. Assim, considerando-se a potência disponível a cada hora do período de simulação, bem como o potencial de redução de perdas por vazamento e as tarifas de energia e de água do local, a função objetivo é calculada pela Eq. (3.1).

$$FO = \frac{1}{\sum_{i=1}^{24} \left[t_e \cdot \frac{\gamma \cdot Q_i \cdot H_i \cdot \eta_i \cdot \Delta t}{1000} + \sum_{j=1}^{NN} t_a \cdot K \cdot (\sqrt{p_{j1}} - \sqrt{p_{j2}}) \cdot 3600 \right]} + Pen_p \quad (3.1)$$

em que:

FO [\$] - função objetivo a ser maximizada;

t_e [\$/kWh] - tarifa de energia;

γ [N/m³] - peso específico da água;

Q_i [m³/s] - vazão que passa pela BFT no instante i ;

H_i [m] - variação de carga inserida pela BFT no instante i ;

- η_i [adimensional] - rendimento da BFT no instante i ;
- Δt [h] - passo de tempo;
- NN [adimensional] - número de nós da rede;
- t_a [\$/m³] - tarifa de água;
- K [l/s.m^{1/2}] - coeficiente de vazamento;
- p_{j1} [m] - pressão no nó j e no instante i antes da instalação da BFT;
- p_{j2} [m] - pressão no nó j e no instante i depois da instalação da BFT;
- Pen_p [\$] - função de penalização da pressão.

A função de penalização, Pen_p , é baseada nas restrições do problema. Neste caso apenas a pressão em cada um dos nós foi considerada, devendo se manter acima do limite mínimo preestabelecido. Assim, a penalização pode ser calculada através da Equação (3.2).

$$Pen_p = \sum_{j=1}^{NN} \sum_{i=1}^{24} \alpha \cdot |p_{min} - p_{j,i}| \quad (3.2)$$

em que:

- α [\$/m] - fator de penalização (adotou-se o valor de 100.000);
- $p_{j,i}$ [m] - pressão no nó j no instante i ;
- p_{min} [m] - pressão mínima estabelecida por norma.

A solução do problema é feita através da técnica de otimização PSO, apresentada no item 2.6. A Figura 3.2 apresenta um resumo do processo de seleção e localização da BFT.

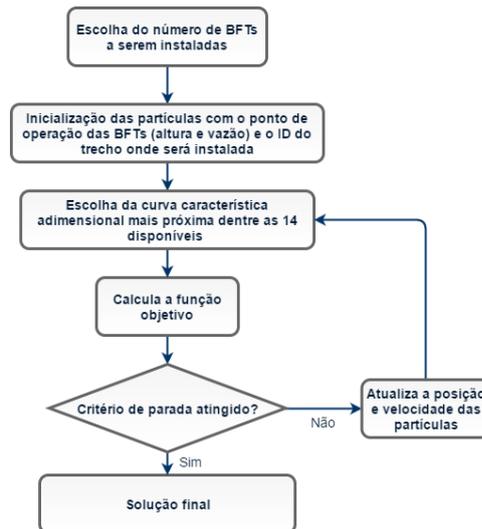


Figura 3.2 - Fluxograma de seleção e localização de BFT (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

3.3. Resultados

Para avaliar o método proposto, foram utilizadas três redes fictícias, propostas por Gomes (2011). O trabalho desenvolvido com estas redes busca a localização ótima de válvulas redutoras de pressão, com o objetivo de obter a setorização ótima do sistema e reduzir ao máximo o volume de vazamentos. De acordo com Piller e van Zyl (2014) a modelagem de vazamentos em condutos forçados é similar à de um orifício, sendo generalizada através da Eq. (3.3). O expoente N desta equação depende da área do orifício de vazamento. Para os estudos de caso apresentados, considerou-se que o vazamento possui o comportamento igual ao de um orifício, sendo N igual a 0,5. O valor de K foi ajustado para cada caso de forma que o volume de vazamentos fosse da ordem de 30 %, valor comum em sistemas de abastecimento de água do Brasil (SNIS, 2014). Assim, em todos os nós, além da demanda, adicionou-se uma parcela de vazamento, calculada pela Eq. (3.3). Além de comparar a localização da instalação da BFT com os resultados obtidos no trabalho citado, será possível comparar a eficiência na redução do volume de vazamentos entre uma BFT e uma VRP. Neste caso, adotou-se como valor de pressão mínima para o nó crítico 10 m, conforme estabelecido pela NBR12218 (1994).

$$Q_l = K \cdot p_n^\beta \quad (3.3)$$

em que:

Q_i [l/s] - vazão do vazamento;

K [l/s.m^{1/2}] - coeficiente de vazamento;

β [adimensional] - expoente de vazamento;

p_n [m] - pressão no nó;

3.3.1. Exemplo 1

A primeira rede em estudo criada por Gomes (2011) é composta por 12 tubos e 10 nós, alimentados por um reservatório de nível fixo, como mostra a Figura 3.3. O problema de localização da BFT é de fácil resolução, uma vez que a máxima potência será obtida logo na chegada à rede, o que também garante o controle de pressão ótimo, pois todos os nós se encontram na mesma elevação, sendo o nó 10, crítico por sua localização distante do reservatório. Mesmo assim, o método proposto foi utilizado, identificando o primeiro trecho como o ideal para a instalação da BFT, conforme ilustra a Figura 3.3.

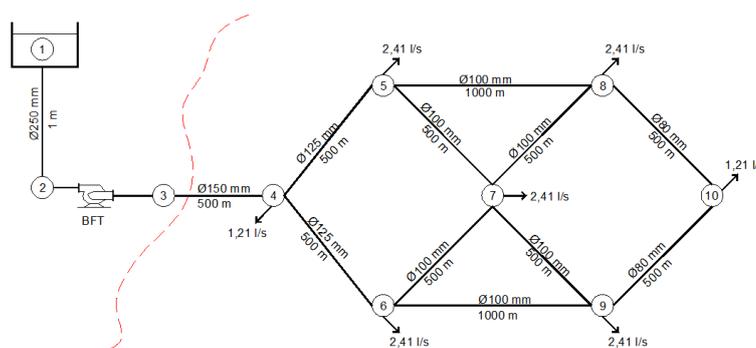


Figura 3.3 - Esquema da rede 1 e localização da BFT (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

Considerando o local de instalação fixo, é possível visualizar a superfície representativa da função objetivo do problema. A Figura 3.4-a apresenta a superfície sem a adição das penalizações devido à violação da restrição de pressão mínima. Observa-se que esta é uma superfície plana, de fácil estudo. Entretanto, quando são consideradas as penalizações, (Figura 3.4-b) grandes barreiras surgem na superfície, o que dificulta o processo de busca, demonstrando a necessidade de uma técnica robusta de otimização e, justificando a escolha do PSO.

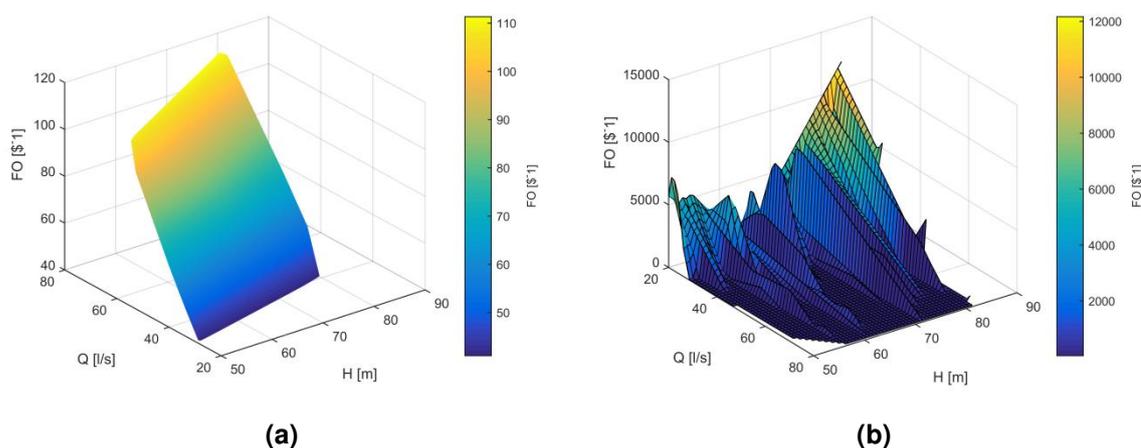


Figura 3.4 - Comportamento da função objetivo em função do ponto de operação da BFT para o exemplo 1: a) Sem penalização; b) Com penalização (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

Considerando o mesmo local de instalação da BFT, simulou-se a operação de uma VRP com saída constante de 33 m, valor necessário para atender o nó crítico durante o horário de maior consumo. A Tabela 3.1 apresenta os resultados obtidos nas duas situações. Observa-se que a seleção da máquina foi feita para que sua operação ocorra no período de maior consumo (7 às 24 h), onde há mais energia disponível. Neste período, seu comportamento é muito similar ao de uma VRP, como pode ser observado na comparação feita às 11h apresentada na Figura 3.5. Entretanto, nos períodos de baixo consumo, não há geração de energia e consequentemente, a pressão na rede mantém-se elevada. Desta forma, apesar da geração de energia por meio da BFT, a redução do volume de vazamentos equivale apenas a 39,94 % do resultado obtido pela VRP.

Tabela 3.1- Resultados da seleção e localização da BFT para o exemplo 1 (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

BFT	1	2
Avaliações da Função Objetivo	3.024	2.768
Número de Partículas	16	16
Q_{BFT} [l/s]	29,1	9,5
H_{BFT} [m]	21,3	30,9
Energia produzida em 24 h [kWh]	78	94
K [l/s.m^{1/2}]	0.0002	
Redução de Vazamentos - BFT [m³]	62,5	86,2
Pressão de saída da VRP [m]	33	33
Redução de Vazamentos - VRP [m³]	156	156
Diferença [%]	-39,9	-55,1

Para melhorar o controle de pressão produzido pela BFT, considerou-se o uso de uma segunda máquina em paralelo, para atuar apenas no período entre 1 e 6 h. A Figura 3.5 mostra uma melhora significativa na redução de pressão neste às 6h. Apesar de melhorar tanto na geração de energia quanto na redução de vazamentos, o controle de pressão feito pela VRP ainda é superior. A Figura 3.6 apresenta a pressão no nó crítico para cada uma das situações estudadas.

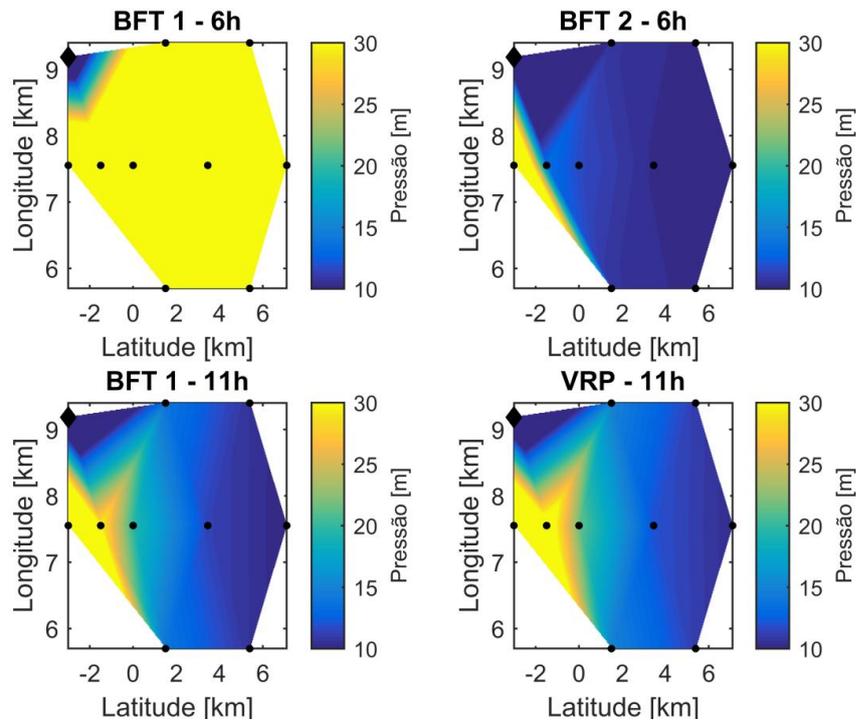


Figura 3.5 - Zonas de pressão da rede 1 para os períodos de mínimo e máximo consumo (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

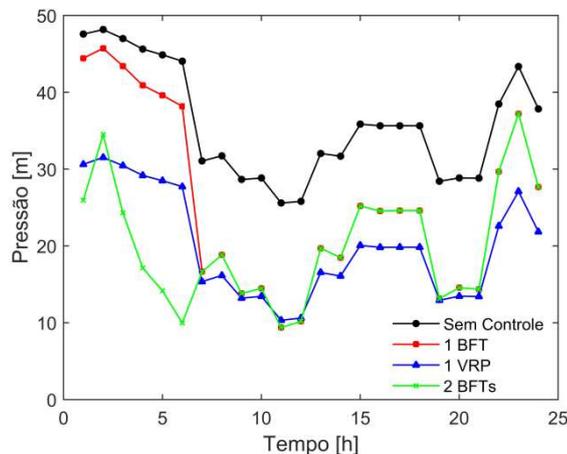


Figura 3.6 - Pressão do nó crítico do exemplo 1 (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

Por fim, comparando os resultados obtidos com métodos tradicionais disponíveis na literatura, observou-se um desempenho ligeiramente superior do método proposto, conforme ilustra a Figura 3.7-a, o que pode gerar diferenças significativas na avaliação econômica durante a vida útil da micro central. Como visto na Figura 3.7-b, para este caso, devido ao baixo potencial existente, apenas para condições favoráveis de tarifa de energia a micro central é mais atrativa que o uso de uma VRP.

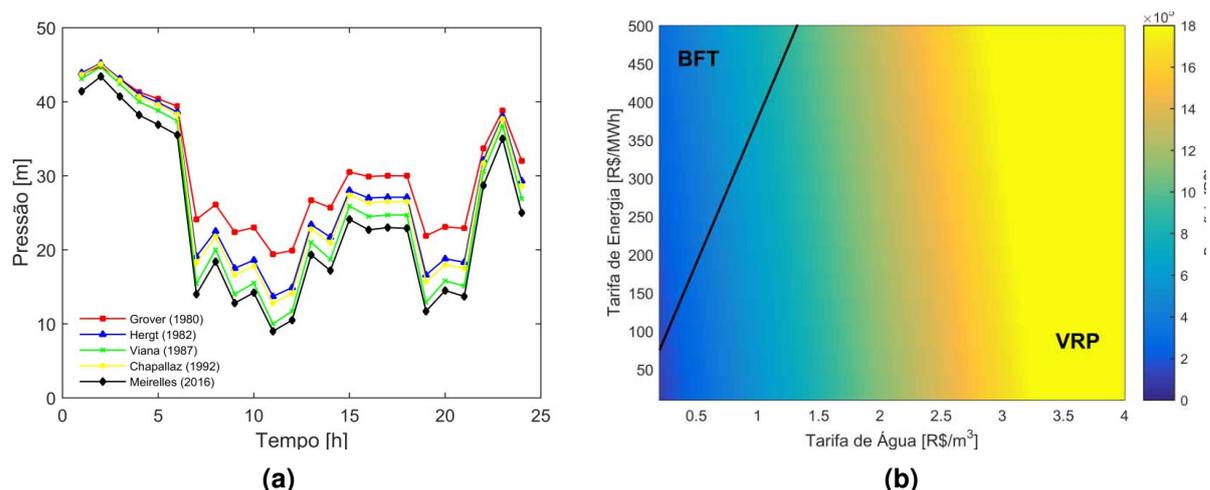


Figura 3.7 - a) Comparação da pressão do nó crítico para os diferentes métodos de seleção de BFT; b) Campo de viabilidade da BFT (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

3.3.2. Exemplo 2

A segunda rede apresentada por Gomes (2011) é composta por 24 tubos e 17 nós, alimentada por um reservatório de nível fixo, conforme ilustra a Figura 3.8. Inicialmente, selecionou-se apenas uma máquina para realizar o controle de pressão. O trecho escolhido está localizado logo na saída do reservatório, pois este permite a redução de pressão em toda a rede, além de utilizar a vazão máxima do sistema na geração de energia. Entretanto, observando as zonas de pressão apresentadas na Figura 3.9, identificam-se dois setores com pressões um pouco diferentes: o primeiro com pressão média de 17,2 m e o segundo com 21,6 m, indicando a possibilidade do uso de uma máquina adicional. Uma nova seleção foi feita considerando o uso de duas máquinas, obtendo a configuração apresentada na Figura 3.8. Neste cenário a rede ficou dividida em dois setores, uma vez que o trecho entre os nós 4 e 9 possui uma baixa contribuição, aumentando não só a produção de energia, mas também melhorando o controle de pressão. Esta

configuração é a mesma proposta por Gomes (2011), que ainda recomenda que o trecho entre os nós 4 e 9 seja desativado.

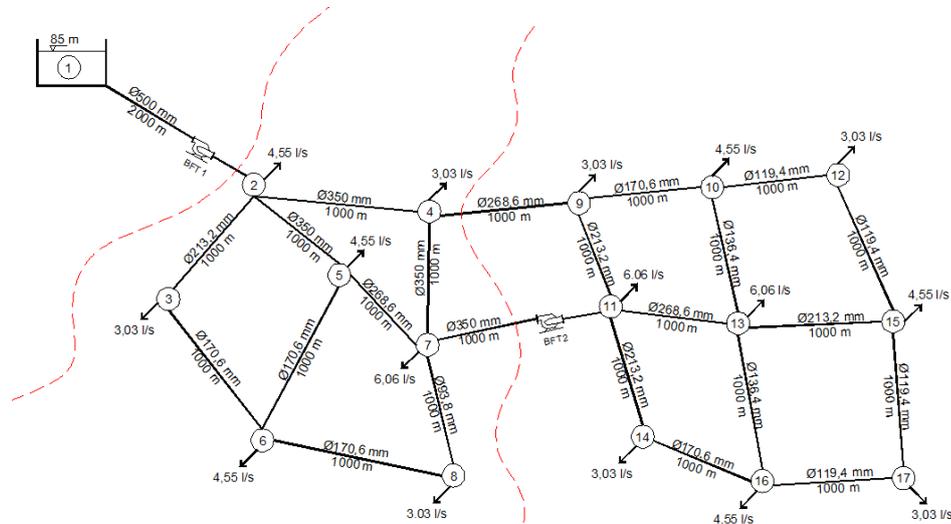


Figura 3.8 - Esquema da rede 2 e localização das BFTs (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

A Tabela 3.2 apresenta os resultados da seleção das máquinas. Novamente, seu ponto de operação foi escolhido para as condições de maior consumo, onde a produção de energia e a redução de vazamentos é maior. Ressalta-se a necessidade de um número elevado de partículas para evitar a convergência prematura em mínimos locais.

Tabela 3.2 - Resultados da seleção e localização da BFT para o exemplo 2 (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

Caso	1	2	
BFT	1-2	1-2	7-11
Avaliações da Função Objetivo	14.240	22.400	
Número de Partículas	160	320	
Q_{BFT} [l/s]	182,9	162,3	134,6
H_{BFT} [m]	32,6	26,2	18,5
Energia produzida em 24 h [kWh]	464	465	
Redução de Vazamentos - BFT [m ³]	446	490	
K [l/s.m ^{1/2}]	0.0002		
Pressão de saída da VRP [m]	16	16	20
Redução de Vazamentos - VRP [m ³]	854	983	
Diferença [%]	-52,2	-49,9	

A Figura 3.10 mostra que a adição de uma máquina resultou em uma pequena redução de pressão ao longo das 24 h de simulação. Para efeito de

comparação, foi simulado o cenário com a instalação de VRPs nos locais encontrados, com pressões de saída 16 m e 20 m respectivamente. A Figura 3.9 mostra que às 11 h, período de maior consumo, o controle de pressão feito por uma BFT e uma VRP são idênticos. Entretanto, com a variação de consumo ao longo das 24 h, o desempenho da VRP ainda é superior, como pode ser observado na Figura 3.10, o que se traduz em uma redução maior do volume de vazamentos.

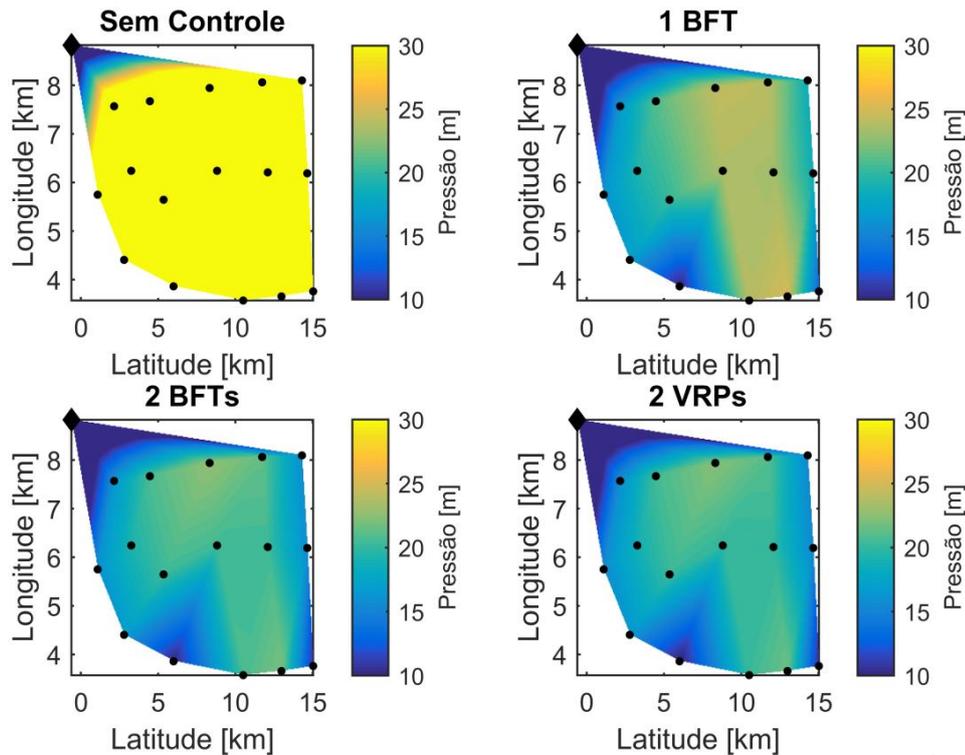


Figura 3.9 - Zonas de pressão da rede 2 para o período de maior consumo (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

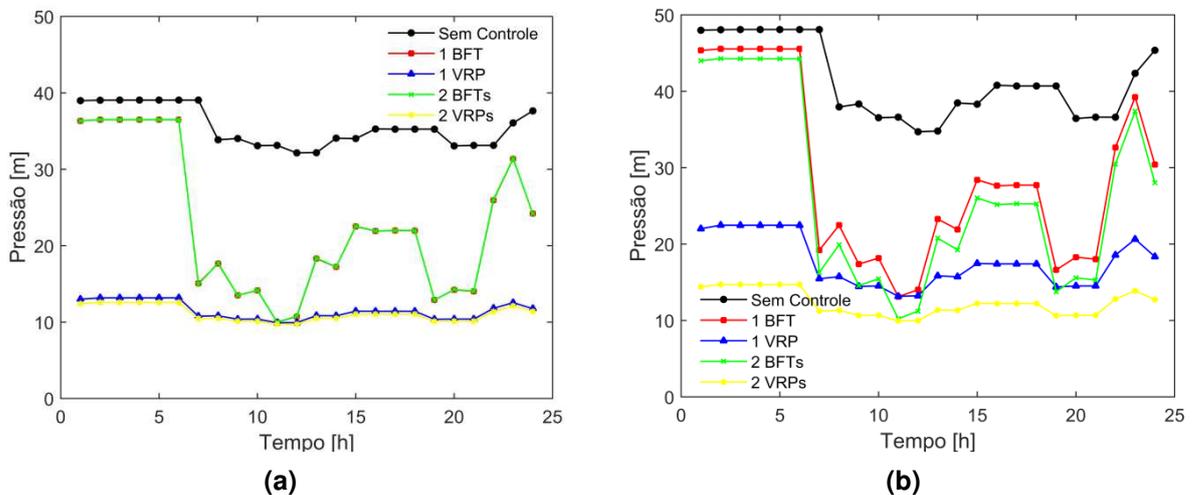


Figura 3.10 - Pressão dos nós críticos do exemplo 2: a) Nó 8; b) Nó 17 (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

3.3.3. Exemplo 3

A última rede proposta por Gomes (2011) é a que possui maior complexidade, composta por 76 nós, 83 tubos e 1 reservatório de nível fixo, conforme ilustra a Figura 3.11. Inicialmente, foi selecionada apenas uma máquina para realizar o controle de pressão. Como observado nos exemplos 1 e 2, o trecho escolhido foi logo após o reservatório, onde há maior energia disponível. Observando as zonas de pressão da Figura 3.12 não é possível identificar grandes diferenças de pressão na rede. Mesmo assim, uma segunda máquina foi selecionada, criando uma divisão do sistema em dois setores, conforme mostra a Figura 3.11.

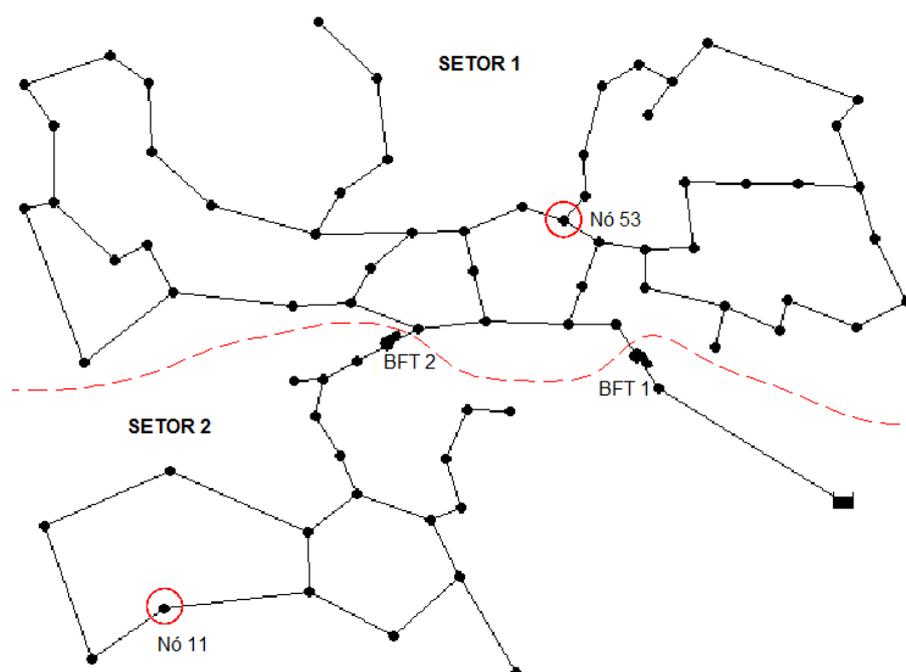


Figura 3.11 - Esquema da rede 3 e localização das BFTs (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

Os resultados apresentados na Tabela 3 mostram que, com duas máquinas há uma redução do benefício. Isto ocorre devido à queda na produção de energia da BFT 1, que teve a carga reduzida para que a segunda máquina pudesse ser inserida no sistema. Mesmo o setor 2 apresentando uma pequena redução de pressão (Figura 3.12), como o setor 1 é maior, ele possui uma maior contribuição ao volume de vazamentos. Quando nós localizados em cada um dos setores são avaliados individualmente (Figura 3.13), é possível observar os efeitos da inserção da BFT 2. A Figura 14-b mostra um nó do setor 1, onde a pressão usando apenas a BFT 1 é ligeiramente inferior ao caso onde duas BFTs são instaladas. Em contraste, a Figura 14-a mostra um nó do setor 2, onde a BFT 2 atua efetivamente, e, portanto, a

pressão com duas BFTs é reduzida. Quando duas VRPs de saída constante, ajustadas para 26 m e 10 m são instaladas no lugar das BFT 1 e 2 respectivamente, há uma melhoria devido a redução de pressão significativa observada no setor 2. A Tabela 3.3 apresenta os resultados obtidos para este exemplo.

Tabela 3.3 - Resultados da seleção e localização da BFT para o exemplo 3 (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

Caso	1	2	
BFT	54-76	54-76	4-22
Avaliações da Função Objetivo	20.160	46.400	
Número de Partículas	160	320	
Q_{BFT} [l/s]	71,8	53,2	51,0
H_{BFT} [m]	36,1	13,3	12,4
Energia produzida em 24 h [kWh]	357	326	
Redução de Vazamentos - BFT [m³]	269	243	
K [l/s.m^{1/2}]	0.0003		
Pressão de saída da VRP [m]	10	10	26
Redução de Vazamentos - VRP [m³]	42	474	
Diferença [%]	-63,3	-51,3	

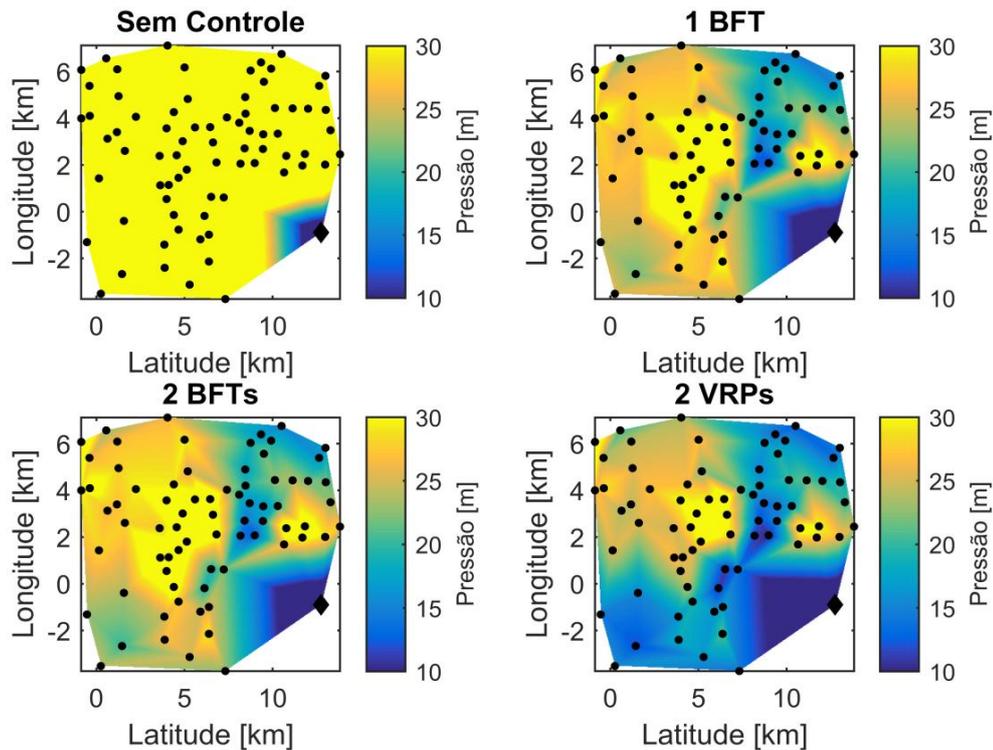


Figura 3.12 - Zonas de pressão da rede 3 para o período de maior consumo (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

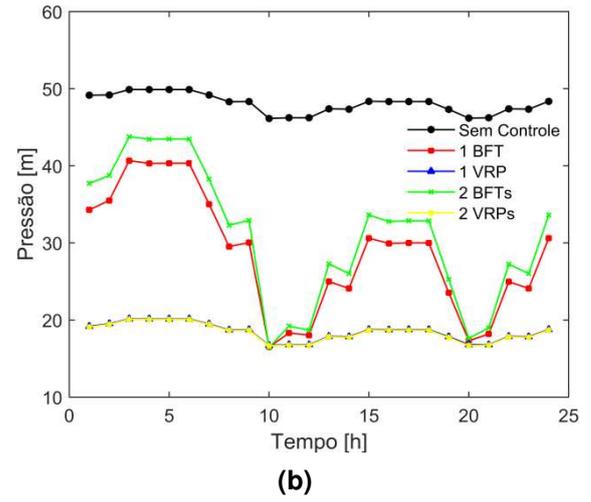
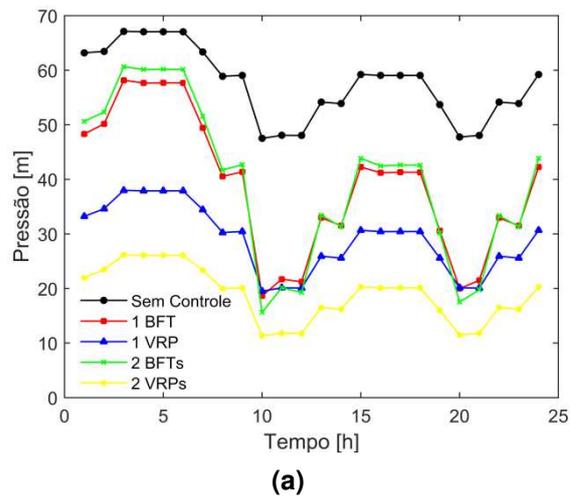


Figura 3.13 - Pressão dos nós críticos do exemplo 3: a) Nó 11; b) Nó 53 (Fonte: ^aMeirelles et al, 2017)

4. OPERAÇÃO EM ROTAÇÃO VARIÁVEL

Como visto no capítulo anterior, o desempenho de uma BFT no controle de pressão ao longo de um dia não é efetivo devido à variabilidade da demanda. Desta forma, neste capítulo será avaliada o desempenho da BFT operando com rotação variável, permitindo uma maior flexibilidade em sua operação e controlando de maneira mais adequada a pressão na rede ao longo do dia.

A operação de grupos geradores com rotação variável ganhou destaque nos últimos anos com o desenvolvimento de usinas eólicas, onde a grande variabilidade da velocidade do vento exige o ajuste da turbina, evitando velocidades excessivamente altas (Hau, 2000). Em usinas hidrelétricas, o uso da rotação variável ganhou destaque com o desenvolvimento de usinas reversíveis, onde a mesma máquina exerce a função de bomba, durante o período de baixa demanda energética, e turbina, quando a demanda é alta, e normalmente a tarifa elevada, viabilizando economicamente este tipo de usina (Deane et al, 2010). Pannatier et al (2010) destacam o aumento da eficiência operacional, além de uma maior estabilidade elétrica e hidráulica do sistema. O uso combinado deste tipo de usina com geradores eólicos tem sido estudado como forma de regularizar a produção de energia, reduzindo as incertezas impostas ao sistema devido à variação de energia fornecida pelos aerogeradores (Muche, 2009).

Apesar das vantagens observadas do uso da rotação variável, ela ainda é pouco aplicada. No caso de bombas comerciais operando como turbina, Joshi et al (2005) propõem seu uso para atender comunidades isoladas, destacando a maior capacidade de produção de energia. Carravetta et al (2013) propõe seu uso em redes de abastecimento de água como forma de melhorar o controle de pressão. Os resultados mostraram uma boa resposta em casos onde não há uma grande variação da demanda.

Como alternativa, neste trabalho propõe-se um modelo para determinar a melhor condição operacional, considerando o uso de BFTs em paralelo e o uso de rotação variável, de forma a realizar o controle pleno da pressão em uma rede.

4.1. Modelagem de BFTs em Rotação Variável

Para realizar a modelagem da variação de rotação, foram utilizadas as leis de semelhança (Wylie e Streeter, 1983). De acordo com Fecarotta et al (2016), o desempenho das máquinas obtido através destas leis possui incertezas, e por isto,

propõem uma nova forma de obter seus dados operacionais em rotação variável. Entretanto, este novo modelo desenvolvido é baseado em dados empíricos, e válidos apenas para uma determinada faixa de rotação específica, e, portanto, não é adequado à metodologia adotada neste trabalho, uma vez que a seleção da máquina se tornaria extremamente restritiva.

Assim como feito no item 3, o ponto de operação da BFT (Q_{BEP} e H_{BEP}) é escolhido, e em seguida, uma das quatorze curvas adimensionais disponíveis, com rotação específica semelhante, é selecionada para obter a curva carga x vazão para sua rotação nominal. Assim, curvas homólogas para diferentes rotações podem ser obtidas pela Eq. (4.1).

$$H_i = a \cdot Q_i^2 + b \cdot Q_i \cdot \left(\frac{n_i}{n_{BEP}}\right) + c \cdot \left(\frac{n_i}{n_{BEP}}\right)^2 \quad (4.1)$$

onde:

a, b, c [adimensional] - coeficientes de ajuste da curva;

H_i [m] altura da BFT na rotação n e instante i ;

Q [m³/s] vazão da BFT na rotação n e instante i ;

n_{BEP} [rpm] - rotação nominal da BFT;

n [rpm] - rotação de trabalho da BFT no instante i .

4.2. Determinação da Rotina Operacional

Como visto anteriormente, o processo de seleção e localização de BFTs em redes de abastecimento de água é complexo. Ao considerar o uso da rotação variável, uma nova máquina deve ser selecionada, adequada para as novas condições operacionais. Assim, o problema de seleção se torna ainda mais complexo, pois para cada máquina a ser instalada serão adicionadas 26 variáveis ao problema: duas referentes ao seu ponto de operação (carga e vazão) e 24 referentes à sua rotação para cada período de consumo. Assim, para reduzir o tempo de processamento e o espaço de busca, apenas as condições de máximo e mínimo consumo são avaliadas para a seleção da máquina, reduzindo a dimensão do problema para apenas 4 variáveis a cada máquina instalada. Além disso, também é necessário o uso das condições extremas dos níveis dos reservatórios, associando os níveis mínimos ao consumo máximo, enquanto que para o período de

mínimo consumo, esses devem operar com o máximo de sua capacidade. Desta forma, os limites operacionais de rotação e vazão impostos para cada máquina serão atendidos nas condições críticas, o que garante sua operação em situações intermediárias.

Assim como feito no item 3, o problema, tanto na fase de seleção quanto na fase de operação, é solucionado maximizando benefício obtido com a instalação da BFT, representado pelos benefícios obtidos com a redução de vazamentos e a produção de energia, conforme Eq. ((3.1)).

Entretanto, neste caso o problema está sujeito à três restrições: a primeira se refere à rotação da máquina, que segundo Carravetta et al (2013) deve se manter no intervalo de 50 a 105 % da rotação nominal. Neste trabalho, adotou-se como limite inferior 60 %, para evitar uma queda acentuada no rendimento da máquina, e superior 100 %, para evitar o desgaste excessivo da máquina. A segunda restrição garante que a vazão turbinada pela BFT não seja inferior à 50 % do valor em sua condição de máxima eficiência, o que pode gerar problemas de vibração e cavitação (Williams, 1995). Apesar disso, a modelagem feita permite a utilização de um by-pass, onde, neste caso de baixas vazões, não haveria produção de energia. Por fim, as pressões em todos os nós da rede devem se manter acima de um valor mínimo preestabelecido, garantindo a qualidade do abastecimento. As Eqs. (4.2)-(4.4) apresentam as funções de penalização para as restrições impostas ao problema, enquanto que a Eq. (4.5) apresenta a função objetivo final.

$$Pen_p = \sum_{j=1}^{NN} \sum_{i=1}^{24} \alpha \cdot |p_{min} - p_{j,i}| \quad (4.2)$$

$$Pen_n = \sum_{i=1}^{24} \alpha \cdot |n_{lim} - n_i| \quad (4.3)$$

$$Pen_Q = \sum_{i=1}^{24} \alpha \cdot |0.5 \cdot Q_{BEP} - Q_i| \quad (4.4)$$

$$FO = \frac{1}{\sum_{i=1}^{24} \left[t_e \cdot \frac{\gamma \cdot Q_i \cdot H_i \cdot \eta_i \cdot \Delta t}{1000} + \sum_{j=1}^{NN} t_a \cdot Q_{l,j,i} \cdot 3600 \right]} + Pen_p + Pen_n + Pen_Q \quad (4.5)$$

em que:

Pen_p [R\$] - função de penalização da pressão.

Pen_n [R\$] - função de penalização da rotação.

Pen_Q [R\$] - função de penalização da vazão.

α [\$/m] - fator de penalização (adotou-se o valor de 100.000);

NN [adimensional] - número de nós da rede;

O rendimento da BFT para as diferentes rotações de trabalho (η_i) foi calculado através da correlação empírica (Eq. (4.6)) proposta por Stepanoff (1957).

$$\frac{1 - \eta_i}{1 - \eta_{BEP}} = \left(\frac{n_i}{n_{BEP}} \right)^{1/4} \quad (4.6)$$

A Figura 4.1 apresenta o fluxograma para seleção e operação de BFTs com rotação variável.

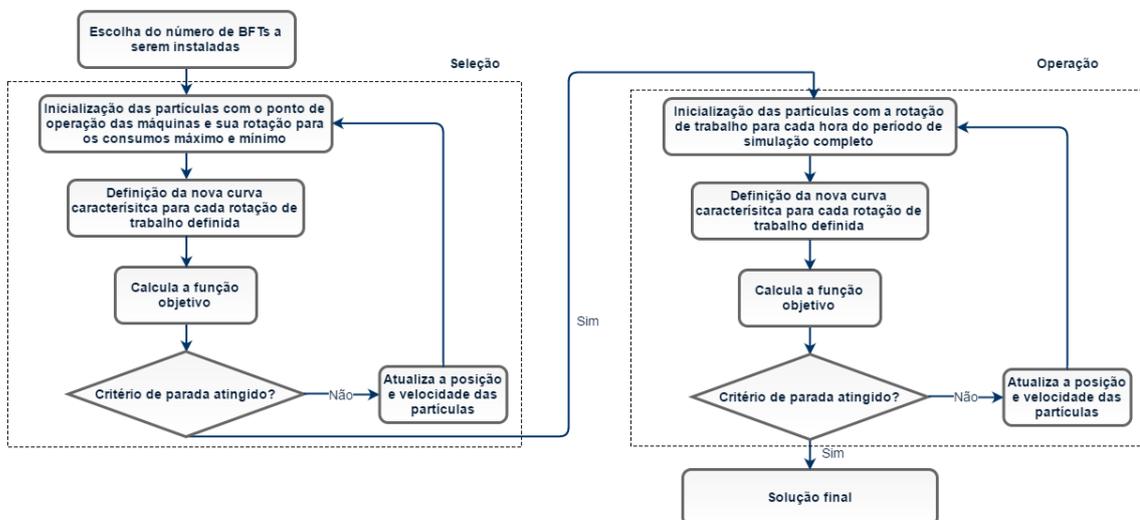


Figura 4.1 - Fluxograma para seleção e operação de BFTs que operem com rotação variável (Fonte: ^bMeirelles et al, 2017)

4.3. Resultados

4.3.1. Exemplo 1

A rede proposta por Gomes (2011), apresentada na Figura 3.3 é novamente avaliada considerando o uso da rotação variável. Inicialmente, a configuração da rede com apenas uma máquina é estudada. Os resultados mostram que, apesar da melhora significativa no controle de pressão, ainda não é possível manter o nó crítico à uma pressão constante. Isso se deve ao fato da grande amplitude da curva de demanda, que varia 200 % ao longo do dia. Desta forma, o uso de uma segunda máquina, também com rotação variável foi considerada. Neste cenário, o uso conjunto das BFT permitiu um controle eficaz da pressão, mantendo o nó crítico sempre com o valor mínimo de 10 m, além de aumentar os benefícios de energia gerada e redução de vazamentos, como mostra a Figura 4.2-a. Ao observar a Figura 4.2-b, é notável a alternância na operação das BFTs. Isto ocorre devido ao ponto de operação de cada máquina: a BFT 1 possui maior vazão, e, portanto, não pode operar em períodos de baixo consumo devido à restrição de vazão mínima turbinada. Quando o consumo aumenta, as duas BFTs poderiam operar em conjunto, mas o uso da BFT reduz a produção de energia total devido à queda na eficiência das máquinas que operariam longe de seu ponto de máximo rendimento.

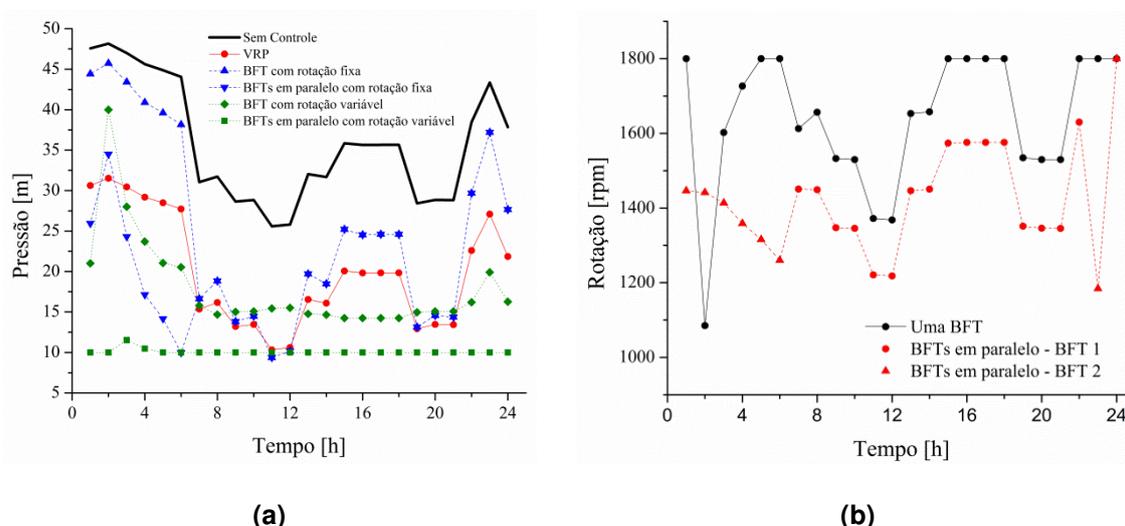


Figura 4.2 - Resultados do exemplo 1: a) Pressão do nó crítico; b) Rotação das BFTs (Fonte: ^bMeirelles et al, 2017)

Quando comparada à VRP de saída fixa e às BFTs de rotação fixa, o uso de BFTs com rotação variável apresenta melhoras significativas, como mostra a Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Resultados da operação em rotação variável para o exemplo 1 (Fonte: ^bMeirelles et al, 2017)

	Rotação Fixa			Rotação Variável		
	1 BFT	2 BFTs		1 BFT	2 BFTs	
Q_{BFT} [l/s]	29,1	29,1	9,5	89,4	140,2	33,9
H_{BFT} [m]	21,3	21,3	30,9	22,0	28,2	81,9
Energia produzida em 24 h [kWh]	78	94		138	148	
Redução de vazamentos [m ³]	62	86		262	316	
Diferença para a VRP [%]	-39,9	-55,1		+67,2	+101,9	

4.3.2. Exemplo 2

A segunda rede estudada foi apresentada pela primeira vez por Jowitt e Xu (1990), e têm sido amplamente utilizada para estudos para otimização do controle de pressão através da localização e operação de VRPs (Reis et al, 1997; Saldarriaga e Salcedo, 2015; Araújo et al, 2006). Ela possui três reservatórios de nível fixo, que abastecem 22 nós através de 37 tubulações, conforme ilustra a Figura 4.3.

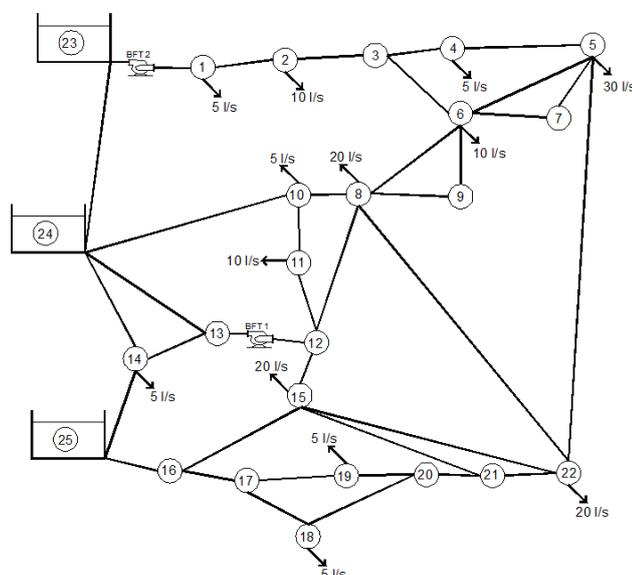


Figura 4.3 - Rede do proposta por Jowitt e Xu (1990) e adaptada por Araújo et al (2006) e localização das BFTs

Neste exemplo, será utilizada a adaptação proposta por Araújo et al (2006), onde parte da vazão de entrada, referente ao volume de vazamentos, foi distribuída aos nós de forma que possa ser calculada em função da pressão (Eq. (4.7)), permitindo a comparação com os resultados obtidos pelo autor.

$$q_j = K \cdot p_j^\beta \quad (4.7)$$

onde:

q_j [l/s] - vazão do vazamento no nó j ;

K_i [l/s·m^{-1/2}] - coeficiente do vazamento;

p_j [m] - pressão no nó j ;

β [adimensional] - expoente de pressão igual à 1,18;

Além disso, como o objetivo deste exemplo não é obter a localização ótima das BFTs, optou-se por utilizar uma das soluções obtidas por Araújo et al (2006), que consiste na utilização de duas VRPs, localizadas entre os nós 12 e 13 e na saída do primeiro reservatório, conforme ilustra a Figura 4.3. A Tabela 4.2 apresenta os resultados obtidos, demonstrando o ganho expressivo do uso da rotação variável quando comparado à operação com rotação fixa. A BFT 2 se beneficiou mais do uso da rotação variável devido à maior variação de vazão observada neste trecho, que pode ser observada na Figura 4.4-c: enquanto a BFT 1 se manteve com rotação constante durante o período de maior consumo, a BFT 2 pôde ajustar sua rotação, resultando em ganhos mais expressivos. Além disso, a média da pressão mínima observada em cada intervalo de tempo foi de 30,1 m, próxima ao mínimo estabelecido para esta rede (30 m). A Figura 4.4-b apresenta os limites de pressão observados durante as 24 h de simulação, e a variação de pressão para os nós 4, 10 e 22. Observa-se que com o aumento do consumo, a carga das BFTs é reduzida e a pressão dos nós aumenta para que os pontos críticos sejam abastecidos. Ainda assim, quando comparadas com VRPs com saída ajustável, a redução do volume de vazamentos ainda é significativamente menor, como mostra a Figura 4.4-a. Este fato ocorre devido ao ponto de operação das BFTs favorecer a produção de energia da BFT 1, que possui maior potencial, reduzindo a capacidade de controle de pressão da BFT 2.

Tabela 4.2 - Resultados da operação em rotação variável para o exemplo 2

	Rotação Fixa		Rotação Variável	
	BFT 1	BFT 2	BFT 1	BFT 2
Q_{BFT} [l/s]	250,5	45,9	129,9	24,7
H_{BFT} [m]	12,8	8,06	7,8	8,0
Energia produzida em 24 h [kWh]	47	9	56	24
Redução de vazamentos [m^3]	119		210	
Diferença para a VRP [%]	-67,0		-41,9	

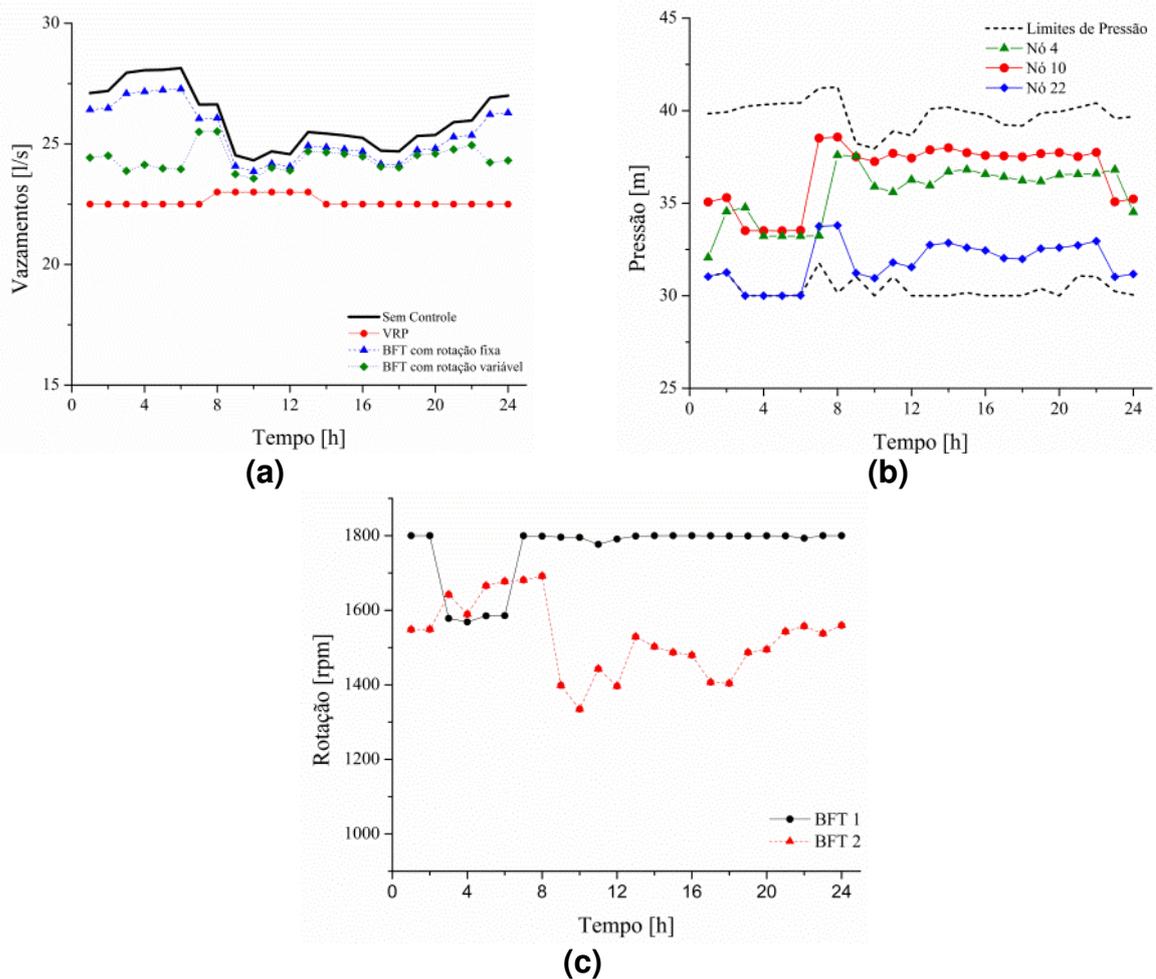


Figura 4.4 - Resultados do exemplo 2: a) Vazamentos; b) Variação da pressão na rede; c) Rotação das BFTs

4.3.3. Exemplo 3

O último estudo de caso se refere a um setor real, Campos do Conde II, localizado na cidade de Piracicaba - SP. Este setor é significativamente maior, com 121 nós e 153 tubos. Observando a configuração do setor e sua topografia, quatro micros setores podem ser definidos, conforme ilustra a Figura 4.5. Assim, na entrada

de cada um destes novos setores uma BFT deverá ser instalada para realizar o controle de pressão.

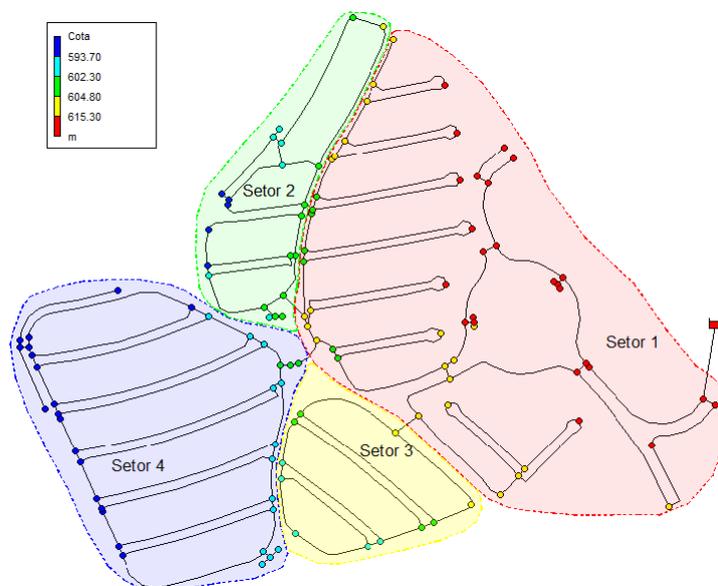


Figura 4.5 - Setorização da rede Campos do Conde II para instalação das BFTs (Fonte: ^bMeirelles et al, 2017)

Assim como nos casos anteriores, a pressão mínima admissível é de 10 m. A cada hora, ao menos um nó de cada micro setor atingiu o valor mínimo de pressão, sendo desnecessário o uso de uma segunda máquina em paralelo. A Figura 4.6-a mostra a maior frequência de pressões baixas quando BFTs com rotação variável são utilizadas. Mesmo assim, as VRPs ainda apresentam um melhor controle de pressão. A Figura 4.6-b mostra a redução de vazamentos para cada um dos casos. Para as BFTs com rotação variável, a redução foi de 16,1 %, uma melhora de 50 % quando comparada à operação com rotação fixa. Entretanto, quando comparada à VRP, seu desempenho foi 24,4 % pior. Ainda assim, as BFTs com rotação variável produziram 1.320 kWh durante o período de 24 horas, um aumento de 92,2 % quando comparado à operação de rotação fixa. Nota-se na Figura 4.6-c que a BFT 1 opera praticamente com rotação constante, com uma pequena desaceleração durante o período de maior consumo, enquanto que as outras máquinas são constantemente ajustadas. Este comportamento é esperado, uma vez que, por estar localizada na entrada do setor, a BFT 1 possui a maior potência disponível, ou seja, é interessante que ela opere sempre com o máximo de sua capacidade. Assim, a BFT 2 só consegue operar durante períodos de baixo consumo, enquanto que a BFT 3 produz energia apenas quando a demanda é elevada. A BFT 4, por estar

localizada em uma zona baixa, opera durante as 2 horas, uma vez que a pressão de entrada permanece alta, mesmo com a perda de carga produzida pela BFT 1.

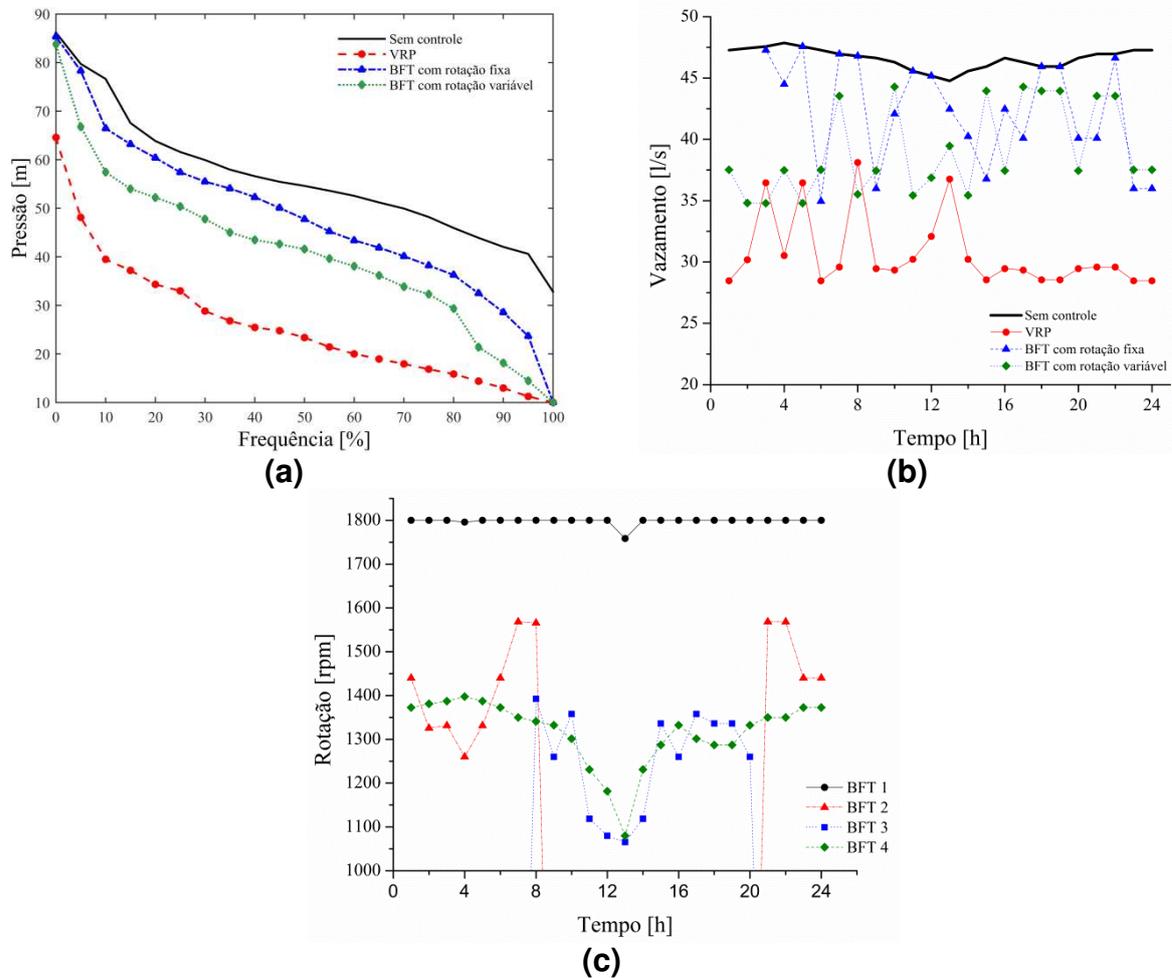


Figura 4.6 - Resultados do exemplo 3: a) Pressão; b) Vazamento; c) Rotação das BFTs (Fonte: ^bMeirelles et al, 2017)

Tabela 4.3 - Resultados da operação em rotação variável para o exemplo 3 (Fonte: ^bMeirelles et al, 2017)

	Rotação Fixa				Rotação Variável			
	BFT 1	BFT 2	BFT 3	BFT 4	BFT 1	BFT 2	BFT 3	BFT 4
Q_{BFT} [l/s]	0,580	0,134	0,076	0,214	0,580	0,134	0,078	0,214
H_{BFT} [m]	23,8	67,4	98,3	74,9	23,8	67,4	98,3	74,9
Energia produzida em 24 h [kWh]	548	66	10	63	557	134	123	507
Redução de vazamentos [m ³]	324				650			
Diferença para a VRP [%]	-39,7				-27,4			

5. DIMENSIONAMENTO OTIMIZADO

O dimensionamento de redes de abastecimento de água é um dos temas mais estudados, uma vez que as tubulações representam cerca de 80 % do investimento necessário à implantação do sistema (Swamee e Sharma, 2008). Devido à complexidade do problema, as técnicas de otimização meta-heurísticas têm sido utilizadas com sucesso na determinação dos diâmetros econômicos das tubulações (Mora-Melia, 2015). Desta forma, são determinados os menores diâmetros necessários para que se mantenha a pressão mínima no ponto crítico do sistema. Este procedimento reduz significativamente o potencial energético, uma vez que a escolha dos menores diâmetros produz uma grande perda de carga, além de tornar a pressão mais sensível às oscilações de demanda. Assim, redes onde BFTs poderiam ser instaladas perdem atratividade devido à queda na produção de energia. Afshar et al (1990), Rintoul (2012) e Meirelles et al (2014) demonstram que, em adutoras por gravidade, o investimento adicional em tubulações maiores é compensado pelo aumento da energia produzida pela micro central.

Soffia et al (2010), utilizando informações da região de Piemonte - Itália, e um Sistema de Informações Geográficas com Modelagem Numérica de Terreno, estimou 1447 locais onde BFTs poderiam ser instaladas, o que representaria uma produção efetiva de 14-26 MW, demonstrando o grande potencial a ser explorado em redes de abastecimento, caso o projeto seja feito de forma otimizada. Além do dimensionamento da rede, a variabilidade do consumo à longo prazo também deve ser considerada na fase de projeto. Sizenfre e von Leon (2014) e Corcoran et al (2016) ressaltam que o aumento da demanda, devido ao crescimento econômico e populacional, ou redução, devido ao aumento das tarifas e desenvolvimento de equipamentos com baixo consumo de água, como máquinas de lavar louça e roupas eficientes, podem afetar significativamente o rendimento do grupo gerador, inviabilizando o projeto.

Assim, neste capítulo é apresentado um modelo para dimensionamento de redes de abastecimento de água considerando a exploração de energia. Tanto o ponto de operação da BFT quanto o diâmetro das tubulações são obtidos através da minimização dos custos de implantação das tubulações e da micro central, descontando-se os benefícios da geração de energia ao longo de sua vida útil. O custo das micro centrais é definido de acordo com a potência disponível no local, e a

variação da demanda e da tarifa de energia ao longo da vida útil do projeto também são avaliadas.

5.1. Previsão de Demanda de Longo Prazo

Fatores sociais, econômicos e climáticos influenciam significativamente o consumo de água da população (Al-Zahrani and Abo-Monasar, 2015). Considerando-se que a vida útil da micro central é de 20 anos (Europump, Hydraulic Institute and U.S. Department of Energy, 2001), há um grande período onde podem haver flutuações da demanda, e conseqüentemente da vazão turbinada, influenciando significativamente a produção de energia, e, conseqüentemente, a viabilidade técnica e econômica do projeto, conforme descrito por Gallagher et al (2015). Devido à falta de informações de longo prazo, foram estabelecidos três padrões de demanda: diário, que representa a variação do consumo ao longo de 24 horas; mensal, para avaliar a sazonalidade do consumo de água; e anual, que visa estimar o aumento ou queda no consumo ao longo dos anos. Para criar os padrões diários e mensais, foram utilizados dados de sistemas de abastecimento reais. A Figura 5.1 apresenta estes padrões, que representam o padrão típico de um setor residencial do Brasil, com pico de demanda próximo das 12 h e uma redução de consumo sazonal durante o inverno.

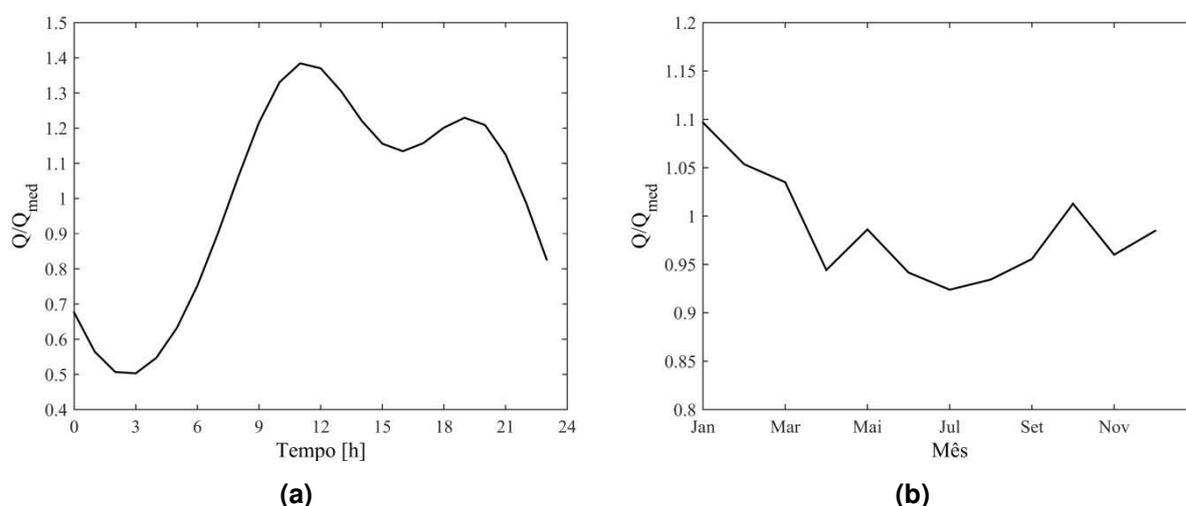


Figura 5.1 - Padrões de consumo: a) diário; b) mensal (Fonte: Meirelles et al, 2017)

Para obter a projeção do consumo ao longo da vida útil da micro central, foi feita uma correlação entre os dados de consumo de água e energia da cidade de São Paulo, com dados disponíveis entre 1995 e 2014, obtidos respectivamente do

Sistema Nacional de Informações sobre Saneamento (SNIS, 2014) e do Balanço Energético Nacional (BEN, 2015). A Figura 5.2 mostra que há uma correlação moderada entre o consumo de água e energia, com um coeficiente de Pearson de 0,454. Considerando as incertezas dos atuais métodos para previsão de demanda à longo prazo (Osborn et al, 1986; Fullerton e Molina, 2010), e o fato de que, para setores residenciais há uma boa correlação entre o consumo de água e energia (Jiang et al, 2016), foi adotada para o consumo de água a mesma taxa de crescimento esperada pelo BEN para os próximos trinta anos, de 2,2 % ao ano. Ainda assim, foi considerada a probabilidade de épocas de seca, onde notoriamente há uma queda no consumo devido ao racionamento. Caso isto aconteça, adotou-se uma taxa de redução de 1,5 % ao ano (média observada entre 1997 e 2005). Assim, obteve-se a projeção de consumo apresentada na Figura 5.2, onde observa-se uma descontinuidade no início do período projetado devido à existência de um período seco neste ano, com outros quatro anos de redução de consumo ao longo do período do projeto.

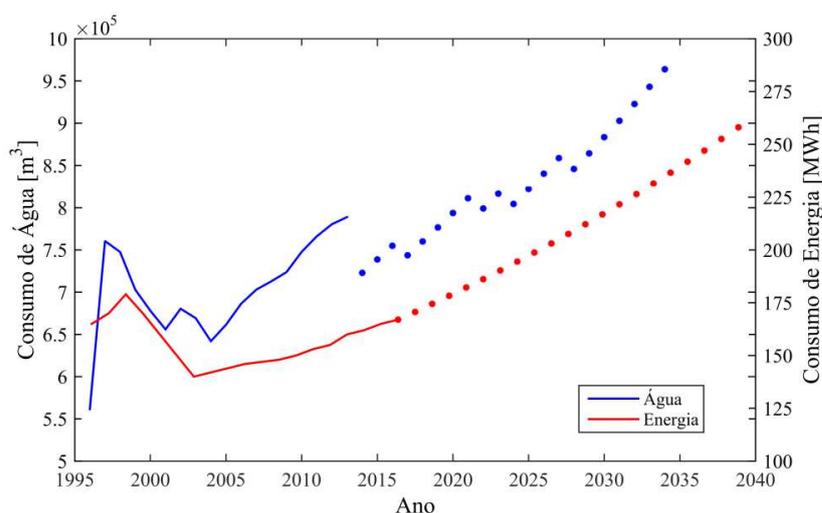


Figura 5.2 - Correlação entre o consumo de água e energia e projeção de crescimento (Fonte: Meirelles et al, 2017)

A evolução da tarifa de energia também é considerada no cálculo do benefício. Como o sistema elétrico brasileiro é composto principalmente por hidrelétricas, o reajuste da tarifa é muito suscetível às condições climáticas, podendo sofrer grandes variações em curtos períodos, conforme pode ser observado na Figura 5.3. No período entre 2010 e 2015, além do problema climático, houve também a renovação da concessão de diversas usinas, o que afetou o valor das

tarifas. Pao (2007) e Weron (2014) destacam este cenário duvidoso na previsão de tarifas de energia, ressaltando que os métodos disponíveis são utilizados apenas para um horizonte de apenas alguns anos. Assim, devido à esta alta volatilidade, a projeção de crescimento da tarifa se torna tão complexa quanto à projeção da demanda. Desta forma, optou-se por considerar a inflação média observada nos últimos 10 anos, de 6,92 % (IBGE, 2016), para realizar o reajuste anual da tarifa, uma estimativa conservadora, visto que este é o valor base para o reajuste anual das concessionárias.

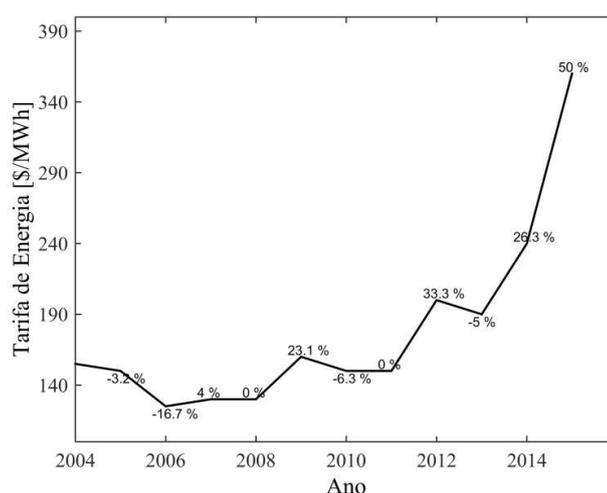


Figura 5.3 - Histórico de reajustes da tarifa de energia (Fonte: ANEEL, 2016)

5.2. Dimensionamento de Redes com Geração de Energia

A solução do problema é feita através da minimização da função objetivo, definida pela soma dos custos das tubulações e da micro central, descontados do benefício obtido com a geração de energia, conforme Eq. (5.1).

$$FO = \min(CT + CM - CE) \quad (5.1)$$

onde:

FO [R\$] - função objetivo

CT [R\$] - custo referente às tubulações;

CM [R\$] - custo referente à micro central

CE [R\$] - benefício obtido com a geração de energia da micro central

Os custos das tubulações dependem do diâmetro e do comprimento da tubulação. Assim, esta parcela é calculada através da Eq. (5.2).

$$CT = \sum_{i=1}^{NT} CD_i \cdot L_i \quad (5.2)$$

onde:

NT - número de tubulações da rede;

CD_i [R\$/m] - custo unitário em função do diâmetro da tubulação i ;

L_i [m] - comprimento da tubulação i .

Já os custos referentes à instalação da micro central podem ser divididos entre projeto, obras civis e equipamentos eletromecânicos. Neste trabalho, será considerado o levantamento destes custos, realizado por Vilanova (2007), corrigidos de acordo com a inflação observada no período. Assim, é possível determinar o custo de implantação da micro central em função da potência disponível, de acordo com a curva apresentada na Figura 5.4.

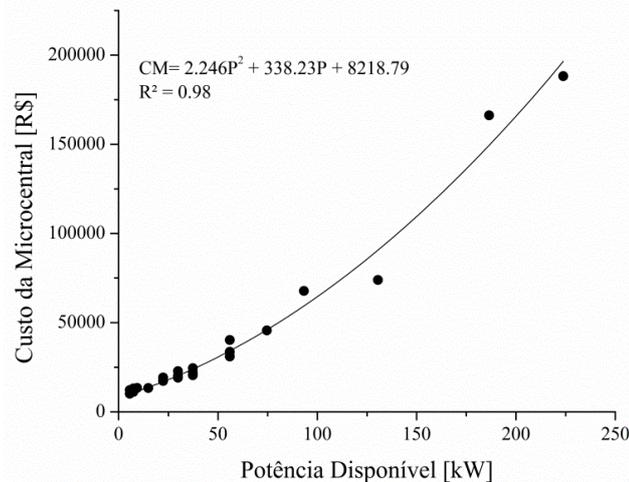


Figura 5.4 - Custos de implantação da micro central em função da potência disponível (Fonte: adaptado de Vilanova, 2007)

Por fim, para que o valor obtido com a energia gerada possa ser descontado do investimento inicial, é necessário utilizar o Valor Presente Líquido (VPL) (Assaf Neto, 1994), conforme Eq. (5.3).

$$CE = \sum_{t=1}^n \frac{E \cdot t_E}{(1+i)^t} \quad (5.3)$$

onde:

n [anos] - vida útil do projeto;

E [kWh] - energia produzida no período;

t_E [R\$/kWh] - tarifa de energia;

i [%] - taxa de juros.

O problema de dimensionamento será feito em duas fases: na primeira, os diâmetros das tubulações serão escolhidos e uma primeira simulação hidráulica será realizada, sem que haja a micro central. Desta forma, sabendo-se previamente o local de implantação da micro central, e com os dados de vazão e pressão obtidos com a simulação, será possível escolher a máquina mais adequada. Nesta segunda etapa, será criada a curva de permanência de potência da micro central, o que irá permitir escolher o ponto de operação da máquina que maximize a produção de energia ao longo de sua vida útil, considerando-se que, abaixo de 50 % de seu valor nominal, não há geração de energia devido à queda de rendimento e problemas de vibração (Williams, 1995). Com isto, sua curva característica pode ser determinada, conforme descrito anteriormente no item 2.5, e uma nova simulação é feita, agora com a micro central instalada, permitindo a avaliação das restrições (pressão mínima do sistema) e cálculo das penalizações, conforme Eq. (5.4). Em seguida, os custos associados às tubulações e à micro central, bem como os benefícios obtidos com a geração de energia ao longo da vida útil da micro central são calculados. A Figura 2.1Figura 5.5 apresenta um fluxograma do procedimento descrito para o dimensionamento das redes com geração de energia. Ressalta-se que neste trabalho não foram considerados vazamentos, o que tornaria o processo de otimização ainda mais complexo, pois, além da maior variabilidade na operação da micro central, o benefício/custo obtido com a redução/aumento do volume de vazamentos também deveria ser considerado.

$$Pen_p = \sum_{j=1}^{NN} \sum_{i=1}^{24} \alpha \cdot |p_{min} - p_{j,i}| \quad (5.4)$$

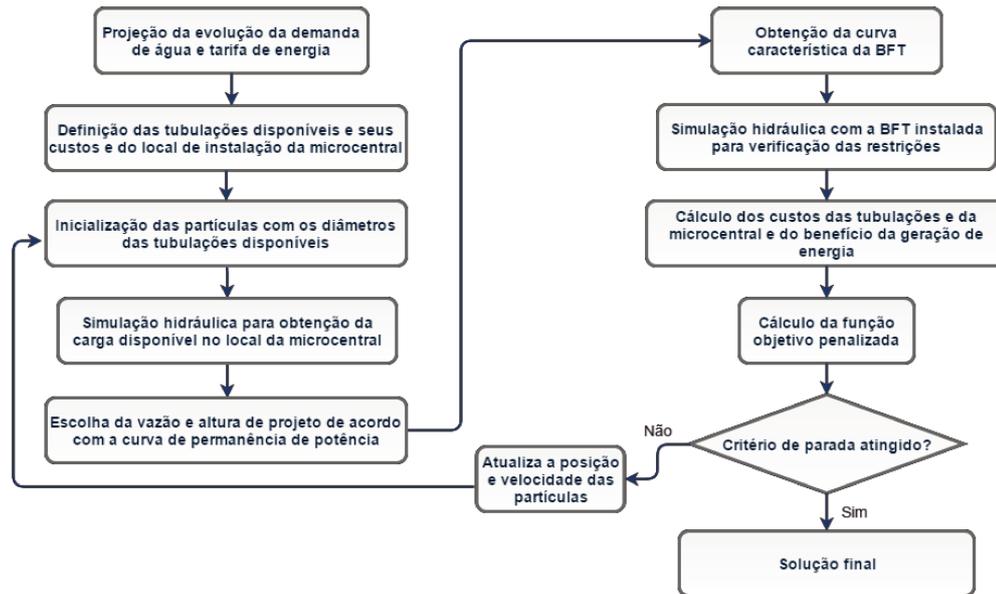


Figura 5.5 - Fluxograma para dimensionamento de redes de abastecimento de água com microcentrais hidrelétricas (Fonte: Meirelles et al, 2017)

5.3. Resultados

5.3.1. Exemplo 1

O setor Laudissi, pertencente à rede de distribuição de água de Santa Bárbara do Oeste - SP é utilizado neste estudo de caso. Este setor possui 25 nós e 31 tubos, além de uma VRP instalada na entrada do setor para controle de pressão, onde deverá ser instalada a BFT para o realizar o dimensionamento da rede. A Figura 5.6 apresenta o setor em estudo e a localização da BFT.

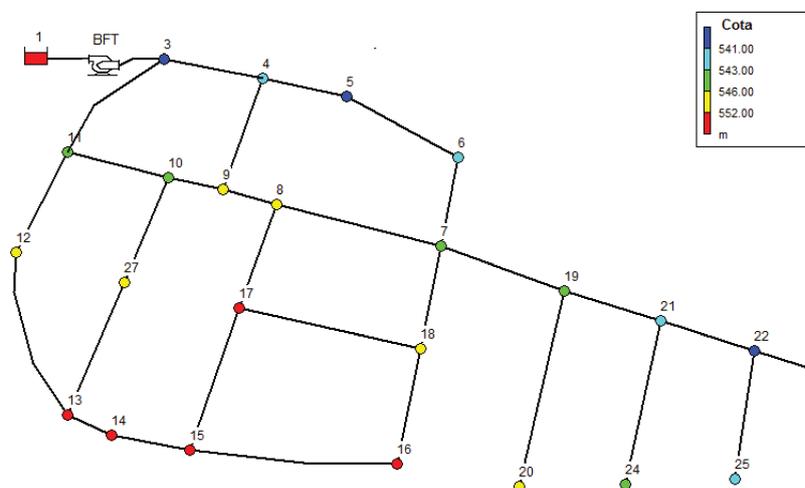


Figura 5.6 - Esquema do setor Laudissi e localização da BFT (Fonte: Meirelles et al, 2017)

Para avaliar a influência da pressão mínima admissível e da tarifa de energia, os dois parâmetros mais relevantes para determinar a viabilidade do uso da BFT, diferentes valores foram adotados para estes parâmetros para criar um campo de viabilidade econômica do projeto. Para a pressão mínima, a variação foi definida entre 10 m (mínimo admissível de acordo com a NBR 12218, 1994) e 40 m, enquanto que para a tarifa de energia considerou-se uma faixa entre 0,15 e 0,60 \$/kWh, de forma que diferentes tarifas praticadas no país, e diferentes modalidades tarifárias (horo-sazonal) sejam contempladas. Assim, um total de 110 diferentes cenários foram avaliados, combinando diferentes condições de pressão mínima e tarifa de energia. Com os resultados obtidos em cada um destes cenários foi criado o campo de viabilidade econômica apresentado na Figura 5.7. A zona à esquerda representa os casos em que o investimento adicional para aumentar o diâmetro das tubulações, e também para implantar a micro central, é superado pelo benefício gerado pelo aumento na produção de energia. À direita, para valores de pressão mínima superiores à 37 m, o dimensionamento tradicional apresenta melhores resultados. Considerando o cenário padrão, em que a pressão mínima é 10 m e a tarifa de energia de 0,30 \$/kWh, o investimento adicional obtido com a nova proposta de dimensionamento é de \$42.480 (23,5 %). Entretanto, com uma potência média de 3,72 kW, a micro central gera um benefício de \$297.804, um valor sete vezes maior que o investimento adicional, e que supera o custo total de implantação da rede. Observando a diferença entre a potência média produzida e a potência nominal da BFT, de 35 kW, é evidente que apenas para os anos finais de projeto, com maior consumo de água, a BFT opera próxima a sua capacidade máxima. Assim, considerou-se o uso de uma segunda máquina para ser utilizada nos anos iniciais de projeto, e também para os períodos de baixo consumo dos anos finais. Neste novo cenário, a potência média aumentaria para 6 kW, gerando um benefício de \$480.156 com um custo adicional de \$51.899 (28,7 %), reduzindo ainda mais a relação custo/benefício.

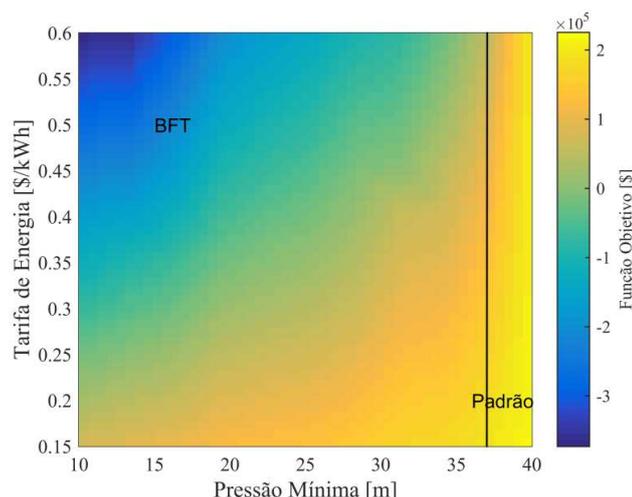


Figura 5.7 - Campo de viabilidade da BFT para o setor Laudissi (Fonte: ^oMeirelles et al, 2017)

Ao observar a evolução da função objetivo para o cenário padrão, (Figura 5.8-a), há um pequeno aumento dos diâmetros no início da otimização, de forma que a energia produzida aumente. Após algumas iterações, os diâmetros permanecem praticamente constantes, enquanto que o ponto de operação da BFT é ajustado para maximizar a produção de energia, aumentando o VPL. Ao final, o diâmetro das tubulações é ligeiramente reduzido, sem que a perda de carga aumente significativamente, enquanto que o ponto de operação ótimo da BFT é finalmente definido. Ressalta-se que o custo de implantação da micro central é muito inferior aos custos das tubulações. Observando a Figura 5.8-b, é notável o aumento do diâmetro das tubulações, com destaque para a tubulação de saída do reservatório (tubo 1), que, por conduzir maior volume de água, precisa de um grande diâmetro para reduzir a perda de carga do sistema. Ainda assim, algumas tubulações possuem maior diâmetro quando o dimensionamento tradicional é utilizado, como observado na tubulação 31. Isto acontece em tubos com comprimento reduzido, onde o aumento do diâmetro apresenta um custo menor, compensando a perda de carga gerada em tubos de maior comprimento. Em média, o dimensionamento com geração de energia elevou em 23 % o diâmetro das tubulações. Finalmente, a Figura 5.8-c apresenta a pressão do nó crítico durante a vida útil do sistema. Devido às diferentes configurações de diâmetros, o nó crítico para o dimensionamento tradicional é o nó 13, enquanto que para o dimensionamento com geração de energia o nó 23 é o que apresenta as menores pressões. Como esperado, devido ao aumento de demanda, a pressão disponível no nó crítico é reduzida, atingindo o valor mínimo permitido apenas no último ano de operação. Entretanto, durante a

operação, a rede dimensionada em conjunto com a geração de energia apresentou melhor controle de pressão, ainda que o diâmetro das tubulações seja maior. Mesmo fora do ponto ideal de operação, a BFT ainda consegue produzir uma perda de carga satisfatória, reduzindo a pressão do sistema. Isto mostra que, mesmo para o dimensionamento tradicional, é necessário um dispositivo para controle de pressão, pois grande parte de sua operação será feita com vazões abaixo da demanda máxima, ou seja, com pressões maiores que a mínima necessária.

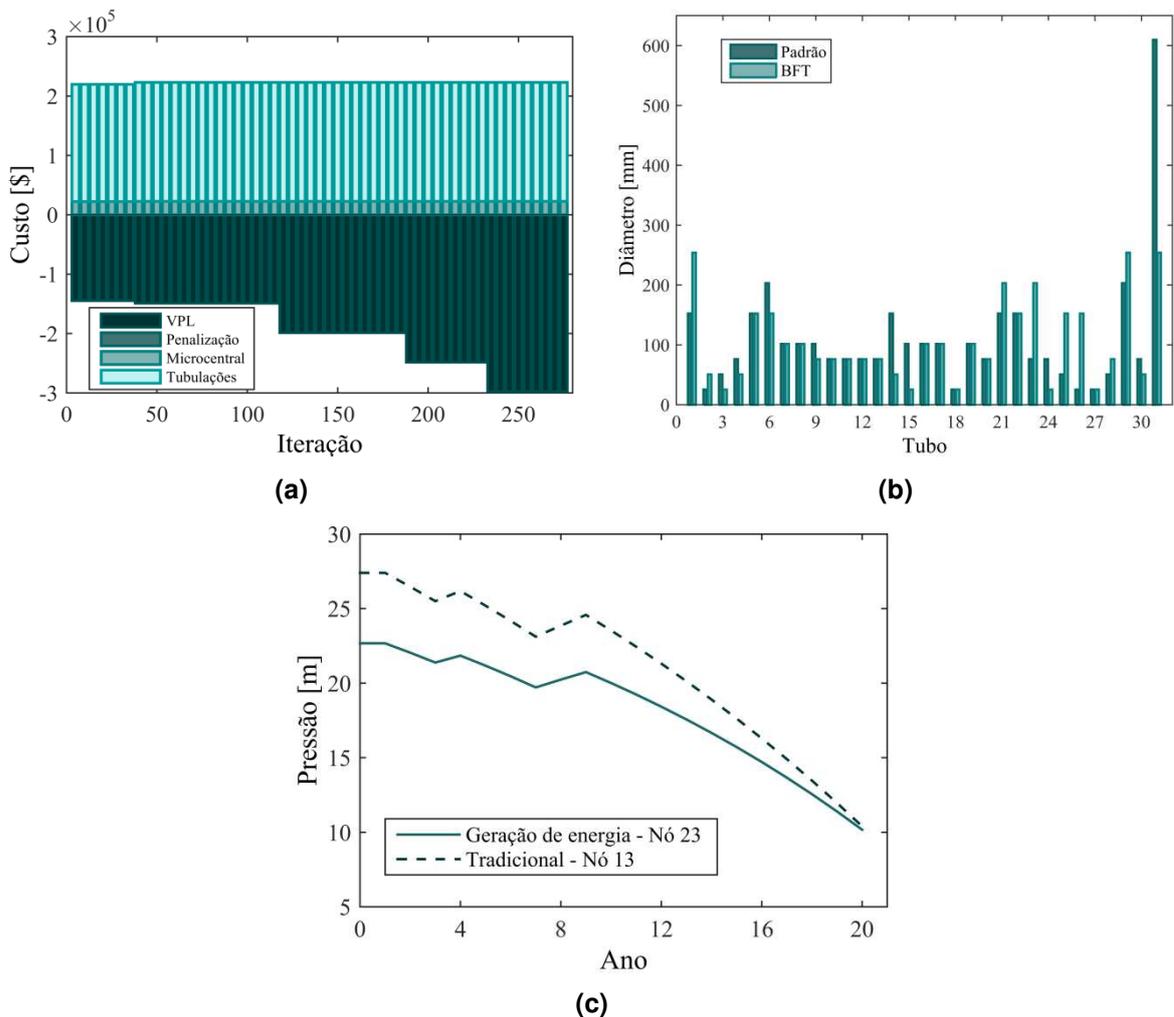


Figura 5.8 - Resultados do dimensionamento do setor Laudissi: a) Evolução da função objetivo; b) Comparação entre os diâmetros obtidos; c) Pressão do nó crítico ao longo da vida útil do sistema (Fonte: ^oMeirelles et al, 2017)

5.3.2. Exemplo 2

O segundo estudo de caso também é feito no setor Campos do Conde II, onde a divisão em quatro micro setores é novamente adotada para a instalação de

BFTs (Figura 4.5). Neste exemplo, apenas o cenário padrão, com pressão mínima admissível de 10 m e tarifa de energia de 0,30 \$/kWh foi avaliado. Diferentemente do setor Laudissi, a minimização da função objetivo não ocorreu majoritariamente pelo aumento da geração de energia, como observa-se na Figura 5.9-a. Ao invés disso, a geração de energia se manteve praticamente constante durante as iterações, sendo a redução do custo das tubulações o principal fator para redução do custo total. Dois fatores podem explicar este comportamento. O primeiro é a maior complexidade do problema, gerando inicialmente uma solução de alto custo para evitar penalizações. O segundo apresenta maior relevância do custo das tubulações em relação ao custo total, sendo, neste caso, mais interessante do ponto de vista econômico reduzir o diâmetro das tubulações, mesmo que a geração de energia seja comprometida. Ainda assim, houve um aumento significativo do diâmetro das tubulações, como é possível observar na Figura 5.9-b. Em média, este aumento foi de 58.3 %, superior ao valor encontrado para a rede Laudissi, mesmo com o custo das tubulações tendo maior relevância no custo total. Isto explica-se devido à influência do setor 1 com os demais setores. Como neste local é onde se encontra a maior potência, a BFT extrai o máximo de pressão possível reduzindo não só a potência disponível em todas as outras, mas também exigindo que as tubulações destes setores aumentem para que a pressão mínima do sistema seja mantida. Mesmo assim, o custo adicional observado no dimensionamento com geração de energia foi de \$305.331, bem abaixo do benefício obtido de \$ 1.961.972, resultante de uma potência média de 24,5 kW (soma da potência média das quatro BFTs). Mais uma vez, o custo de implantação da micro central se mostrou insignificante quando comparado ao custo das tubulações, demonstrando a grande vantagem econômica em se utilizar infraestruturas existentes para produzir energia. Por fim, assim como observado para o setor Laudissi, houve uma mudança do nó crítico de cada um dos micro setores, e novamente, como apresentado na Figura 5.9-c, a pressão durante a vida útil do sistema se manteve maior com o dimensionamento tradicional, demonstrando a necessidade de dispositivos de controle de pressão.

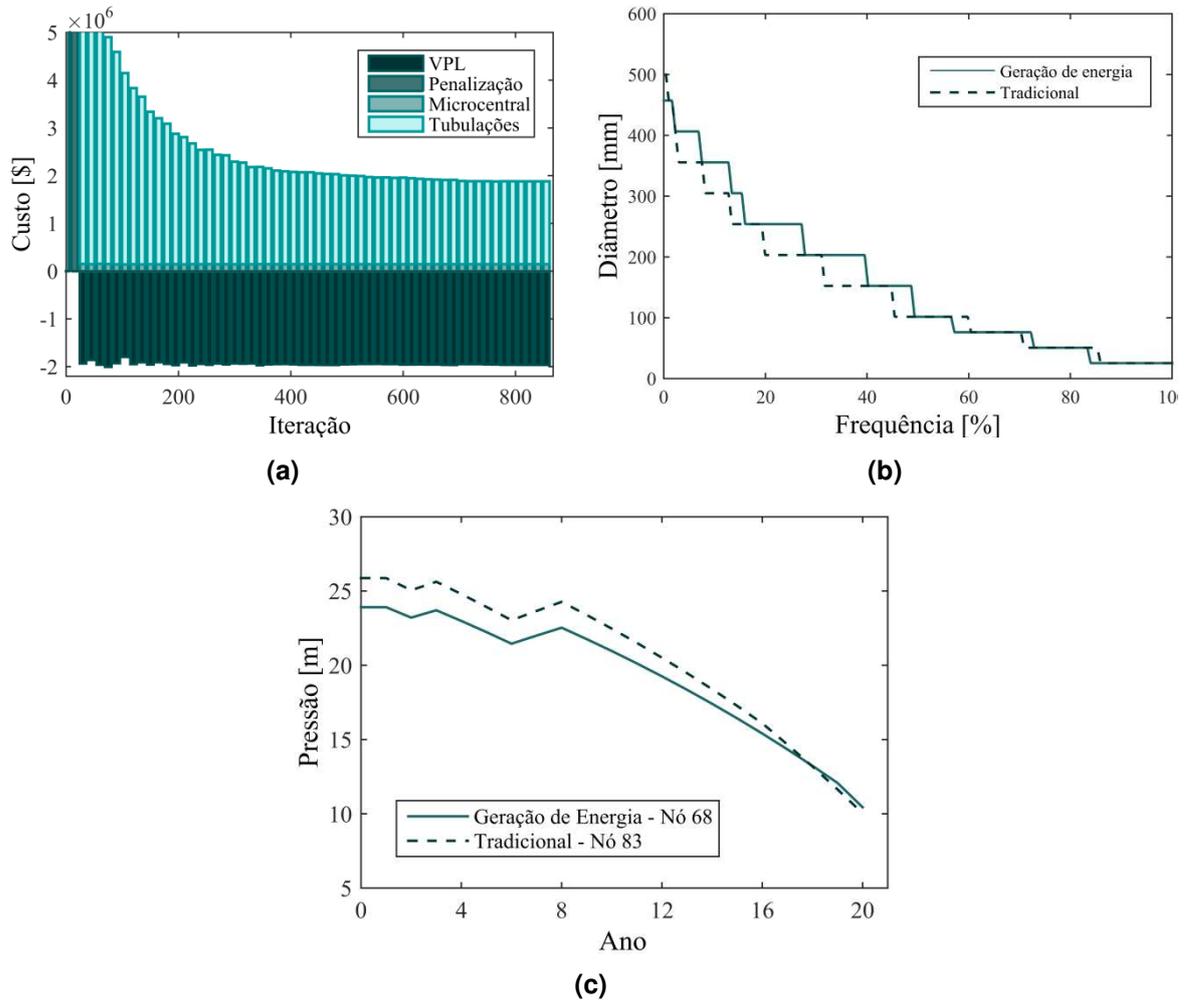


Figura 5.9 - Resultados do dimensionamento do setor Campos do Conde II: a) Evolução da função objetivo; b) Comparação entre os diâmetros obtidos; c) Pressão do nó crítico ao longo da vida útil do sistema (Fonte: ^cMeirelles et al, 2017)

6. AVALIAÇÃO DE TRANSITÓRIOS HIDRÁULICOS

Os sistemas de abastecimento de água estão constantemente sujeitos à transientes hidráulicos, alguns de baixa magnitude, como a abertura ou fechamento de torneiras feita por alguns consumidores, ou com grande impacto, como o fechamento de válvulas ou partida de estações elevatórias. Estas manobras são consideradas de risco e podem resultar em: i) colapso das tubulações devido ao surto de pressão (Elbashir e Amoah, 2007); ii) intrusão de patógenos devido às condições de vácuo criada (Mora-Rodriguez et al., 2012); iii) vibrações que podem causar fadiga nas tubulações, reduzindo sua vida útil (Pejovic et al, 1987). Para evitar este problema, dispositivos de segurança, tais como válvulas de alívio, tanques unidirecionais ou vasos de pressão podem ser utilizados (Jung e Karney, 2006). Da mesma maneira, manobras controladas, mudanças suaves na condição do sistema, como a aceleração em rampa de um grupo motobomba, também reduzem os riscos de danos às tubulações (Boulos et al, 2005).

Em usinas hidrelétricas, uma das principais preocupações se refere ao transiente hidráulico causado por uma rejeição de carga, ou seja, quando ocorre a desconexão com a rede elétrica. Nestas condições, uma válvula de segurança deve ser rapidamente fechada, causando um elevado surto de pressão. Apesar do risco, caso esta manobra não seja realizada, a turbina pode atingir a rotação de disparo, tornando-se instável e com grande vibração, podendo ela mesma entrar em colapso (Nicolet et al, 2009). Além disso, Trivedi et al (2013) ressaltam que os efeitos decorrentes dos transitórios hidráulicos de baixo risco podem ter efeitos significativos à longo prazo, sendo uma simples operação de parada e partida capaz de reduzir em até 15 h a vida útil de uma turbina.

Assim, neste capítulo serão abordadas as diferentes situações em que a BFT estará sujeita ao operar em redes de abastecimento de água. Primeiramente, ensaios laboratoriais são realizados para avaliar os transitórios hidráulicos causados pela mudança de rotação da máquina, abertura ou fechamento de válvulas e pela rejeição de carga sem proteção hidráulica, atingindo a rotação de disparo da BFT. Por fim, os resultados do modelo computacional desenvolvido são comparados com os dados coletados nos ensaios para sua validação, e, em seguida, o modelo é aplicado em um estudo de caso para verificar a segurança da operação da BFT em uma rede de abastecimento de água.

6.1. Ensaaios Laboratoriais

6.1.1. Bancada Experimental

Para avaliar os efeitos dos transitórios hidráulicos causados pela operação das BFTs, o laboratório de hidráulica do Instituto Superior Técnico foi utilizado. A bancada experimental é apresentada na Figura 6.1. Este é um circuito fechado, composto por um tanque de 1 m³, de onde uma bomba auxiliar retira água para o sistema. Em seguida, localiza-se um vaso de pressão, com capacidade de 1 m³, ajustado para que a pressão do circuito se mantenha constante em 30 m. Após o medidor de vazão eletromagnético, uma tubulação de polietileno de alta densidade, com 100 m de comprimento e 50 mm de diâmetro simula uma longa adutora. Em seguida, está localizada a BFT, da marca KSB, modelo Etanorm 32-125, acoplada à um motor de indução Siemens de 550 W, que funciona como gerador. Em seguida a água retorna ao tanque, onde cinco válvulas regulam a vazão do sistema, simulando o consumo em uma rede de distribuição de água. Os testes foram realizados em um sistema isolado, e por isso um banco de capacitores foi utilizado para excitação do motor, enquanto que resistências simulam a carga. Um analisador de grandezas elétricas é utilizado logo na saída do gerador para obter a potência ativa produzida. Dois transdutores de pressão, com range de -1 a 10 bar, estão localizados na entrada e saída da BFT, e conectados ao sistema de aquisição de dados PicoScope, onde uma frequência de 100 Hz foi utilizada para a coleta de dados. Um tacômetro ótico ainda é utilizado para monitoramento da rotação.

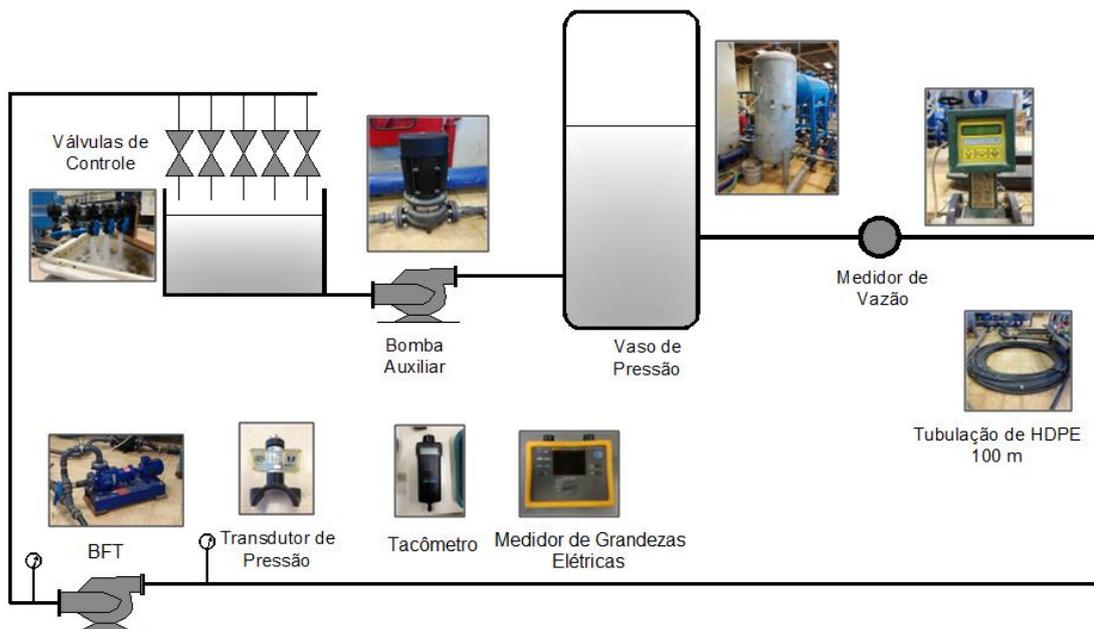


Figura 6.1 - Esquema da bancada experimental

6.1.2. Mudança de Rotação

Como visto no Capítulo 4, para que o controle de pressão seja feito com maior eficiência, o uso da rotação variável é necessário. Entretanto, ao alterar a rotação da BFT, um transitório hidráulico é causado, sendo necessário avaliar o seu impacto ao sistema, uma vez que esta será uma manobra constantemente realizada. A Figura 6.2 apresenta quatro diferentes casos: a redução e aumento da rotação, com grande e baixa amplitude. Como esperado, o caso onde a alteração da rotação é maior, causa um pico de pressão maior. Entretanto, em ambos os casos este aumento da pressão é insignificante e, portanto, o uso da rotação variável não deve causar danos ao sistema.

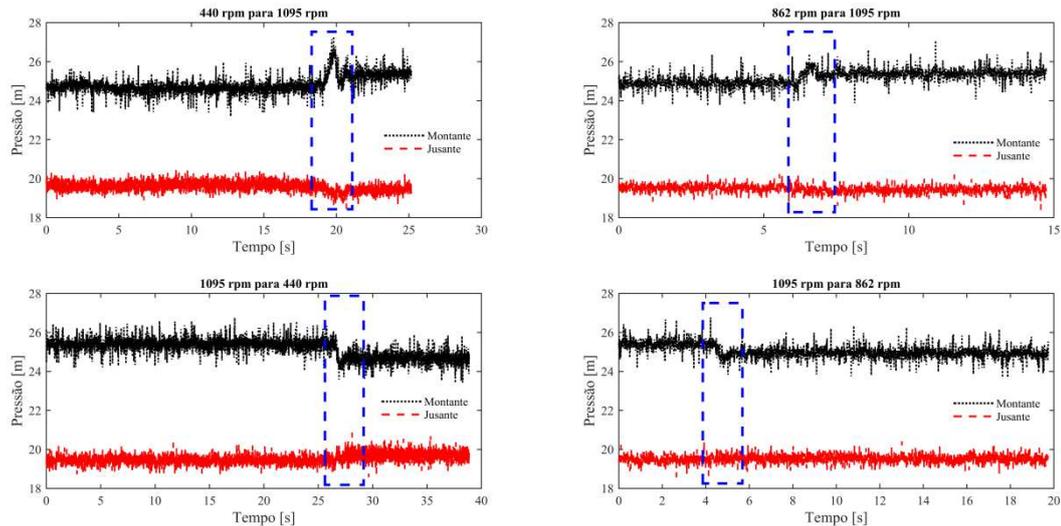


Figura 6.2 - Transientes hidráulicos causados pela alteração da rotação da BFT

6.1.3. Abertura e Fechamento de Válvula

Outra manobra a ser avaliada é a abertura e fechamento de válvulas. Esta será uma manobra menos frequente do que a mudança da rotação. Entretanto, assim como observado em estações elevatórias, falhas elétricas e mecânicas podem ocorrer, causando a parada da BFT. Assim, diferentes tempos de fechamento e abertura foram estudados, bem como diferentes rotações. Os resultados apresentados nas Figura 6.3 e Figura 6.4 mostram que apenas para manobras rápidas ocorre um pico de pressão devido ao transitório hidráulico. Entretanto, quando o fechamento ou abertura é parcial, a elevação de pressão não é significativa. Isto mostra que o sistema pode operar com tranquilidade, fechando ou abrindo válvulas de setorização sem que haja danos. Para a partida e parada da BFT é necessária a realização de uma manobra lenta. Por fim, os resultados mostram que a rotação de trabalho da BFT não tem influência significativa no transitório resultante da abertura e fechamento de válvulas do sistema.

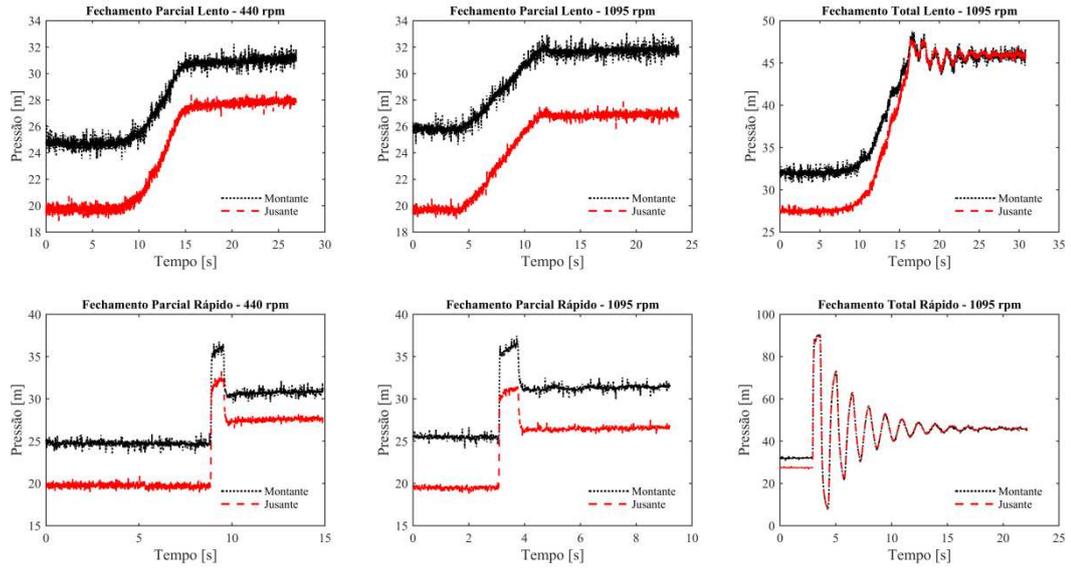


Figura 6.3 - Transientes hidráulicos causados pelo fechamento de válvulas

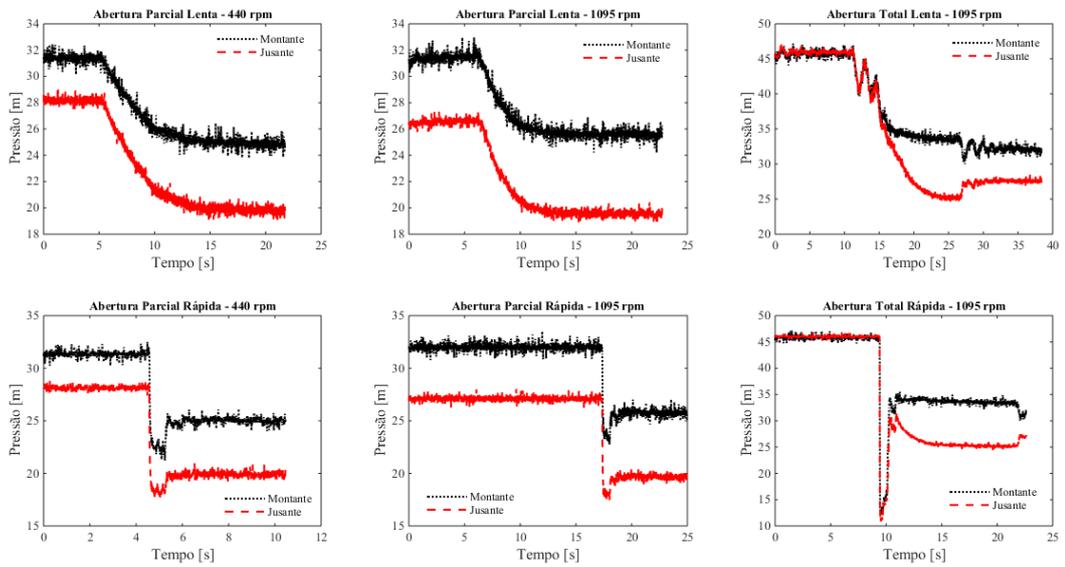


Figura 6.4 - Transientes hidráulicos causados pela abertura de válvulas

6.1.4. Rotação de Disparo

O último caso a ser estudado refere-se à desconexão da BFT da rede elétrica, sem que haja atuação imediata de uma válvula de segurança. Nestas condições, a BFT irá atingir a rotação de disparo, resultante da combinação entre a vazão máxima do sistema e da inércia do grupo gerador. Os resultados obtidos para diferentes vazões são apresentados nas Figura 6.5 e Figura 6.6. Observa-se que as pressões de montante e jusante não se alteram significativamente. Entretanto, há uma pequena redução da vazão do sistema, o que explica o aumento da pressão de montante. De acordo com Chapallaz (1992) e Ramos (2000), esta é uma característica de máquinas radiais, que produzem maiores perdas com o aumento da velocidade de rotação devido às forças centrífugas que atuam no fluido. Este comportamento se confirma ao observar-se a queda da BFT, que aumentou em média 85 %. A Figura 6.7 apresenta a redução da vazão no sistema em função do aumento da rotação. Desta forma, além dos problemas mecânicos observados na BFT causados pelo aumento da vibração, existe também o risco de desabastecimento de regiões mais afastadas em uma rede real, uma vez que há um grande aumento na perda de carga localizada, reduzindo a vazão disponível aos consumidores. Ao contrário do fechamento de válvulas, esta é uma condição em que não há interrupção do vazamento, e, caso não seja feito o correto monitoramento da BFT, este cenário pode não ser detectado rapidamente, causando danos ao sistema.

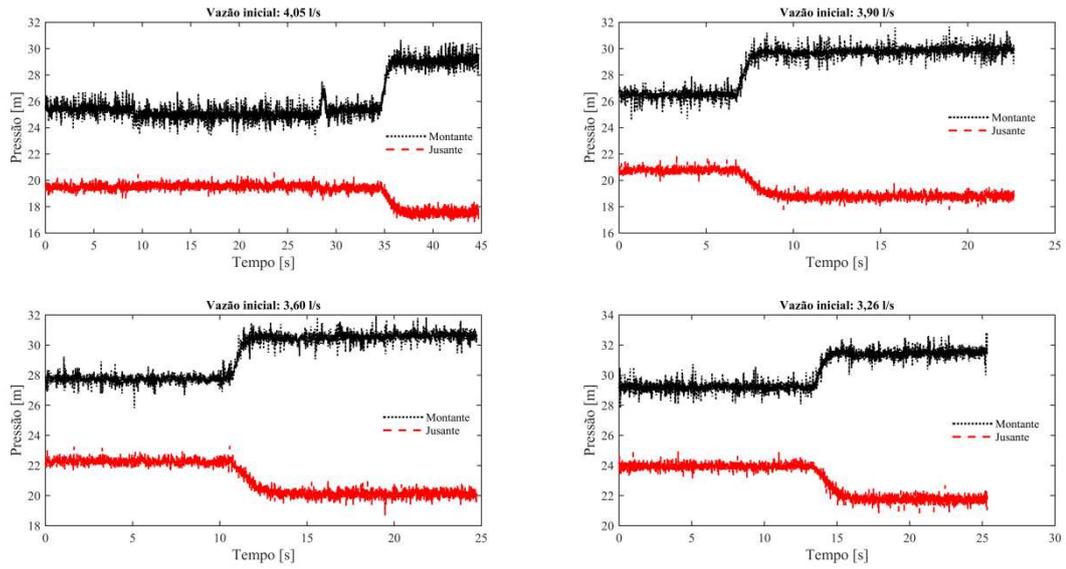


Figura 6.5 - Transientes hidráulicos causados pela rotação de disparo

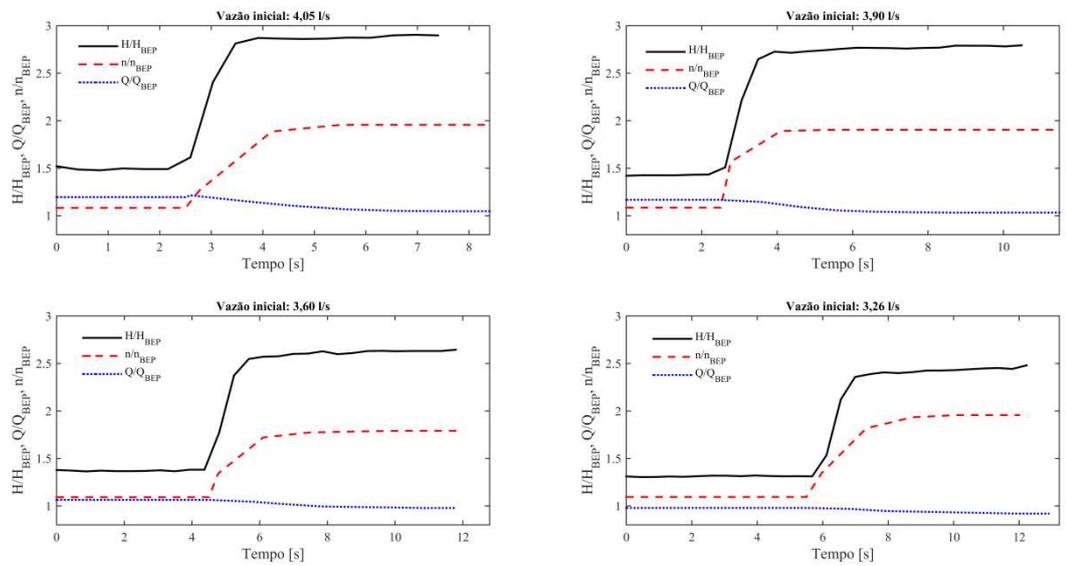


Figura 6.6 - Comportamento da BFT em diferentes rotações de disparo

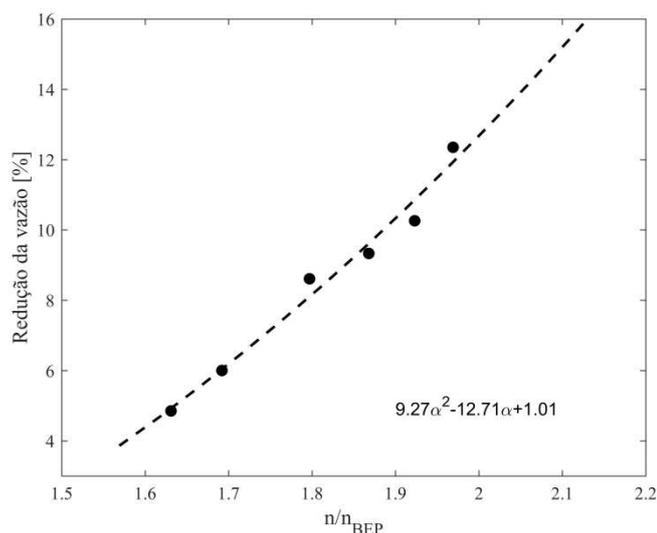


Figura 6.7 - Redução da vazão em função da rotação de disparo

6.2. Simulação em Redes de Abastecimento

A rede proposta por Gomes (2011) (Figura 3.3) será utilizada para realizar as simulações hidráulicas em regime transitório. Os casos de abertura e fechamento de válvula e mudança de rotação serão avaliados para verificar os efeitos de escala e das reflexões das ondas de pressão em uma rede malhada.

6.2.1. Mudança de Rotação

De acordo com os resultados obtidos no item 4.3.1, foi feita a simulação da mudança de rotação das duas BFTs em paralelo. Para avaliar a pior situação possível, considerou-se a alteração máxima observada, ou seja, quando o consumo passa do valor mínimo para o máximo. Considerou-se que a mudança de rotação é feita de forma linear em um intervalo de um segundo. A Figura 6.8 mostra a variação de pressão para o nó crítico da rede. Os resultados obtidos são condizentes com o comportamento observado em laboratório, criando uma sobrepressão na rede quando há um aumento na velocidade da máquina e uma subpressão quando esta é reduzida. Entretanto, devido à magnitude da vazão em questão, cerca de sete vezes superior aos valores atingidos em laboratório, o valor da sobrepressão é significativamente maior, com um tempo de estabilização também elevado. Ainda assim, os valores registrados não são prejudiciais ao sistema. Entretanto, ressalta-se que para redes de grande porte os surtos de pressão podem ser ainda maiores, sendo necessária a verificação para que possam ser definidas as leis de operação da BFT, ou seja, qual a rampa de aceleração capaz de evitar surtos que possam

causar risco ao sistema. Além disso, é necessário definir a sensibilidade do controlador para evitar que o ajuste de rotação seja constante, o que pode causar um novo efeito transitório ao sistema.

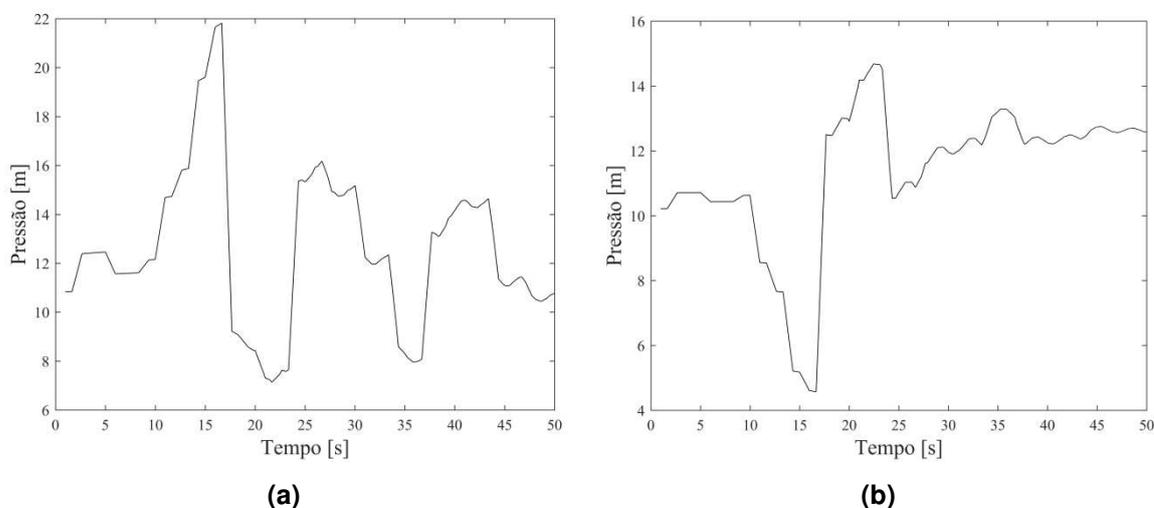


Figura 6.8 - Pressão no nó crítico durante a alteração de rotação da BFT: a) Aumento da rotação; b) Redução da rotação

6.2.2. Abertura e Fechamento de válvula

Neste item, serão avaliadas as manobras de fechamento e abertura de uma válvula a jusante da BFT, simulando uma parada e partida, respectivamente. Em ambos os casos foi feita a simulação da demanda guiada pela pressão, uma vez que, após o fechamento, não é possível atender à demanda normal, o que causaria pressões negativas no sistema. Primeiramente, foram feitas manobras rápidas para as condições extremas de consumo. Considera-se uma manobra rápida quando o tempo de manobra t é inferior ao valor obtido pela Eq. (6.1).

$$t < \frac{2 \cdot L}{a} \quad (6.1)$$

Observando o caso de fechamento da válvula apresentado na Figura 6.9-a, devido às reflexões do sistema o sinal de pressão é atenuado com um número baixo de ciclos. Também é claro o aumento do surto de pressão quando a manobra é feita durante o período de maior consumo. Valores negativos foram obtidos, o que é prejudicial ao sistema devido à possível intrusão de patógenos. Para evitar que isto ocorra, uma manobra lenta foi simulada, conforme mostra a Figura 6.10-a. Neste

caso, o surto de pressão é inexistente, garantindo a segurança do sistema. Ainda assim, para a condição de máximo consumo ainda se observa a ocorrência de pressões negativas, possivelmente devido ao esvaziamento das tubulações. No caso da abertura da válvula (Figura 6.9-b e Figura 6.10-b), diferentemente do comportamento observado em laboratório, não houve uma rápida queda de pressão. Tanto para a abertura rápida quanto para a lenta a redução da pressão foi suave, com um tempo elevado para estabilização, sendo que para o consumo mínimo, este tempo foi superior a 100 segundos. Este comportamento pode ser explicado pela maior inércia da BFT simulada e principalmente pelas reflexões das ondas de pressão no sistema malhado, evitando uma queda repentina da pressão.

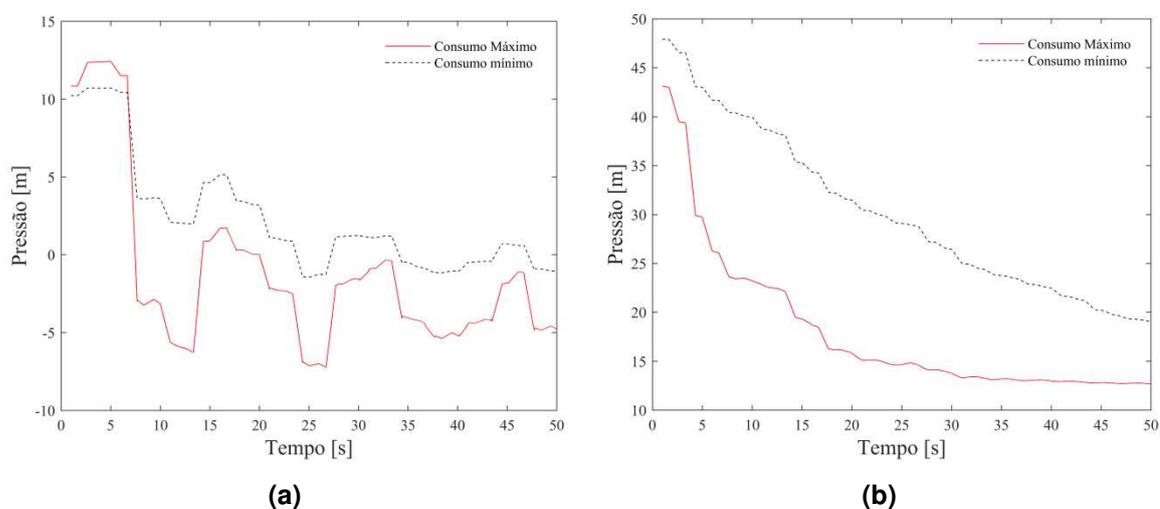


Figura 6.9 - Manobra rápida na válvula de controle a jusante da BFT: a) Fechamento; b) Abertura

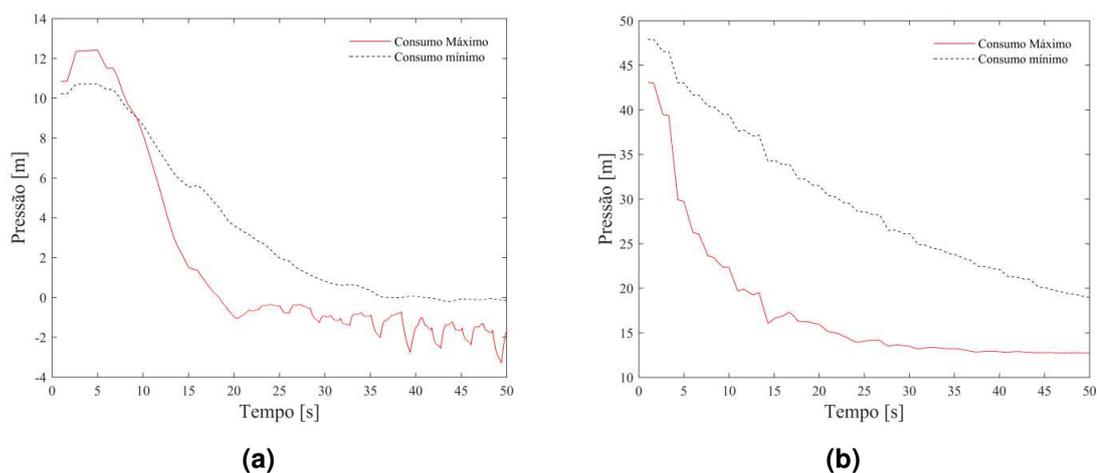


Figura 6.10 - Manobra lenta na válvula de controle a jusante da BFT: a) Fechamento; b) Abertura

Além da rede de distribuição, a adutora que abastece o setor também deve ser protegida, pois as maiores pressões serão observadas neste trecho durante o fechamento. A Figura 6.11-a mostra que neste caso, a manobra rápida não causa um grande impacto ao sistema. Mesmo assim, a alteração da manobra é capaz de reduzir significativamente a magnitude do surto de pressão causado pela manobra (Figura 6.11-b). Como observado no item anterior, em sistemas de grande porte além de uma lei de manobra eficaz, dispositivos de proteção também podem ser necessários. Ressalta-se que esta não é uma particularidade da BFT, pois um comportamento similar seria observado no caso de fechamento de uma VRP.

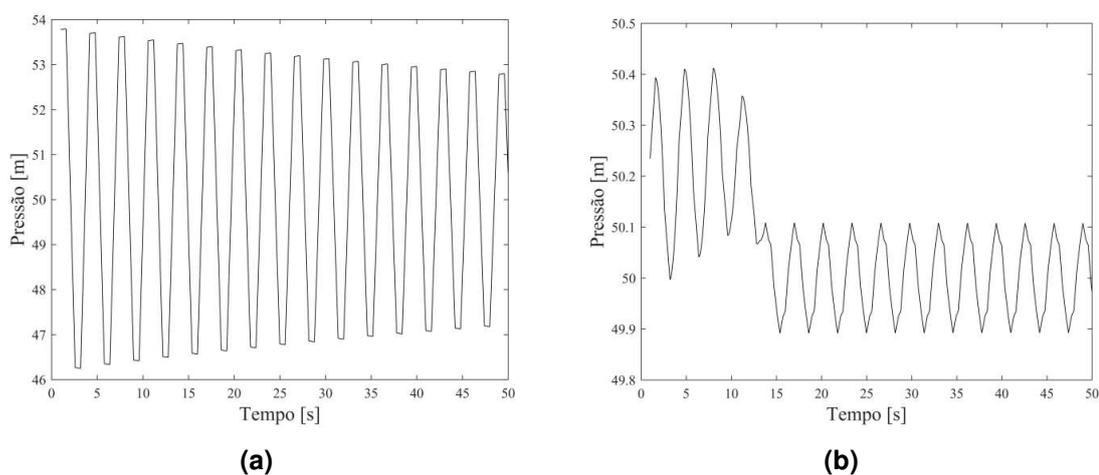


Figura 6.11 - Surto de pressão a montante da BFT durante o fechamento da válvula: a) Manobra rápida; b) Manobra lenta

7. CONCLUSÕES

O trabalho apresentou diversos aspectos para o planejamento e operação de BFTs em redes de distribuição de água para controle de pressão e geração de energia. De modo geral, as BFTs apresentaram resultados satisfatórios no controle de pressão, similares aos observados na operação de VRPs, especialmente quando a rotação variável é utilizada, mas ainda abaixo do desempenho de VRPs auto-ajustáveis, normalmente utilizadas em locais com grandes vazões. Apesar disso, o equipamento ideal para cada situação deve ser escolhido pelo benefício total, ou seja, caso o benefício obtido com a geração seja superior ao obtido com a redução de vazamentos, a BFT pode ser uma boa opção. Quando seu uso é considerado ainda na fase de projeto, demonstrou-se que o aumento do diâmetro das tubulações é viável devido ao aumento da potência disponível na BFT, gerando um benefício adicional que supera o aumento do investimento inicial. Por fim, a análise dos transitórios hidráulicos decorrentes de sua operação foram avaliados, confirmando o baixo risco envolvido em sua operação caso as manobras executadas sejam feitas de maneira correta. A seguir são destacados pontos específicos observados no trabalho.

- A seleção da BFT é feita considerando o período de menor consumo, devido ao maior potencial existente. Assim, sua operação durante períodos de baixo consumo é limitada, sendo necessário o uso de BFTs em paralelo ou a rotação variável para a melhora do controle de pressão;

- Ao observar o espaço de busca do problema de seleção de BFTs, com localização previamente definida, nota-se a dificuldade do problema devido à necessidade do uso de penalizações para evitar pressões abaixo do mínimo permitido. Outro fato que dificulta o processo de busca é o baixo número de curvas adimensionais disponíveis. Desta forma, quando a busca se aproxima de um ótimo local, a rotação da máquina pode alterar de forma que uma nova curva seja adotada para o cálculo das pressões na rede, causando uma grande variação da função objetivo. O uso de *splines* bidimensionais para ajuste de curvas de diferentes rotações específicas, como proposto por Izquierdo e Iglesias (2001) pode reduzir este problema. Ainda assim, quando comparado com métodos de seleção clássicos da literatura, o método proposto apresentou melhores resultados.

- O uso de rotação variável gera ganhos expressivos quando comparado com a operação com rotação fixa. Quando comparada às VRPs de saída fixa apresenta

comportamento similar no controle de pressão, sendo uma alternativa interessante para setores de menor porte;

- A atratividade do uso das BFTs em redes de distribuição é influenciada diretamente pela tarifa de energia do local e dos custos de produção da água tratada, ou seja, pequenos potenciais podem apresentar retorno maior devido à melhor relação entre o benefício da geração de energia e a redução de vazamentos;

- Quando o uso de BFTs é considerado no dimensionamento de redes de distribuição de água, aumenta-se o diâmetro de tubulações com maiores vazões para que a perda de carga seja reduzida, aumentando a potência disponível, de forma que o investimento adicional seja compensado pelo aumento da geração de energia;

- Assim como em uma rede de distribuição qualquer onde é necessário o fechamento ou abertura de uma válvula, os transitórios causados pela operação da microcentral podem causar surtos de pressão da mesma magnitude. Desta forma, é necessário definir as leis de manobra a cada caso, e, em sistemas de grande porte, considerar a necessidade de dispositivos de proteção;

- Apesar do aumento da eficiência no controle de pressão e geração de energia quando o uso da rotação variável é feito, os efeitos do transitório hidráulico causados pela mudança de velocidade da máquina podem ser significativos. Desta forma, recomenda-se o aprofundamento deste estudo para que não só no caso de BFTs, mas também para a operação otimizada de bombas e válvulas, sejam considerados estes efeitos para determinar a rampa de aceleração ótima, ou seja, aquela que assegure a integridade da rede, causando o menor surto de pressão possível. Além disso, é necessário definir a sensibilidade do controlador para evitar uma alteração constante da velocidade da máquina, o que por si só poderia induzir um surto de pressão.

Para trabalhos futuros, recomenda-se explorar melhor o controle operacional das BFTs para que sejam reduzidos os impactos dos transitórios causados devido à alteração da rotação. Também se recomenda um estudo mais detalhado à respeito do dimensionamento e reabilitação de redes de distribuição, visando a geração de energia, com foco na alteração dos diâmetros da rede troncal, que possui maior relevância ao sistema, e portanto gerando maior impacto na produção de energia.

8. REFERÊNCIAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas, **NBR 12218 - Projeto de Rede de Distribuição de Água para Abastecimento Público**, 1994.

AFSHAR, A., JEMAA, F. B. & MARINO, M. A. "Optimization of hydropower plant integration in water supply system", **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 116, n. 5, p. 665-675, 1990.

ALMEIDA, A. B., KOELLE, E. **Fluid transients in pipe networks**. Computational Mechanics Publications, Elsevier Applied Science, Southampton, Reino Unido, 1992.

AL-ZAHRANI, M. A., & ABO-MONASAR, A. "Urban residential water demand prediction based on artificial neural networks and time series models". **Water Resources Management**, v. 29, n. 10, p. 3651-3662, 2015.

ARAÚJO, L. S., RAMOS, H., COELHO, T. "Pressure control for leakage minimisation in water distribution systems management". **Water Resources Management**, v. 20, p. 133-149, 2006.

ASSAF NETO, A., **Matemática Financeira e suas Aplicações**, São Paulo, Editora Atlas, 1994.

BOULOS, P. F., KARNEY, B. W., WOOD, D. J., & LINGIREDDY, S. "Hydraulic transient guidelines for protecting water distribution systems". **Journal of American Water Works Association**, 97(5), 111-124, 2005.

BRAGHIROLI, M., SANTOS, M., & BRAGA, D. "Estação Elevatória de Água de Santana: Um Caso de Sucesso na Redução de Perdas e Consumo de Energia no Setor de Saneamento". In **International Workshop Advances in Cleaner Production**, 2011.

BRENTAN B. M., LUVIZOTTO JÚNIOR, E. "PSO applied to reduce the cost of energy in water supply networks". **Applied Mechanics and Materials**, n. 409–410, p. 703–706, 2013.

BRUNONE, B., GOLIA, U.M. AND GRECO, M. "Modelling of Fast Transients by Numerical Methods". In: **Proceedings of the International Conference on Hydraulic Transients with Water Column Separation**, Valencia, Espanha, pp. 273–281, 1991.

CALLAN, **Building object-oriented systems : an introduction from concepts to implementation in C++**, Computational Mechanics, Southampton, p. 294, 1994.

CARRAVETTA, A., DEL GIUDICE, G., FECAROTTA, O. & RAMOS, H. "PAT Design Strategy for Energy Recovery in Water Distribution Networks by Electrical Regulation", **Energies**, v. 6, p. 411-424, 2013.

CHAUDHRY, M.H. & HUSSAINI, M.Y., "Second order accurate explicit finite difference for waterhammer analysis". **Journal of Fluid Engineering**, v. 107, p. 523–529, 1985.

CORCORAN, L., MCNABOLA, A., & COUGHLAN, P. "Predicting and quantifying the effect of variations in long-term water demand on micro-hydropower energy recovery in water supply networks". **Urban Water**, 2016.

COURANT, R., FRIEDRICHS, K. O., LEWY, H. "On the partial difference equations of mathematical physics", **IBM Journal**, vol. 11, pp.215-234, 1967.

COVAS, D., STOIANOV, I., RAMOS, H., GRAHAM, N., & MAKSIMOVIC, C. "The dynamic effect of pipe-wall viscoelasticity in hydraulic transients. Part I— Experimental analysis and creep characterization". **Journal of Hydraulic Research**, 42(5), 517-532, 2004.

CZNADY, G. T. **Theory of Turbomachines**, 1st Edition, McGraw-Hill Book Co, 1964.

DEANE, J.P., GALLACHO, B. P. O., MCKEOGH, E. J. "Techno-economic review of existing and new pumped hydro energy storage plant", **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, p. 1293–1302, 2010

DORIGO, M., MANIEZZO, V., COLORNI., A. "Ant system: optimization by a colony of cooperating agents", **IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part B (Cybernetics)**, v. 26, p. 29-41, 1996.

EBERHART, R. C., KENNEDY, J. "A new optimizer using particle swarm theory." In: **Sixth International Symposium on Micro Machine and Human Science**, v. 1, p. 39-43, 1995.

ELBASHIR, MOSAB, AND SAMUEL AMOAH. **Hydraulic Transient in a Pipeline - Using Computer Model to Calculate and Simulate Transient**, Tese de mestrado, Lund University, Suécia, 2007.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA - EPE. **Balanco Energético Nacional**. Ministério de Minas e Energia, p. 294, 2015.

EUROPUMP, HYDRAULIC INSTITUTE AND U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. **Pump life cycle costs: A guide to LCC analysis for pumping systems**. Parsippany, NJ, Hydraulic Institute, 2001.

FECAROTTA, O. CARRAVETTA, A. RAMOS, H. & MARTINO, R. "An improved affinity model to enhance variable operating strategy for pumps used as turbines", **Journal of Hydraulic Research**, p. 332-341, 2016.

FRENI, G., MARCHIS, M., NAPOLI, E. "Implementation of pressure reduction valves in a dynamic water distribution numerical model to control the inequality in water supply". **Journal of Hydroinformatics**, v. 16, n. 1, p. 207-217, 2014.

FULLERTON, T. M., MOLINA, A. L. "Municipal water consumption forecast accuracy". **Water Resources Research**, 46(6), 2010.

GALLAGHER, J., HARRIS, I. M. PACKWOOD, A. J. MCNABOLA, A. & WILLIAMS, A. P. "A strategic assessment of micro-hydropower in the UK and Irish water

industry: Identifying technical and economic constraints", **Renewable Energy**, v. 81, p. 808-815, 2015.

GEEM, Z. W., KIM, J. H., LOGANATHAN, G. V. "A New Heuristic Optimization Algorithm: Harmony Search", **Simulation**, v. 76, n. 2, p. 60-68, 2001.

GOMES, R. J. **Modelação Matemática como Ferramenta de Gestão e Exploração de Sistemas de Distribuição de Água**, Tese de Doutorado, Universidade de Coimbra, 2011.

HAMMER V8i, **Bentley Systems**, Watertown, Massachusetts, United States, 2017.

HAU, E. **Windturbines: Fundamentals, Technologies, Application and Economics**. Springer-Verlag, 2000.

IBGE - INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA, http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/indicadores/precos/inpc_ipca/defaultseriesHist.shtm, acessado em 20/01/2017.

IGLESIAS, P., **General Model of Analysis of Hydraulic Networks under Pressure in the Transient Regime** (em Espanhol). Tese de Doutorado, Department of Hydraulic Engineering and Environment, Universitat Politècnica de València, Spain, 2001.

IZQUIERDO, J. & IGLESIAS, P. L. "Mathematical modelling of hydraulic transients in simple systems". **Mathematical and Computer Modelling**, v. 35, p. 801-812., 2001.

JAIN, S. V., PATEL, R. N., "Investigations on Pump Running in Turbine Mode: A Review of the State-of-the-Art", **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 30, p. 841-868, 2014.

JIANG, S., WANG, J., ZHAO, Y., LU, S., SHI, H., F. HE. "Residential water and energy nexus for conservation and management: A case study of Tianjin". **International Journal of Hydrogen Energy**, 41(35), 15919-15929, 2016.

JOSHI, S., HOLLOWAY, A., CHANG, L., KOJABADI, H. "Development of a Stand Alone Micro-Hydro System using Pump as Turbine Technology for Low Head Sites in Remote Areas", In: **Proceedings of 20th International Power System Conference**, Tehran, Iran, 2005.

JOVIC, V. "Finite element and method of characteristics applied to waterhammer modelling". **Journal of Engineering Modelling**, v. 8, p. 51–59, 1995.

JOWITT, P. W. & XU, C. "Optimal valve control in water distribution networks", **Journal of Water Resources Planning and Management**, p. 455–472, 1990.

JUNG, B. S., BOULOS, P. F., WOOD, D. J. & BROS C. M., "A Lagrangian wave characteristic method for simulating transient water column separation". **Journal of American Water Works Association**, v. 101, n. 6, p. 64-73, 2009.

JUNG, B. S., KARNEY, B. W. "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, 2006.

KARABOGA, D., BASTURK., B. "A powerful and efficient algorithm for numerical function optimization: artificial bee colony (ABC) algorithm". **Journal of Global Optimization**. v. 39, p. 459-471, 2007.

KOELLE, E. & ANDRADE, J.G.P. "Análise da operação transitória da usina hidroelétrica". In: **International Conference - Small Medium**, São Paulo, Brasil, pp. 281 290, 1990.

LUVIZOTTO JR., E., **A representação analítica das curvas características das máquinas hidráulicas para uso em rotinas de simulações computacionais**. Dissertação de Mestrado, Escola Pólitécnica da USP, São Paulo Brasil, 1991.

LUVIZOTTO JR, E., KOELLE, E., ANDRADE, J. G. P. "Personality investigation of hydraulic networks using the MOC - Method of Characteristics", In: **7th International Conference on Pressure Surges and Fluid Transients in Pipelines and Open Channels**, Harrogate, UK, 1996.

LUVIZOTTO JR, E., VATAVUK, P. A. "New Procedure To Solve Steady And Slow Transient Flows In Pipe Networks." In: **7th International Conference on Hydroinformatics**, Nice, França, 2006.

MARCHAL, M., The calculation of water-hammer by means of digital computers. In: **International Symposium Water hammer Pumped Storage Projects**, Chicago - USA: ASME, 1965.

MARCHIORI, I. N., MEIRELLES, G. L., LUVIZOTTO JR, E. "Análise De Métodos De Seleção De Bombas Funcionando Como Turbinas E Seu Impacto Em Projetos De Microgeração". In: **X Conferência de Pequenas Centrais Hidrelétricas, Mercado e Meio Ambiente**, São Paulo, 2016.

MARCHIORI, I. N., MEIRELLES, G., BRENTAN, B. M., LUVIZOTTO JR, E., IZQUIERDO, J. "Penalty functions in the Optimal Design of New Water Distribution Networks" (in Portuguese). In: **Congreso de Métodos Numéricos en Ingeniería**, Valencia, Espanha, 2017.

MEIRELLES, G. L., VIANA, A. N. C. & DIAS JÚNIOR, R. S. "Dimensionamento otimizado de adutoras por gravidade através da microgeração", In: **25 Congresso Nacional de Saneamento e Meio Ambiente**, São Paulo, 2014.

MEIRELLES, G., LUVIZOTTO JÚNIOR, Edevar. "Method to Estimate Complete Curves of Hydraulic Pumps through the Polymorphism of Existing Curves". **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 143, n. 8, p. 04017017, 2017.

^aMEIRELLES, G.; BRENTAN, B. M.; LUVIZOTTO JUNIOR, E. "Selection and location of Pumps as Turbines substituting pressure reducing valves." **Renewable Energy**, v. 109, p. 392-405, 2017.

^bMEIRELLES, G.; BRENTAN, B. M.; RAMOS, H.; LUVIZOTTO JUNIOR, E. "Leakage Control And Energy Recovery Using Variable Speed Pumps As Turbines". **Journal Of Water Resources Planning And Management**, 2017.

^cMEIRELLES, G.; BRENTAN, B. M.; LUVIZOTTO JUNIOR, E. "Optimal Design of Water Supply Networks Using an Energy Recovery Approach." **Renewable Energy**, 2017.

MONTALVO, I., IZQUIERDO, J., PÉREZ, R., TUNG, M, M,. "Particle swarm optimization applied to the design of water supply systems." **Computers and Mathematics with Applications**, v. 56, n. 3, p. 769-776, 2008.

MONTALVO, I., IZQUIERDO, J., PÉREZ-GARCÍA, R., & HERRERA, M. "Water Distribution System Computer-Aided Design by Agent Swarm Optimization". **Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering**, v. 29, n. 6, p. 433-448, 2014.

MOOSAVIAN, N., ROODSARI, B. K. "Soccer league competition algorithm: A novel meta-heuristic algorithm for optimal design of water distribution networks". **Swarm and Evolutionary Computation**, v. 17, p. 14-24. 2014.

MORA-MELIA, D., IGLESIAS-REY, P. L., MARTINEZ-SOLANO, F. J., BALLESTEROS-PÉREZ, P. "Efficiency of Evolutionary Algorithms in Water Network Pipe Sizing". **Water Resources Management**, v. 29, n. 13, p. 4817–4831, 2015.

MORA-RODRÍGUEZ, J., LÓPEZ-JIMÉNEZ, P. A., & RAMOS, H. M. "Intrusion and leakage in drinking systems induced by pressure variation". **Journal of Water Supply: Research and Technology-Aqua**, 61(7), 387-402, 2012.

MUCHE, T. "A real option-based simulation model to evaluate investments in pump storage plants", **Energy Policy**, v. 37, p. 4851–4862, 2009.

NICOLET, C., ALLIGNÉ, S., KAWKABANI, B., KOUTNIK, J., SIMOND, J. J., & AVELLAN, F. "Stability study of Francis pump-turbine at runaway". In **3rd Meeting IAHR Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems**, Brno, República Tcheca, 2009.

OSBORN, C. T., SCHEFTER, J. E., SHABMAN., L. "The accuracy of water use forecasts: evaluation and implications". **JAWRA Journal of the American Water Resources Association**, 22(1), 101-109 1986.

PAO. H. T. "Forecasting electricity market pricing using artificial neural networks". **Energy Conversion and Management**, 48(3), 907-912, 2007.

PANNATIER, Y., KAWKABANI, B., NICOLET, C., SIMOND, J. J., SCHWERY, A., ALLENBACH, P. "Investigation of Control Strategies for Variable-Speed Pump-Turbine Units by Using a Simplified Model of the Converters", **IEE Transactions on Industrial Electronics**, v. 57, n. 9, p. 3039-3049, 2010.

PARMAKIAN, J., **Waterhammer analysis**. Dover Publication, 1963.

PEJOVIC, S.; BOLDY, A.P.; & OBRADOVIC, D. **Guidelines for Hydraulic Transient Analysis**. Gower Technical Press, England-USA, 1987.

PILLER, O., VAN ZYL, J. E. "Incorporating the FAVAD Leakage Equation into Water Distribution System Analysis", **Procedia Engineering**, v. 89, p. 613-617, 2014.

PRESCOTT, S. L., ULANICKI, B. "Improved control of pressure reducing valves in water distribution networks". **Journal of hydraulic engineering**, v. 134, n. 1, p. 56-65, 2008.

RACHFORD, H.H., RAMSEY, E.L. "Application of variational methods to model transient flow in complex liquid transmission systems", SPE 5663, In: **50th Annual Fall Meeting of Society of Petroleum Engineers of AIME**, Dallas, Texas, 1975.

RALSTON, A. **A first Course in Numerical Analysis**. McGraw-Hill Book Company, 1978.

RAMOS, H. **Guidelines for Design of Small Hydropower Plants**. Belfast, Northern Ireland, 2000.

RAMOS, H. & ALMEIDA, A. B. "Dynamic orifice model on waterhammer analysis of high or medium heads of small hydropower schemes". **Journal of Hydraulic Research**, v. 39, n. 4, pp. 429–436, 2001.

RAMOS, H., COVAS, D., BORGA, A., & LOUREIRO, D. "Surge damping analysis in pipe systems: modelling and experiments". **Journal of Hydraulic Research**, v. 42, n. 4, pp. 413-425, 2004.

REIS, F. R., PORTO, R. M. & CHAUDHRY, F. H. "Optimal location of control valves in pipe networks by genetic algorithm", **Journal of Water Resources Planning and Management**, p. 317–326, 1997.

RINTOUL, M. **Modelling water distribution networks to determine potential energy recovery using ESP-r**. Dissertação de Mestrado, University of Strathclyde, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, p. 51, 2012.

ROSSMAN, L. A. **EPANET 2.0 User's Manual**. Drinking Water Research Division, Risk Reduction Engineering Laboratory, U.S. Environmental Protection Agency, 2000.

RUGGIERO, M. A. G. **Cálculo Numérico: Aspectos teóricos e Computacionais**, 2 ed. Makron Books, 1996.

SAMORA, I. FRANCA, M. J. SCHLEISS, A. J., RAMOS, H. M. "Simulated annealing in optimization of energy production in a water supply network", **Water Resources Management**, v. 30, n. 4, p. 1533-1547, 2016.

SAMPAIO FILHO, G., ALCALDE, J. L. "Análise de Qualidade de Energia e Eficiência Energética em Sistemas de Água e Saneamento". In: **IV SEREA–Seminário Hispano Brasileiro sobre Sistemas de Abastecimento Urbano de Água**", João Pessoa-Brasil, 2004.

SALDARRIAGA, J., SALCEDO, C. A. "Determination of optimal location and settings of Pressure Reducing Valves in Water Distribution Networks for minimizing water losses". **Procedia Engineering**, p. 973-983, 2015.

SIMPSON, A. R., MURPHY, L. J., DANDY, G. C. "Pipe network optimization using Genetic Algorithms". In: **Specialty Conference of Water Resources Planning and Management Division**, American Society of Civil Engineers, Seattle, Washington, USA, p. 392–395. 1993.

SITZENFREI, R. VON LEON, J. "Long-time simulation of water distribution systems for the design of small hydropower systems". **Renewable Energy**, v. 72, p. 182-187, 2014.

SNIS - SISTEMA NACIONAL DE INFORMAÇÕES SOBRE SANEAMENTO. **Diagnóstico dos serviços de água e esgotos – 2014**, Brasília, DF, 2015.

SOBEY, R. J, "Analytical solutions for unsteady pipe flow". **Journal of hydroinformatics**, n. 6, p. 187–207, 2004.

SOFFIA, C. MIOTTO, F., POGGI, D. CLAPS, P. "Hydropower potential from the drinking water systems of the Piemonte region (Italy)". In: **4th Sustainable Energy and Environmental Protection conference**, Bari, Itália, 2010.

STEPANOFF, A. J., **Special Operating Conditions of Centrifugal Pumps**, cap. 13, John Wiley & Sons Inc., New York, 1957.

SWAMEE, P. K., SHARMA, A. K. **Design of water supply pipe networks**. John Wiley and Sons Inc. EUA, 2008.

TRIVEDI, C., GANDHI, B., & MICHEL, C. J. "Effect of transients on Francis turbine runner life: a review". **Journal of Hydraulic Research**, 51(2), 121-132, 2013.

TODINI, E., PILATI, S. "A Gradient Algorithm for the Analysis of Pipe Networks". In: **Computer Applications In Water Supply – System Analysis And Simulation**, John Wiley & Son Inc., vol. 1, p. 1-20, 1988.

THORLEY, A. R. D., CHAUDHRY, M. H. "Pump characteristics for transient flow analysis." In: **BHR Group Conference Series Publication**, Mechanical Engineering Publications Limited, Bedford, v. 19, p. 461-476, 1996.

VASSILJEV, A., KOOR, M., & KOPPEL, T. "Real-time demands and calibration of water distribution systems". **Advances in Engineering Software**, v.89, p. 108-113, 2015.

VIEIRA, J. M., BAPTISTA, J. M. "Indicadores de desempenho para melhoria dos serviços de saneamento básico". **Engenharia Civil-UM**, 33, 87-112, 2008.

VILANOVA, M. R. **Estudo de Grupos Moto-Bomba Operando como Grupos Geradores em Microcentrais Hidrelétricas**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2007.

WALSKI, T. M., CHASE, D. V., SAVIC, D. A., GRAYMAN, W., BECKWITH, S., KOELLE, E., **Advanced Water Distribution Modeling and Management**, 1 ed, Haestad Press, Waterbury, EUA, 2003.

WAN, W. & HUANG, W. "Investigation on complete characteristics and hydraulic transient of centrifugal pump". **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 25, n. 10, p. 2583-2590, 2011.

WERON, R. "Electricity price forecasting: A review of the state-of-the-art with a look into the future". **International journal of forecasting**, 30(4), 1030-1081, 2014.

WILLIAMS, A. **Pumps as Turbines Users Guide**. International Technology Publications, London, 1995.

WRIGHT, R., ABRAHAM, E., PARPAS, P., STOIANOV, I. "Optimized control of pressure reducing valves in water distribution networks with dynamic topology". **Procedia Engineering**, p. 1003-1011, 2015

WU, Z. Y., SIMPSON, A. R. "A self-adaptive boundary search genetic algorithm and its application to water distribution systems", **Journal of Hydraulic Research**, v. 40, n. 2, p. 191-203, 2002.

WYLIE, E. B., STREETER, V. L, **Fluid Transients**. Michigan - EUA, Thomson-Shore, 1983.

ZHAO, M. & GHIDHAOUI, M.S., "Godunov type solutions for water-hammer flow". **Journal of Hydraulic Engineering**, n. 4, p. 341–348, 2004.

ANEXO A - DADOS DA REDE DE VALIDAÇÃO

<i>Nós</i>		
ID	Cota [m]	Demanda
1	116	0
2	116	0
3	116	11,8
4	114	6,4
5	110	5,2
6	112	8,9
7	114	8,7
8	116	20,2

<i>Tubos</i>					
ID	Nó de Montante	Nó de Jusante	Comprimento [m]	Diâmetro [mm]	Coefficiente de H-W
1	2	3	1700	266,2	120
2	3	4	1560	204,2	135
3	4	5	1870	156,4	135
4	5	6	1920	108,4	135
5	7	6	1000	108,4	135
6	8	7	1560	108,4	135
7	4	7	1790	156,4	135
8	3	8	1790	204,2	135
10	10	8	650	250	0,3
9	9	1	1700	204,2	135
1	2	3	1700	266,2	120
2	3	4	1560	204,2	135

<i>Reservatórios</i>	
ID	Nível d'água [m]
9	116
10	160

<i>Bomba</i>	
Vazão [l/s]	Altura [m]
0	50
60	45
90	35

ANEXO B - DADOS DA REDE GOMES (2011-a)

<i>Nós</i>		
ID	Cota [m]	Demanda
2	0	0
3	0	0
4	0	1,206
5	0	2,411
6	0	2,411
7	0	2,411
8	0	2,411
9	0	2,411
10	0	1,206

<i>Tubos</i>					
ID	Nó de Montante	Nó de Jusante	Comprimento [m]	Diâmetro [mm]	Rugosidade [mm]
1	1	2	100	248,2	0,01
3	2	4	500	150	0,01
4	4	5	500	125	0,01
5	4	6	500	125	0,01
6	5	7	500	100	0,01
7	6	7	500	100	0,01
8	5	8	1000	100	0,01
9	6	9	1000	100	0,01
10	7	8	500	100	0,01
11	7	9	500	100	0,01
12	8	10	500	80	0,01
13	9	10	500	80	0,01

<i>Reservatório</i>	
ID	Nível d'água [m]
1	50

ANEXO C - DADOS DA REDE GOMES (2011-b)

<i>Nós</i>					
ID	Cota [m]	Demanda	ID	Cota [m]	Demanda
2	42	4,55	10	27	4,55
3	41	3,03	11	30	6,06
4	35	3,03	12	30	3,03
5	38	4,55	13	28	6,06
6	39	4,55	14	28	3,03
7	35	6,06	15	31	4,55
8	45	3,03	16	25	4,55
9	30	3,03	17	35	3,03

<i>Tubos</i>					
ID	Nó de Montante	Nó de Jusante	Comprimento [m]	Diâmetro [mm]	Coefficiente de H-W
1	1	2	2000	500	125
2	2	4	1000	350	125
3	2	5	1000	350	125
4	2	3	1000	213,2	130
5	4	7	1000	350	125
6	5	7	1000	268,6	130
7	5	6	1000	170,6	130
8	3	6	1000	170,6	130
9	6	8	1000	170,6	130
10	7	8	1000	93,8	130
11	4	9	1000	268,6	130
12	7	11	1000	350	125
13	9	10	1000	170,6	130
14	9	11	1000	213,2	130
15	10	12	1000	119,4	130
16	10	13	1000	136,4	130
17	11	13	1000	268,6	130
18	11	14	1000	213,2	130
19	12	15	1000	119,4	130
20	13	15	1000	213,2	130
21	13	16	1000	136,4	130
22	14	16	1000	170,6	130
23	15	17	1000	119,4	130
24	16	17	1000	119,4	130

<i>Reservatório</i>	
ID	Nível d'água [m]
1	85

ANEXO D - DADOS DA REDE GOMES (2011-c)

<i>Nós</i>					
ID	Cota [m]	Demanda	ID	Cota [m]	Demanda
1	990	0,63	39	998	0,69
2	988	0,62	40	999	0,29
3	988	0,59	41	994	0,52
4	995	0,27	42	996	0,33
5	989	0,57	43	999	0,23
6	992	0,38	44	996	0,47
7	995	0,33	45	999	0,41
8	993	0,31	46	1004	0,39
9	985	0,78	47	993	0,28
10	992	0,63	48	992	0,36
11	991,5	0,36	49	1006	0,36
12	994	0,40	50	1003	0,33
13	991	0,24	51	1020	0,26
14	990	0,10	52	1011	0,27
15	994	0,31	53	1013	0,30
16	991	0,47	54	1024	0,11
17	987	0,39	55	1017	0,38
18	993	0,09	56	992	0,43
19	992	0,60	57	1002	0,50
20	999	0,11	58	990	0,33
21	991	0,30	59	1022	0,31
22	1000	0,35	60	1012	0,32
23	985	0,45	61	1005	0,62
24	1001	0,21	62	1000	0,09
25	1001	0,28	63	1003	0,40
26	1003	0,50	64	1011	0,29
27	996	0,22	65	991	0,41
28	998	0,41	66	1001	0,47
29	1001	0,63	67	1007	0,29
30	999	0,36	68	1003	0,46
31	997	0,37	69	1010	0,47
32	999	0,22	70	997	0,34
33	1000	0,51	71	998	0,64
34	1001	0,35	72	1015	0,35
35	992	0,49	73	1009	0,11
36	1004	0,28	74	1006	0,35
37	1001	0,24	75	1064	0,00
38	1000	0,27			

<i>Tubos</i>					
ID	Nó de Montante	Nó de Jusante	Comprimento [m]	Diâmetro [mm]	Coefficiente de H-W
1	1	10	1343	103,6	140
2	1	3	1703	84,6	140
3	2	11	1015	84,6	140
4	2	5	1222	84,6	140
5	2	10	756	117,6	140
6	3	17	1152	84,6	140
7	4	7	697	235,4	140
8	5	9	1539	84,6	140
9	6	13	267	103,6	140
10	6	19	754	131,8	140
11	7	18	452	84,6	140
12	7	15	440	235,4	140
13	8	14	476	84,6	140
14	8	12	1009	84,6	140
15	10	19	931	150,6	140
16	11	17	717	84,6	140
17	12	13	900	84,6	140
18	15	16	1069	188,2	140
19	23	42	613	84,6	140
20	22	24	984	235,4	140
21	22	26	1060	296,6	140
22	38	29	817	117,6	140
23	23	33	1556	84,6	140
24	24	43	529	188,2	140
25	24	36	484	150,6	140
26	25	30	412	150,6	140
27	25	27	366	235,4	140
28	25	43	580	188,2	140
29	26	34	978	235,4	140
30	44	46	1188	84,6	140
31	31	28	902	103,6	140
32	27	34	711	235,4	140
33	16	19	1209	188,2	140
34	28	45	1067	117,6	140
35	29	39	1325	103,6	140
36	69	60	1140	131,8	140
37	29	36	878	150,6	140
38	66	63	1209	117,6	140
39	30	37	438	103,6	140
40	31	33	879	103,6	140
41	32	44	1061	84,6	140

42	35	42	970	84,6	140
43	35	41	486	84,6	140
44	35	40	899	103,6	140
45	37	46	704	103,6	140
46	38	40	506	103,6	140
47	70	48	828	84,6	140
48	39	41	2016	84,6	140
49	56	52	699	117,6	140
50	30	45	883	117,6	140
51	49	64	1021	150,6	140
52	57	50	375	84,6	140
53	47	58	525	103,6	140
54	47	56	826	103,6	140
55	6	9	798	103,6	140
56	48	65	894	84,6	140
57	49	63	697	131,8	140
58	50	71	1199	84,6	140
59	51	59	630	235,4	140
60	51	55	643	235,4	140
61	52	72	621	117,6	140
62	53	60	388	150,6	140
63	53	73	552	84,6	140
64	53	55	483	150,6	140
65	54	59	499	376,6	140
66	55	72	683	188,2	140
67	57	61	2029	84,6	140
68	58	65	1085	84,6	140
69	61	68	953	103,6	140
70	62	68	433	84,6	140
71	64	72	357	150,6	140
72	66	71	1078	117,6	140
73	67	68	839	117,6	140
74	67	74	537	117,6	140
75	69	74	1125	131,8	140
76	70	71	822	84,6	140
77	9	21	1428	84,6	140
78	22	4	623	235,4	140
79	26	59	376	296,6	140
80	56	20	546	84,6	140
81	27	73	750	103,6	140
82	75	54	33	376,6	140
83	75	76	10	376,6	140

<i>Reservatório</i>	
ID	Nível d'água [m]
76	1064

ANEXO E - DADOS DA REDE JOWITT E XU (1990)

<i>Nós</i>					
ID	Cota [m]	Demanda	ID	Cota [m]	Demanda
1	18	5	12	15	0
2	18	10	13	23	0
3	14	0	14	20	5
4	12	5	15	8	20
5	14	30	16	10	0
6	15	10	17	7	0
7	14,5	0	18	8	5
8	14	20	19	10	5
9	14	0	20	7	0
10	15	5	21	10	0
11	12	10	22	15	20

<i>Tubos</i>					
ID	Nó de Montante	Nó de Jusante	Comprimento [m]	Diâmetro [mm]	Coefficiente de H-W
1	13	14	1014	381	135
2	2	1	1930	457	110
3	3	2	5150	305	10
4	12	13	762	457	110
5	15	16	914	229	125
6	17	16	822	305	140
7	18	17	411	152	100
8	20	18	701	229	110
9	19	17	1072	229	135
10	20	19	864	152	90
11	21	20	711	152	90
12	21	15	832	152	90
13	22	15	2334	229	100
14	15	12	1996	229	95
15	11	12	777	229	90
16	10	11	542	229	90
17	8	12	1600	457	105
18	8	10	249	305	105
19	9	8	443	229	90
20	6	8	743	381	110
21	22	8	931	229	125
22	22	21	2689	152	100
23	4	3	326	152	100
24	5	4	844	229	110

25	6	3	1274	152	100
26	5	6	1115	229	90
27	7	6	615	381	110
28	5	22	1408	152	100
29	5	7	500	381	110
30	6	9	300	229	90
31	23	1	606	457	110
32	23	24	454	457	110
33	24	10	3382	305	100
34	24	14	2782	229	105
35	24	13	1767	475	110
36	14	25	304	381	135
37	25	16	1097	381	6

Reservatórios

ID	Nível d'água [m]
23	55
24	55
25	55

ANEXO F - DADOS DO SETOR LAUDISSI - SANTA BÁRBARA DO OESTE

<i>Nós</i>					
ID	Cota [m]	Demanda	ID	Cota [m]	Demanda
3	540	2,7	16	553	2,7
4	541	2,7	17	552	2,7
5	539	2,7	18	551	2,7
6	541	2,7	19	543	2,7
7	545	2,7	20	548	2,7
8	546	2,7	21	542	2,7
9	546	2,7	22	539	2,7
10	545	2,7	23	536	2,7
11	543	2,7	24	545	2,7
12	546	2,7	25	542	2,7
13	555	2,7	26	538	2,7
14	557	2,7	27	551	2,7
15	557	2,7			

<i>Tubos</i>					
ID	Nó de Montante	Nó de Jusante	Comprimento [m]	Diâmetro [mm]	Coefficiente de H-W
3	3	4	55,68	50	120
4	4	5	47,95	50	120
5	5	6	70,77	50	120
6	6	7	50,85	50	120
7	7	19	73	50	120
8	19	21	56,19	50	120
9	21	22	54,95	50	120
10	22	23	53,23	50	120
11	23	26	53,5	50	120
12	22	25	72,29	50	120
13	21	24	93,52	50	120
14	19	20	112,62	50	120
15	3	11	76,86	50	120
16	11	12	62,87	50	120
17	12	13	98,18	50	120
18	13	14	26,9	50	120
19	14	15	44,5	50	120
20	15	16	115,98	50	120
21	16	18	65,71	50	120
22	18	7	58,59	50	120
23	7	8	94,81	50	120
24	8	9	31,17	50	120

25	9	10	31,17	50	120
26	10	11	57,58	50	120
27	10	27	63,74	50	120
28	27	13	80,29	50	120
29	15	17	84,35	50	120
30	17	8	61,75	50	120
31	4	9	65,96	50	120
32	17	18	103,35	50	120
1	1	3	1	50	120

<i>Reservatório</i>	
ID	Nível d'água [m]
1	605

ANEXO G - DADOS DA REDE CAMPOS DO CONDE II - PIRACICABA

<i>Nós</i>					
ID	Cota [m]	Demanda	ID	Cota [m]	Demanda
4	626,69	0	65	592,9	3
5	626,69	3	66	591,3	4
6	617,3	3	67	599,3	1
7	614,7	0	68	604,3	1
8	620,4	5	69	598,6	3
9	620,4	3	70	597,4	5
10	620	5	71	598	2
11	622,4	3	72	604,321	2
12	621,8	2	73	610	1
13	621,8	1	74	604,5	1
14	621,9	0	75	604,3	4
15	620,2	2	76	618,655	4
16	620,6	1	77	604,2	4
17	623,5	4	78	604,3	2
18	620,3	4	79	618,7	1
19	624	2	80	604,5	3
20	619,3	3	81	605,8	1
21	615,9	2	82	606,1	3
22	615,5	4	83	619	0
23	615,1	3	84	607	1
24	613,8	3	85	609,6	3
25	612,9	5	86	618,5	4
26	612,9	2	87	609,568	3
27	608,069	4	88	612,1	5
28	606,6	2	89	604,2	1
29	609,4	1	90	603,4	2
30	610,1	1	91	602,3	0
31	616,83	0	92	602,2	3
32	612	5	93	600	4
33	608,3	4	94	598,646	5
34	605,9	4	95	597,8	4
35	603,8	3	96	597,4	2
36	603,218	3	97	595,012	3
37	600	4	98	594,7	2
38	599,3	1	99	595,8	5
39	598,113	4	100	593,7	1
40	599,3	1	101	581	1
41	599,9	3	102	581	5
42	602,3	3	103	581	2
43	602,9	0	104	581	3

44	603,3	1	105	580,6	4
45	603,2	2	106	580,2	3
46	614,2	3	107	580,1	4
47	605,3	2	108	601,6	4
48	605	1	109	579	0
49	605,2	2	110	578,8	2
50	616,2	1	111	578,4	5
51	604,8	5	112	601,2	0
52	604,3	4	113	599,9	3
53	602,4	4	114	595,6	1
54	602,4	0	115	593,5	3
55	603	2	116	576,8	4
56	601,8	4	117	576	3
57	603,3	3	118	575,9	5
58	602,8	0	119	574,5	4
59	595,1	3	120	577,2	2
60	593,3	2	121	575,6	2
61	591,2	5	122	575,205	4
62	603	3	123	584,5	1
63	603	2	124	615,3	2
64	592,324	3			

Tubos

ID	Nó de Montante	Nó de Jusante	Comprimento [m]	Diâmetro [mm]	Coefficiente de H-W
1	1	4	20,88	200	0,00015
2	4	5	17,72	50	0,00015
3	5	6	103,2	50	0,00015
4	6	7	95,47	50	0,00015
5	4	8	186,24	200	0,00015
6	8	9	5,94	200	0,00015
7	10	7	210,5	50	0,00015
8	9	10	16,41	200	0,00015
9	9	11	120,11	50	0,00015
10	11	12	12,09	50	0,00015
11	12	14	5,54	50	0,00015
12	12	13	5,91	50	0,00015
13	11	15	97,97	50	0,00015
14	15	16	84,9	50	0,00015
15	16	19	45,19	50	0,00015
16	16	18	16,77	50	0,00015
17	18	17	51,4	50	0,00015
18	10	26	172,76	200	0,00015
19	15	20	17,62	50	0,00015

20	20	21	97,21	50	0,00015
21	21	124	10,69	50	0,00015
22	124	22	5,76	50	0,00015
23	124	23	6,08	50	0,00015
24	21	24	53,25	50	0,00015
25	24	25	13,73	50	0,00015
26	26	25	17,64	150	0,00015
27	25	44	164,85	150	0,00015
28	44	46	141,26	50	0,00015
29	46	45	144,92	50	0,00015
30	44	45	13,06	150	0,00015
31	45	47	24,55	150	0,00015
32	47	48	41,54	150	0,00015
33	48	49	6,54	50	0,00015
34	49	50	178,2	50	0,00015
35	50	49	197,48	50	0,00015
36	48	51	8,12	150	0,00015
37	51	52	11	100	0,00015
38	51	74	55,58	100	0,00015
39	74	76	221,69	50	0,00015
40	76	75	222,78	50	0,00015
41	74	75	14,13	100	0,00015
42	75	77	47,33	100	0,00015
43	77	78	5,37	100	0,00015
44	78	79	194,76	50	0,00015
45	79	80	193,53	50	0,00015
46	78	80	18,22	100	0,00015
47	80	81	51,87	100	0,00015
48	81	82	5,58	100	0,00015
49	82	83	162,76	50	0,00015
50	83	84	155	50	0,00015
51	82	84	23,29	50	0,00015
52	84	85	58,8	50	0,00015
53	85	86	104,66	50	0,00015
54	86	87	103,76	50	0,00015
55	85	87	23,1	50	0,00015
56	87	88	63,44	50	0,00015
57	52	53	28,06	50	0,00015
58	53	54	11,32	50	0,00015
59	54	55	8,4	50	0,00015
60	54	56	7,93	50	0,00015
61	53	59	115,34	50	0,00015
62	59	58	117,66	50	0,00015
63	52	57	64,75	100	0,00015
64	57	58	6,8	50	0,00015

65	58	60	105,01	50	0,00015
66	59	60	13,2	50	0,00015
67	60	61	45,82	50	0,00015
68	61	62	122,4	50	0,00015
69	57	62	51,55	100	0,00015
70	62	63	14,67	100	0,00015
71	63	64	102,91	50	0,00015
72	64	65	6,89	50	0,00015
73	65	67	85,4	50	0,00015
74	63	68	53,08	100	0,00015
75	68	67	47,49	50	0,00015
76	67	69	30,99	50	0,00015
77	65	66	12,25	50	0,00015
78	66	70	99,22	50	0,00015
79	70	69	12	50	0,00015
80	70	71	12,22	50	0,00015
81	69	72	186,62	50	0,00015
82	72	73	40,89	50	0,00015
83	68	73	200,65	50	0,00015
84	26	27	104,82	100	0,00015
85	27	28	148,73	100	0,00015
86	28	29	48,74	50	0,00015
87	29	31	120,57	50	0,00015
88	31	30	98,04	50	0,00015
89	30	32	134,67	50	0,00015
90	32	29	132,51	50	0,00015
91	29	30	11,24	50	0,00015
92	27	33	12,25	100	0,00015
93	33	34	135,9	50	0,00015
94	34	35	53,31	50	0,00015
95	35	43	220,72	50	0,00015
96	43	33	141,31	100	0,00015
97	35	36	16,84	50	0,00015
98	36	37	55,4	50	0,00015
99	37	38	18,3	50	0,00015
100	38	39	101,1	50	0,00015
101	39	40	75,82	50	0,00015
102	40	41	20,39	50	0,00015
103	41	42	57,38	50	0,00015
104	43	42	12,25	100	0,00015
105	42	36	213,63	50	0,00015
106	37	41	163,09	50	0,00015
107	40	38	145,99	50	0,00015
108	47	89	33,23	150	0,00015
109	89	90	12,98	150	0,00015

110	90	91	19,98	150	0,00015
111	91	112	36,26	100	0,00015
112	112	113	20,56	100	0,00015
113	113	114	58,74	100	0,00015
114	114	115	24,25	100	0,00015
115	115	121	230,79	50	0,00015
116	121	118	13,31	50	0,00015
117	118	119	12,25	50	0,00015
118	119	122	9,91	50	0,00015
119	122	123	151,41	50	0,00015
120	119	120	85,28	50	0,00015
121	118	117	10,56	50	0,00015
122	117	116	17,26	50	0,00015
123	116	111	50,86	50	0,00015
124	111	110	14,52	50	0,00015
125	110	109	6,78	50	0,00015
126	109	107	45,73	50	0,00015
127	107	106	15,62	50	0,00015
128	106	105	51,81	50	0,00015
129	105	104	14,11	50	0,00015
130	104	103	4,31	50	0,00015
131	103	102	48,53	50	0,00015
132	102	101	13,29	50	0,00015
133	101	97	210,89	50	0,00015
134	97	98	11,43	50	0,00015
135	98	99	15,12	50	0,00015
136	98	100	12,95	50	0,00015
137	97	96	57,47	50	0,00015
138	96	95	14,74	50	0,00015
139	91	92	23,79	100	0,00015
140	92	93	80,46	100	0,00015
141	93	94	19,73	100	0,00015
142	94	95	50,58	100	0,00015
143	96	101	200,57	50	0,00015
144	95	102	204,81	50	0,00015
145	94	104	228,07	50	0,00015
146	105	93	238,55	50	0,00015
147	106	108	278,4	50	0,00015
148	107	108	266,52	50	0,00015
149	92	108	12,59	100	0,00015
150	112	110	278,96	50	0,00015
151	111	113	269,14	50	0,00015
152	114	116	229,97	50	0,00015
153	117	115	218,09	50	0,00015

<i>Reservatório</i>	
ID	Nível d'água [m]
1	669,59

ANEXO H - PUBLICAÇÕES

Periódicos

- [1] BRENTAN, B. M.; CAMPBELL, E.; GOULART, T.; MANZI, D.; MEIRELLES, G.; HERRERA, M.; IZQUIERDO, J.; LUVIZOTTO JUNIOR, E.; PEREZ-GARCIA, R. "Social Network Community Detection And Hybrid Optimization For The Battle Of The Water Networks DMA (BWNDMA)." **Journal Of Water Resources Planning And Management**, 2017.
- [2] MEIRELLES, G.; LUVIZOTTO JUNIOR, E. . "Method to Estimate Complete Curves of Hydraulic Pumps through the Polymorphism of Existing Curves." **Journal of Hydraulic Engineering**, (New York, N. Y.), p. 04017017, 2017.
- [3] BRENTAN, B. M.; CAMPBELL, E.; MEIRELLES, G.; LUVIZOTTO JUNIOR, E.; IZQUIERDO, J. "Social Network Community Detection for DMA Creation: Criteria Analysis through Multilevel Optimization." **Mathematical Problems in Engineering**, 2017.
- [4] MEIRELLES, G.; BRENTAN, B. M.; LUVIZOTTO JUNIOR, E. "Selection and location of Pumps as Turbines substituting pressure reducing valves." **Renewable Energy**, v. 109, p. 392-405, 2017.
- [5] MEIRELLES, G.; LUVIZOTTO JUNIOR, E.; BRENTAN, B. M. "Selection of Pumps as Turbines Substituting Pressure Reducing Valves". **PROCEDIA ENGINEERING**, v. 186, p. 676-683, 2017.
- [6] MEIRELLES, G.; MANZI, D.; BRENTAN, B.; GOULART, T.; LUVIZOTTO, E. "Calibration Model for Water Distribution Network Using Pressures Estimated by Artificial Neural Networks." **WATER RESOURCES MANAGEMENT**, v. 1, p. 1-13, 2017.
- [7] MEIRELLES, G.; VIANA, A. N. C. ; DIAS JÚNIOR, R. S. C.; LUVIZOTTO JUNIOR, E. . "Classification of water supply systems based on energy efficiency." **Water Science and Technology: Water Supply**, v. 15, p. 1193-1199, 2015.
- [8] MEIRELLES, G.; BRENTAN, B. M.; RAMOS, H.; LUVIZOTTO JUNIOR, E. "Leakage Control And Energy Recovery Using Variable Speed Pumps As Turbines". **Journal Of Water Resources Planning And Management**, 2017.

- [9] MANZI, D. ; GOULART, T.; BRENTAN, B. M.; MEIRELLES, G.; LUVIZOTTO JUNIOR, E. "Dimensionamento Ótimo de Redes de Distribuição de Água com Uso de Métodos de Otimização Inspirados na Natureza". **Revista DAE**, 2017.
- [10] MEIRELLES, G.; BRENTAN, B.; MANZI, D.; LUVIZOTTO JUNIOR, E. "Metamodel For Nodal Pressure Estimation At Near-Real Time In Water Distribution Systems Using Artificial Neural Networks." **Journal Of Hydroinformatics**, 2017.
- [11] MEIRELLES, G.; BRENTAN, B. M.; LUVIZOTTO JUNIOR, E. "Optimal Design of Water Supply Networks Using an Energy Recovery Approach." **Renewable Energy**, 2017.
- [12] BRENTAN, B. M.; MEIRELLES, G.; LUVIZOTTO JUNIOR. "Water Demand Time Series Generation For Distribution Network Modeling And Water Demand Forecasting", **Urban Water**, 2017.
- [13] BRENTAN, B. M.; MEIRELLES, G.; HERRERA, M.; LUVIZOTTO JUNIOR, E.; IZQUIERDO, J. "Correlation analysis of water demand and predictive variables for short-term forecasting models". **Mathematical Problems in Engineering**, 2017.

Congressos

- [1] MARCHIORI, I. N.; MEIRELLES, G.; BRENTAN, B. M.; IZQUIERDO, J.; LUVIZOTTO, E. "Avaliação de funções de penalização para o dimensionamento otimizado de redes de distribuição de água." In: **Congreso de Métodos Numéricos en Ingeniería**, 2017, Valencia
- [2] MARCHIORI, I. N.; MEIRELLES, G.; BRENTAN, B. M.; LUVIZOTTO, E. "Influência Do Padrão De Demanda No Controle De Pressão E Geração De Energia Em Sistemas De Abastecimento De Água". In: **XXII Simpósio Brasileiro de Recursos Hídricos, 2017, Florianópolis**.
- [3] SIERRA, D.; PETRIN, V.; BINDI, L.; MANZI, D.; BRENTAN, B. M.; MEIRELLES, G.; LUVIZOTTO, E. "Análise De Sinal De Demanda Para Detecção De Eventos Anômalos". In: **XXII Simpósio Brasileiro de Recursos Hídricos, 2017, Florianópolis**.
- [4] NOVARINI, B.; BRENTAN, B. M.; MEIRELLES, G.; CAMPBELL, E.; LUVIZOTTO JUNIOR, E.; IZQUIERDO, J. "Mixed Computational And

- Hydraulic Criteria For Dma Creation Using Hybrid Som, K-Means Algorithms." In: **Congreso de Métodos Numéricos en Ingeniería**, 2017, Valencia.
- [5] BRENTAN, B. M.; CAMPBELL, E.; MEIRELLES, G. ; MANZI, D.; AYALA-CABRERA, D.; HERRERA, M.; MONTALVO, I.; IZQUIERDO, J.; LUVIZOTTO, E. "On-Line Cyber Attack Detection in Water Networks through State Forecasting and Control by Pattern Recognition". In: **World Environmental and Water Resources Congress 2017**, 2017, Sacramento.
- [6] MARCHIORI, I. N.; MEIRELLES, G.; LUVIZOTTO JUNIOR, E. "Análise De Métodos De Seleção De Bombas Funcionando Como Turbinas E Seu Impacto Em Projetos De Microgeração". In: **X Conferência de Pequenas Centrais Hidrelétricas, Mercado e Meio Ambiente**, 2016, São Paulo.
- [7] CAMPBELL, E.; BRENTAN, B. M.; LIMA, G. M.; LUVIZOTTO JUNIOR, E.; IZQUIERDO, J.; PEREZ-GARCIA, R. . "Criteria analysis for DMA creation using social network community detection." In: **XII Seminario Euro Latinoamericano de Sistemas de Ingeniería**, 2016, Lleida.
- [8] BRENTAN, B. M.; MEIRELLES, G.; LUVIZOTTO JUNIOR, E.; IZQUIERDO, J.; PEREZ-GARCIA, R. "Water Supply Classification for Water quality improvements." In: **International Congress on Environmental Modelling and Software**, 2016, Toulouse.
- [9] MEIRELLES, G. ; VIANA, A. N. C. ; DIAS JÚNIOR, R. S. C. "Classificação de Sistemas de Abastecimento de Água com Base na Eficiência Energética". In: **XIII Simpósio Íbero-Americano de Redes de Água, Esgoto e Drenagem**, 2014, Fortaleza.

Capítulos de Livros

- [1] MEIRELLES, G.; LUVIZOTTO JUNIOR, E.; BRENTAN, B. M.; MARCHIORI, I. N. **EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NO SANEAMENTO - Trabalhos contemplados no Prêmio Sanepar de Tecnologias Sustentáveis e no Prêmio Inova Sanepar**, 1 ed., Curitiba, Companhia de Saneamento do Paraná - Sanepar, 2017, 130p.

Submetidos em Revisão

- [1] MEIRELLES, G.; MARCHIORI, I. N.; BRENTAN, B. M.; LUVIZOTTO, E. "Effectiveness Of Methods To Select Pumps As Turbines To Operate In Water

- Distribution Networks". **Water Science and Technology: Water Supply**, 2017.
- [2] BRENTAN, B. M.; MEIRELLES, G.; LUVIZOTTO JUNIOR, E.; IZQUIERDO, J. "Near real-time, optimal joint operation of pressure reducing valves and pumps to improve the operational efficiency of water distribution systems". **Journal Of Water Resources Planning And Management**, 2017.
- [3] BRENTAN, B. M.; MEIRELLES, G.; LUVIZOTTO JUNIOR, E.; IZQUIERDO, J. "Hybrid SOM+K-Means Clustering To Improve Planning, Operation And Management In Water Distribution Systems". **Environmental Modelling and Software**, 2017.