

XI-099 – USO DE BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS COMO ALTERNATIVA PARA O CONTROLE DE PRESSÃO EM SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA

Sabrina da Silva Corrêa⁽¹⁾

Engenheira Civil pela Universidade Federal de Pernambuco - UFPE. Mestranda em Engenharia Civil e Ambiental na Universidade Federal de Pernambuco – UFPE.

Lucas Caitano da Silva⁽²⁾

Engenheiro Civil pela Universidade Federal de Pernambuco - UFPE. Mestrando em Engenharia Civil e Ambiental na Universidade Federal de Pernambuco – UFPE.

Isaura Macêdo Alves⁽³⁾

Engenheira Sanitária e Ambiental pela Universidade Estadual da Paraíba – UEPB. Mestre em Engenharia Civil e Ambiental na Universidade Federal de Pernambuco – UFPE.

Saulo de Tarso Marques Bezerra⁽⁴⁾

Engenheiro Civil pela Universidade Federal da Paraíba – UFPB. Mestre em Engenharia Civil e Ambiental pela Universidade Federal de Campina Grande – UFCG. Doutor em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal da Paraíba – UFPB. Professor Titular da Universidade Federal de Pernambuco – UFPE.

Ayane Aparecida da Silva Ribeiro⁽⁵⁾

Graduanda em Engenharia Civil pela Universidade Federal de Pernambuco – UFPE.

Endereço⁽¹⁾: Rua Siqueira Campos, 282 – Centro - Cachoeirinha - PE - CEP: 55380-000 - Brasil - cel: (81) 99740-3800 - e-mail: sabrinna_s.c@hotmail.com

RESUMO

A recuperação de energia e o gerenciamento de pressão são essenciais para alcançar melhorias sustentáveis no desempenho dos sistemas de distribuição de água. Uma alternativa que vem sendo estudada em todo o mundo é a utilização de bombas funcionando como turbinas (BFT) em substituição às válvulas redutoras de pressão (VRP), tendo em vista que esta concilia o controle de pressão com a geração de energia elétrica. A priori, as turbinas são os equipamentos mais apropriados, mas as BFT vêm se destacando por apresentarem baixo custo, facilidade e rapidez na aquisição e obtenção de peças para a reposição, pois são equipamentos robustos e produzidos em grande escala pela indústria. Assim, esta pesquisa objetivou o desenvolvimento de um modelo para determinar a escolha de bombas funcionando como turbinas (BFT) para atuarem em sistemas de distribuição de água, visando à minimização dos vazamentos e a maximização da eficiência energética, simultaneamente. A metodologia proposta define, com a utilização do método de Viana, a bomba a ser utilizada como BFT, e com o auxílio do EPANET e de um processo de otimização, o rotor da bomba é escolhido. O modelo foi aplicado a uma rede fictícia proposta na literatura e os resultados da pesquisa apontaram que a BFT é uma opção real e plausível, mostrando-se atrativa em função do seu baixo custo, se comparada com as turbinas, além de possibilitar a geração de energia elétrica e a redução do volume de água perdido em vazamentos.

PALAVRAS-CHAVE: Sistemas de distribuição de água, BFT, Microgeração de energia, Perdas de Água, Otimização.

INTRODUÇÃO

Recurso natural escasso, fonte essencial tanto na formação de vidas quanto na sua sobrevivência, a água tem sido nas últimas décadas um alvo de preocupação global. Segundo a ONU, metade da população mundial, sofrerá escassez de água em 2025, particularmente nos países em desenvolvimento. Nesse sentido, cada vez mais se tem buscado por soluções sustentáveis de maneira a contornar a atual situação hídrica. No setor de saneamento, a questão de perdas de água por vazamento no processo de distribuição de água, onde se tem os mais altos índices (HUNAIDI *et al.*, 2000), tem sido foco de inúmeras pesquisas.

Uma das alternativas mais eficazes para a diminuição de perdas reais de água em sistemas de abastecimento de água é o controle de pressão (COVELLI *et al.*, 2016). Tradicionalmente, as principais ações para o controle de pressão em sistemas de distribuição de água são a instalação de válvulas redutoras de pressão (VRP) e o uso de bombas operando com velocidade de rotação variável. As VRP são atuam na dissipação de energia por meio da inserção de perda de carga localizada.

Além da preocupação com as perdas de água, as empresas do setor de abastecimento de água também se preocupam com o consumo excessivo de eletricidade, seu principal insumo energético (DUTRA, 2005). Estima-se que as companhias de água consomem 2 a 10% de todo o consumo de energia elétrica de um país (PELLI; HITZ, 2002). No Brasil, o setor de água e esgoto consome cerca de 2,5% do consumo total de eletricidade, o equivalente a mais de 13 bilhões de kWh/ano, dos quais cerca de 90% dessa energia é destinada aos conjuntos motor-bomba (BEZERRA *et al.*, 2015).

A água e a energia são reconhecidas como insumos indispensáveis para as economias modernas. A comunidade global enfrenta um desafio difícil em atender as demandas de água e energia imposta pela sociedade, que são ainda mais agravados pelas mudanças climáticas (RASUL; SHARMA, 2016).

Recentemente, buscando o aumento da sustentabilidade dos sistemas, pesquisadores estão desenvolvendo metodologias para o controle de pressão em redes hidráulicas que adotem turbinas e/ou bombas funcionando como turbinas (BFT) em substituição às VRP (FONTANTA *et al.*, 2016; POULIEZOS *et al.*, 2016; LIMA *et al.*, 2017). Esta alternativa concilia o controle de pressão, que aumenta a eficiência hidráulica do sistema, com a geração de energia elétrica.

A priori, as turbinas são os equipamentos mais apropriados, mas as BFT vêm se destacando por apresentarem baixo custo, facilidade e rapidez de aquisição (são produzidas em grande escala pela indústria), obtenção simplificada de peças para reposição, e serem equipamentos robustos. Este novo conceito de aproveitamento energético, conhecido por *pumped-storage*, permitiu que bombas de modelo standard fossem objetos de novas investigações; o que resulta em um esforço conjunto por parte de pesquisadores, técnicos e fabricantes desse tipo de máquinas hidráulicas.

Ramos e Borga (1999) foram os primeiros a demonstrar que as BFT podem ser utilizadas para produzir energia renovável em sistemas de distribuição de água. E desde então as BFTs é uma solução viável e de baixo custo em geração de energia com potências inferiores a 200 kW em países desenvolvidos como França, EUA, Alemanha. Para que uma bomba funcione como uma turbina é necessária que haja a inversão do sentido do fluxo do fluido, haverá, portanto, a inversão da rotação do rotor (VIANA 2012).

METODOLOGIA

Com vista à obtenção da solução para o problema proposto, utilização BFT para o controle de pressão e geração de energia, a metodologia foi constituída fundamentalmente por: (1) cálculo das variáveis hidráulicas por meio do *software* EPANET 2.00.12, (2) definição da bomba pelo método de Viana (VIANA & NOGUEIRA, 1990), e (3) seleção do rotor da BFT considerando a minimização do excesso de pressão e a maximização da geração de energia.

MÉTODO DE VIANA

O Método de Viana determina a vazão e a altura manométrica da BFT por meio das Equações 1 e 2, respectivamente.

$$Q_b = C_Q \times Q_t \quad \text{equação (1)}$$

$$H_b = C_H \times H_t \quad \text{equação (2)}$$

Onde Q_b é a vazão da bomba que será utilizada como turbina [m^3/s]; C_Q é o coeficiente de vazão; Q_t é a vazão disponível no aproveitamento energético (BFT) [m^3/s]; H_b é a altura manométrica da bomba que será utilizada

como turbina [m]; C_H é o coeficiente de altura manométrica; e H_t é a altura manométrica disponível no aproveitamento energético (BFT) [m].

Viana e Nogueira (1990), baseados em resultados experimentais obtidos em duas bombas da fabricação nacional e retirados dos trabalhos de Kittredge (1961) e Buse (1981), determinaram os coeficientes de vazão (C_Q) e da altura manométrica (C_H) em função da rotação específica da BFT (n_q) na faixa de 40 a 200. Os coeficientes C_Q e C_H são calculados pelas Equações 3 e 4, respectivamente. A rotação específica da BFT é definida pela Equação 5.

$$C_Q = 0,00002 \cdot n_q^2 + 0,0025 \cdot n_q + 0,7448 \quad \text{equação (3)}$$

$$C_H = 0,00005 \cdot n_q^2 - 0,0121 \cdot n_q + 1,2698 \quad \text{equação (4)}$$

$$n_q = \frac{n_t \cdot \sqrt{Q_t}}{3} \cdot 10^3 \quad \text{equação (5)}$$

$$(g \cdot H_t)^4$$

Onde n_q é a rotação específica da bomba ou da BFT no Sistema.

É importante salientar que os catálogos dos fabricantes não consideram rotações de 1800 e 3600 rpm (velocidades síncronas dos motores de indução), pois as bombas centrífugas operam motores assíncronos. Portanto, é necessário fazer um ajuste na altura e na vazão da bomba, a fim de se considerar a rotação encontrada nos catálogos. Esta aproximação pode ser realizada por meio das Leis de Semelhança (Equações 6 e 7).

$$H_{ob} = \left(\frac{n_{ob}}{n_b} \right)^2 \cdot H_b \quad \text{equação (6)}$$

$$Q_{ob} = \frac{n_{ob}}{n_b} \cdot Q_b \quad \text{equação (7)}$$

Onde H_{ob} é a altura manométrica referente à velocidade nominal da bomba (catálogo do fabricante) [m]; n_{ob} é a velocidade de rotação nominal da bomba [rpm]; n_b é a velocidade de rotação da bomba [1800 rpm ou 3600 rpm]; H_b é a altura manométrica referente às velocidades de 1800 rpm ou 3600 rpm [m]; Q_{ob} é a vazão referente à velocidade nominal da bomba [m³/s]; Q_b é a vazão referente às velocidades de 1800 ou 3600 rpm [m³/s].

Realizados estes procedimentos, seleciona-se a bomba, através dos catálogos de fabricantes, que oferece o melhor rendimento. Em seguida, utiliza-se o procedimento de seleção do rotor da bomba, pois o método de Viana não prevê a variação de demanda como ocorre nos sistemas de distribuição de água.

PROCEDIMENTO DE SELEÇÃO DO ROTOR DA BOMBA

A seleção do rotor da bomba é baseada na maximização do benefício, definida pela redução do volume de vazamentos e a maximização da energia produzida. Assim, a função objetivo é escrita pela Equação 8.

$$FO = \sum_{n=1}^{24} \left(\frac{\gamma \cdot Q_B \cdot H_B \cdot \eta}{1000} \right) \quad \text{equação (8)}$$

Onde FO [kWh] é a função objetivo a ser maximizada; γ [N.m³] é o peso específico da água; Q_B [m³.s¹] é a vazão que passa pela BFT no instante i; H_B [m] é a variação de carga inserida pela BFT no instante i; η_i [adimensional] e o rendimento da BFT no instante i.

A função objetivo corresponde à energia gerada com a introdução da BFT no sistema em kWh, que é diretamente proporcional à perda de carga inserida pela máquina, ou seja, quanto maior a perda de carga, maior será a geração de energia e, além disso, diminuirá a pressão do sistema, diminuindo consequentemente o volume de vazamento. Uma vez que a redução da pressão está diretamente relacionada com a redução das perdas de água, é possível estimar a nova vazão de perdas por meio da equação sugerida por MAY (1994), apresentada na teoria *Fixed and Variable Area Discharge paths* (FAVAD) (Eq. 9).

$$\frac{Q_{v1}}{Q_{v2}} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{N1}$$

equação (9)

Onde Q_v é a vazão do vazamento; P é a pressão no sistema; e $N1$ é o expoente que depende do tipo de material.

A Teoria FAVAD também apontou que furos em tubulações flexíveis aumentam de diâmetro conforme a pressão aumenta, influenciando o valor de $N1$. Estudos realizados por LAMBERT (2001) recomendam os valores do expoente $N1$:

- 0,5 para tubos que não se deformam facilmente (tubos de materiais metálicos).
- 1,0 para casos de desconhecimento do sistema.
- 1,5 para orifícios com perdas de águas indetectáveis e que são sensíveis a variação de pressão, independentem do material dos tubos.
- Entre 1,5 e 2,5 para orifícios com grandes perdas de água e em tubulações plásticas (PVC, PEAD).

Entretanto é necessário calcular a pressão média da rede através da Equação 10:

$$P_m = \frac{\frac{P_i \sum L_i}{2} + \frac{P_{i+1} \sum L_{i+1}}{2} + \dots + \frac{P_{i+n} \sum L_{i+n}}{2}}{L_T}$$

equação (10)

Onde P_m é a pressão média do sistema (mca); P_i corresponde à pressão do nó i (mca); L_i corresponde ao trecho que está conectado no nó i (m) e L_T corresponde ao somatório de todos os trechos do sistema (m).

O modelo tem três restrições, a primeira estabelece que a pressão em cada um dos nós do sistema deve ser igual ou maior ao limite mínimo, adotou-se como valor de pressão mínima 10 mca, conforme estabelecido pela NBR 12218, como mostra a Equação 11.

$$P_i \geq P_{\min}$$

equação (11)

Onde P_i [mca] corresponde à pressão no nó i ; e P_{\min} [mca] corresponde à pressão mínima estabelecida por norma.

A segunda restrição refere-se à rotação específica da máquina, na qual deve ficar no intervalo entre 40 e 200 rps, garantindo dessa forma o método de Viana, para em seguida calcular os coeficientes C_Q e C_H através das Equações 3 e 4, e dessa forma, encontrar o valor de H_b .

A terceira e última restrição refere-se aos valores máximos e mínimos do diâmetro do rotor da bomba, selecionada anteriormente pelo método de Viana.

Para a otimização do processo, foi adotado o Algoritmo Evolucionário disponível no Solver do Excel®. O diâmetro do rotor ϕ_d foi a variável de decisão do problema, selecionando a curva característica da bomba por meio da Equação 12.

$$H_{md} = \left(\frac{\phi_d}{\phi_a} \right)^2 H_{ma} \quad \text{equação (12)}$$

Onde H_{md} é a altura manométrica da bomba de diâmetro superior [m]; H_{ma} é a altura manométrica da bomba de diâmetro inferior [m]; ϕ_d é o diâmetro superior do rotor da bomba; e ϕ_a é o diâmetro inferior do rotor da bomba.

Sendo assim, a curva da bomba é selecionada, introduzindo uma perda de carga para cada intervalo de tempo. Foi necessário conhecer a equação da curva característica da bomba de menor diâmetro encontrado no catálogo, sendo dessa forma a variável H_{ma} conhecida, assim como a variável ϕ_a . Por fim, calcula-se novamente os valores de Q_b e H_b para cada intervalo de tempo, através da curva selecionada.

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para avaliar o método proposto, utilizou-se a rede fictícia apresentada por Gomes 2011 (Figura 1). As tubulações possuem 0,01 mm de rugosidade e a cota topográfica dos nós é igual à zero. Adicionalmente, considerou-se que todos os trechos possuem uma parcela de vazamento com índice de 30% de perdas de água.

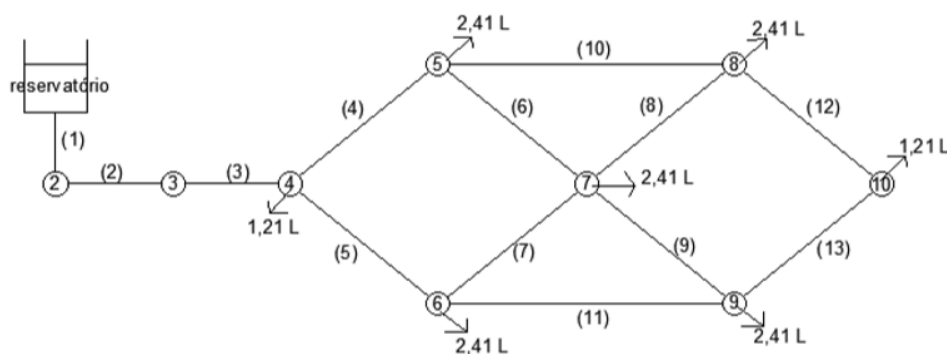


Figura 1: Esquema da rede de distribuição de água.

Na Tabela 1, têm-se os valores referentes às pressões da rede de distribuição de água, sem nenhum dispositivo de controle de pressão, durante o intervalo de 24 horas. Considerando que em todos os trechos há uma parcela de vazamento com índice de 30% de perdas de água, o volume de água perdida durante a distribuição é de 611,84 m³/dia.

Tabela 1: Pressões da rede de abastecimento de água.

Tempo (h)	Pressão (mca)								
	Nó 2	Nó 3	Nó 4	Nó 5	Nó 6	Nó 7	Nó 8	Nó 9	Nó 10
0 – 3	50,00	49,47	48,95	48,32	48,32	48,03	47,94	47,94	47,86
3 – 6	50,00	47,03	44,13	40,71	40,71	39,14	38,69	38,69	38,29
6 – 9	50,00	45,39	40,78	35,44	35,44	33,00	32,31	32,31	31,69
9 – 12	50,00	46,44	42,88	38,73	38,73	36,83	36,30	36,30	35,81
12 – 15	50,00	47,36	44,71	41,63	41,63	40,21	39,81	39,81	39,44
15 – 18	50,00	45,57	41,15	36,01	36,01	33,67	33,01	33,01	32,41
18 – 21	50,00	47,90	45,80	43,34	43,34	42,20	41,88	41,88	41,59
21 – 24	50,00	49,33	48,66	47,87	47,87	47,49	47,39	47,39	47,29

Para a seleção da BFT, primeiramente, determinou-se a rotação específica da máquina a partir da Equação 5 ($n_q = 66,04$ rps), para isso utilizou-se a vazão média do sistema ($Q_m = 23,605$ L/s) e altura manométrica média (29,29 m). Com isto, a partir das Equações 3 e 4, foram obtidos os valores dos coeficientes de vazão ($C_Q = 0,82$) e de altura manométrica ($C_H = 0,68$), e desse modo determinou-se o ponto de operação da bomba através das Equações 1 e 2 ($Q = 69,682$ m³/h, $H = 19,92$ m). Em seguida corrigiu-se o ponto de operação da bomba por meio das Equações 6 e 7 ($Q = 67,75$ m³/h, $H = 18$ m).

A Figura 2 apresenta as curvas características da bomba comercial escolhida, KSB 65x200.

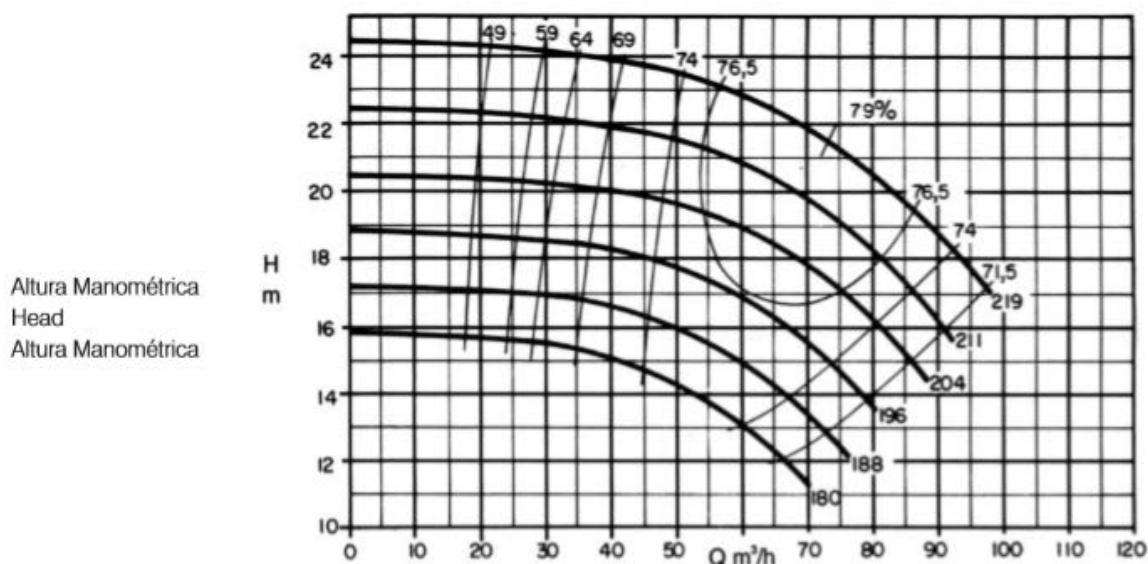


Figura 2: Curvas características do modelo de bomba

Definida o modelo da bomba, selecionou-se o diâmetro do rotor ótimo igual a 219 mm por meio da aplicação do modelo de otimização apresentado na metodologia. A Tabela 2 mostra as pressões nos nós da rede de abastecimento de água analisada, após a utilização otimizada da BFT no sistema, ao longo de 24 horas.

Tabela 2: Pressões dos nós da rede de abastecimento de água com BFT.

Tempo (h)	Pressão (mca)									Estado da BFT
	Nó 2	Nó 3	Nó 4	Nó 5	Nó 6	Nó 7	Nó 8	Nó 9	Nó 10	
0 - 3	50	32,21	31,69	31,06	31,06	30,77	30,68	30,68	30,60	LIGADA
3 - 6	50	40,95	38,05	34,63	34,63	33,06	32,61	32,61	32,21	LIGADA
6 - 9	50	3,13	-1,47	-6,81	-6,81	-9,25	-9,94	-9,94	-10,56	DESLIGADA
9 - 12	50	39,62	36,06	31,91	31,91	30,01	29,48	29,48	28,99	LIGADA
12 - 15	50	40,79	38,14	35,06	35,06	33,64	33,24	33,24	32,87	LIGADA
15 - 18	50	22,75	18,33	13,19	13,19	10,85	10,19	10,19	9,59	DESLIGADA
18 - 21	50	39,62	37,52	35,06	35,06	33,92	33,60	33,60	33,31	LIGADA
21 - 24	50	33,18	32,51	31,72	31,72	31,34	31,24	31,24	31,14	LIGADA

O uso da BFT na rede exemplo possibilitaria a redução do índice de perdas em 23,4% e a geração de 31,75 kWh/dia. Durante o período de 6 à 9h e 15 à 18h, as pressões dos nós ficaram abaixo da pressão mínima, apontando que nesses períodos a BFT deve ficar desligada.

A Figura 3 ilustra a variação da pressão média da rede em função do tempo. Essa variação ocorre devido à variação da demanda no decorrer do tempo. A utilização da BFT, selecionada através do método de Viana, e otimizada através da seleção do diâmetro do rotor, permite a redução da pressão média da rede. Porém nos

períodos em que a pressão não é atendida, a BFT para de operar, comprometendo a eficiência hidráulica e a geração de energia.

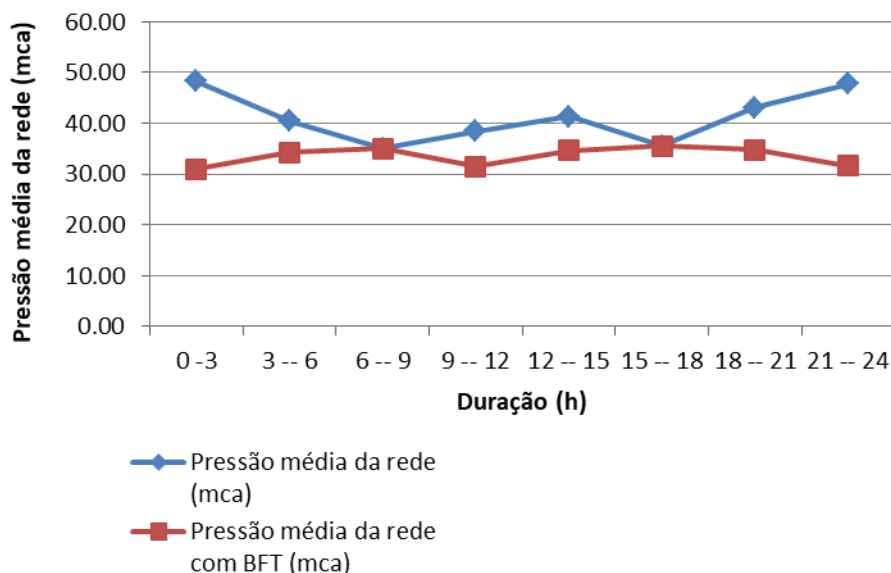


Figura 3: Comportamento da pressão média da Rede Exemplo.

CONCLUSÃO

A gestão da pressão é um dos métodos mais eficazes para reduzir as perdas e o consumo de água em sistemas de abastecimento de água. A pesquisa demonstrou que o excesso de pressão nestes sistemas pode ser utilizado para a geração não convencional de energia através de bombas funcionando como turbinas (BFT), que além de fazer o aproveitamento energético, contribui para a redução de perdas em SAA.

Esse trabalho apresenta um modelo para otimização de redes de distribuição de água, que utiliza os *softwares* Excel e EPANET 2.0 para a seleção ótima da BFT. O modelo desenvolvido possibilitou o controle satisfatório da pressão no sistema avaliado e maximizou a geração de energia elétrica da BFT, simultaneamente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. BEZERRA, S. T. M.; SILVA, S. A.; GOMES, H. P.; SALVINO, M. M. *Energy Savings in Pumping Systems: Application of a Fuzzy System*. Ciência & Engenharia, v. 24, p. 71-78, 2015.
2. COVELLI, C., CIMORELLI, L., COZZOLINO, L., DELLA MORTE, R., PIANESE, D. *Reduction in water losses in water distribution systems using pressure reduction valves*. Water Science and Technology: Water Supply, v. 16, n. 4, p. 1033-1045, 2016.
3. DUTRA, J. B. A. *Eficiência energética no controle da vazão em sistemas de bombeamento de água*. Paraíba do Sul, 2005. Disponível em: <http://servidor.demec.ufpr.br/disciplinas/TM120/APOSTILA_MH/eficiencia_bombeamento_CURVA%20DA%20INSTALA__O.pdf>. Acesso em: 23 Out. 2017.
4. FONTANA, N.; GIUGNI, M.; GLIELMO, L.; MARINI, G. *Real time control of a prototype for pressure regulation and energy production in water distribution networks*. Journal of Water Resources Planning and Management, v. 142, n. 7, jun, 2016.
5. HUNAIDI, O.; CHU, W.; Wang, A.; Guan, W. *Detecting Leaks in Plastic Pipes*. Journal of the American Water World Association, v. 92, n. 2, p. 82-94, 2000.
6. LAMBERT, A. *What do we know about pressure-leakage relationships in distribution systems*. In IWA Conf. n Systems approach to leakage control and water distribution system management. Brn., República Checa. 2011.

7. LIMA, G.M., LUVIZOTTO, E., BRENTAN, B.M. *Selection and location of pumps as turbines substituting pressure reducing valves*. Renewable Energy, v. 109, p. 392-405, 2017.
8. MAY, J. *Pressure dependent leakage*. World water and environmental engineering, v. 17, n. 8, p. 10, 1994
9. PELLI, T.; HITZ, H. U. *Energy Indicators and Savings in Water Supply*. Journal AWWA, v. 92, p. 55-62, 2002.
10. POULIEZOS, A., KANELLOS, F.D., PAPAEFTHIMIOU, S, KATSIGIANNIS, Y.A. *Energy management system for water distribution systems: applicatio to crate*. Trivent, 2016.
11. RAMOS, H.; BORGA, A. *Pumps as turbines: An Unconventional Solution to Energy Production*. Urban Water, v. 1, n. 3, p. 261-3, 1999.
12. RASUL, G.; SHARMA, B. *The nexus approach to water-energy-food security: an option for adaptation to climate change*. Climate Policy, p. 682-702. abr. 2016.
13. VIANA, A. N. C. *Bombas Funcionando como Turbinas*. Rio de Janeiro: Synergia. 192 p. 2012.
14. VIANA, A., NOGUEIRA, F.J.H. *Bombas Centrifugas Funcionando como Turbinas*. Departamento de Mecânica. EFEI. Itajubá/MG, 1990.