



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
NÚCLEO DE DESENVOLVIMENTO AMAZÔNICO EM ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INFRAESTRUTURA E
DESENVOLVIMENTO ENERGÉTICO**

JULIANA GARCIA GAIA

**PREDIÇÃO DE BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS EM TODA A FAIXA
DE OPERAÇÃO – ESTUDO DE CASO DE UMA REDE DE
DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA**

Tucuruí-PA
2021

JULIANA GARCIA GAIA

**PREDIÇÃO DE BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS EM TODA
A FAIXA DE OPERAÇÃO – ESTUDO DE CASO DE UMA REDE DE
DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Infraestrutura e Desenvolvimento Energético do Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia, da Universidade Federal do Pará, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Infraestrutura e Desenvolvimento Energético. Área de concentração: Desenvolvimento Energético.

Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita.

Tucuruí
2021

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a)
autor(a)**

G216p Garcia Gaia, Juliana.
Predição de bombas funcionando como turbinas em toda a faixa de operação – estudo de caso de uma rede de distribuição de água / Juliana Garcia Gaia. — 2021.
97 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Pará,
Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de
Infraestrutura e Desenvolvimento Energético, Tucuruí, 2021.

1. Bombas funcionando como turbinas. 2. Eficiência Energética. 3. Sistema de Abastecimento de Água. I. Título.

CDD 333.79

JULIANA GARCIA GAIA

**PREDIÇÃO DE BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS EM TODA A FAIXA
DE OPERAÇÃO – ESTUDO DE CASO DE UMA REDE DE
DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Infraestrutura e Desenvolvimento Energético do Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia, da Universidade Federal do Pará, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Infraestrutura e Desenvolvimento Energético. Área de concentração: Desenvolvimento Energético.

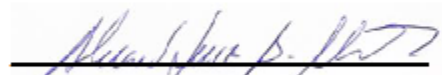
Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita.

Aprovada em 18 de junho de 2021.

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita / UFPA - Orientador



Prof. Dr. Alexandre Luiz Amarante Mesquita / UFPA



Prof. Dr. Carlos Barreira Martinez / IEM/UNIFEI

Aos meus pais.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, que sempre me apoiaram em todas as decisões que tomei.

Ao programa PPGINDE e a toda sua equipe de professores e pedagógica, por tornar viável um mestrado no sudeste do Pará. À CAPES, que favorece e estimula a pesquisa no Brasil.

Ao professor Dr. André Mesquita, que compartilha conhecimento, tem paciência e que se dedicou a este trabalho.

Ao professor Davi Sales e ao engenheiro Gilton Furtado, que foram de grande ajuda e me auxiliaram em momentos importantes para que eu pudesse prosseguir com esta pesquisa.

Aos colegas de mestrado, dos quais levarei lembranças de união e contribuição de todos.

A todos que colaboraram para que mais este objetivo se transformasse em realidade.

“Uma lição sem dor não tem sentido. Isso é porque você não pode ganhar alguma coisa sem sacrificar algo em troca. No entanto, uma vez que você suportou a dor e venceu, você ganha um coração que é mais forte do que todo o resto. Isto é certo, um coração de aço.”

(Edward Elric)

RESUMO

Nos dias atuais, a importância de reduzir gastos com energia e/ou de obter formas alternativas de geração tem aumentado cada vez mais. Nesse contexto, as bombas funcionando como turbinas (BFT) surgem como alternativa sustentável para geração de energia aproveitando o potencial hidráulico de um local. Entretanto, a adversidade encontrada está relacionada com a faixa de operação da BFT em modo turbina. Este trabalho tem como propósito determinar de maneira teórica a faixa de operação de bombas funcionando como turbinas de bombas selecionadas para funcionar como válvulas redutoras de pressão (VRP) no sistema de abastecimento de água (SAA) da Vila Permanente, em Tucuruí. Realizou-se uma avaliação de três estudos experimentais e aplicou-se os métodos de Sharma & Williams (1995), Yang et al. (2012) e Alatorre-Frenk (1994-1998) para alcançar os resultados de previsão de altura (Ht) e vazão (Qt) das BFTs no modo turbina no melhor ponto de eficiência (BEP); após isso, foi aplicado o método desenvolvido por Rossi et al. (2019), que funciona em toda faixa de operação da BFT, combinado com os métodos no BEP para obtenção das curvas características Q x H (vazão x altura) e Q x η (vazão x eficiência) da BFT no modo turbina; e por fim, compararam-se os resultados obtidos através dos métodos com os resultados dos estudos experimentais, para que assim, a melhor combinação de métodos fosse selecionada. Então, com os valores de altura e vazão dos pontos de pressão no SAA da Vila Permanente, foram selecionadas bombas centrífugas para funcionar como turbinas, aplicando a melhor combinação de método e depois obtendo as curvas características da BFT no modo turbina, de modo a revelar vários pontos em que a BFT pode operar; além dos cálculos de recuperação de energia com valores em KW por dia, mês e ano. Nos sistemas de abastecimento de água, os gastos com energia são excessivos e é comum a utilização de válvulas redutoras de pressão em pontos em que é necessária essa redução para assegurar que as circunstâncias propícias para o transporte de água na tubulação. Desta maneira, entende-se que ocorre desperdício de energia que poderia ser empregada no próprio sistema.

Palavras- chave: Bombas funcionando como turbinas (BFT). Eficiência Energética. Sistema de Abastecimento de Água.

ABSTRACT

Nowadays, the importance of reducing energy costs and/or obtaining alternative forms of generation has increased more and more. In this context, pumps working as turbines (BFT) emerge as a sustainable alternative for energy generation taking advantage of the hydraulic potential of a location. However, the adversity found is related to the BFT operating range in turbine mode. This work aims to theoretically determine the operating range of pumps working as turbines of pumps selected to work as pressure reducing valves (PRV) in the water supply system (SAA) of Vila Permanente, in Tucuruí. Three experimental studies were evaluated and the methods of Sharma & Williams (1995), Yang et al. (2012) and Alatorre-Frenk (1994) to achieve the PATs head (H_t) and flow (Q_t) prediction results in turbine mode at the best efficiency point (BEP); after that, the method developed by Rossi (2019) was applied, which works outside the entire operating range of the BFT, combined with the methods in the BEP to obtain the characteristic curves $Q \times H$ (flow x head) and $Q \times \eta$ (flow x efficiency) of the BFT in turbine mode; and finally, the results obtained through the methods were compared with the results of experimental studies, so that the best combination of methods was selected. Then, with the height and flow values of the pressure points in the SAA of Vila Permanente, centrifugal pumps were selected to work as turbines, applying the best combination of method and then obtaining the characteristic curves $Q \times H$ (flow x head) and $Q \times \eta$ (flow x efficiency) of the BFT in turbine mode, in order to reveal various points where the BFT can operate; in addition to energy recovery calculations with values in KW per day, month and year. In water supply systems, energy costs are excessive and it is common to use pressure reducing valves at points where this reduction is necessary to ensure the right circumstances for the transport of water in the pipeline. In this way, it is understood that there is a waste of energy that could be used in the system itself.

Keywords: pumps as turbines (PAT). Energy efficiency. Water supply system.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 Conjunto de curvas características para uma bomba real, modelo Meganorm.....	22
Figura 2.2 – Ponto de operação de uma bomba hidráulica.....	24
Figura 2.3 – Curvas características de uma bomba centrífuga com rotação variável.....	26
Figura 2.4 – Curvas características de uma bomba centrífuga com rotação variável.....	26
Figura 2.5 – Curvas da vazão versus rendimento, altura e potência de eixo de uma bomba centrífuga com rotação constante.....	28
Figura 2.6 - Curvas da vazão versus rendimento, altura e potência de eixo de uma bomba centrífuga com rotação constante operando como turbina.....	28
Figura 3.1 - Pré-seleção da BFT.....	29
Figura 3.2 - Taxas de carga das BFTs testadas com várias eficiências máximas da bomba.....	36
Figura 3.3. Taxas de vazão das BFTs testadas com várias eficiências máximas de bomba.....	37
Figura 3.4 – Predição do BEP da BFT por diversos métodos.....	37
Figura 3.5 - Curva característica normalizada adimensional.....	42
Figura 3.6 - Curva de eficiência normalizada adimensional.....	42
Figura 3.7 - Esboço da bancada de teste usada.....	43
Figura 4.1 - Bancada de teste usada para realizar testes na bomba selecionada no modo turbina.....	46
Figura 4.2 – Curvas características da bomba selecionada para funcionar como BFT.....	46
Figura 4.3 – Curva característica adimensional da bomba selecionada funcionando no modo turbina.....	47
Figura 4.4 – Bancada de testes.....	48
Figura 4.5 – Esboço dos equipamentos da bancada de teste.....	48
Fig. 4.6 - Altura experimental e de catálogo, H , e eficiência, η , vs. vazão, Q , em modo de operação de bomba.....	49

Figura 4.7 - Altura experimental e de catálogo, H , e eficiência, η , vs. vazão, Q , em modo de operação de turbina.....	49
Figura 4.8 - Potência experimental e de catálogo, P , vs. vazão, Q , em modo de operação de bomba.....	50
Figura 4.9 - Potência experimental e de catálogo, P , vs. vazão, Q , em modo de operação de turbina.....	50
Figura 4.10 – A bomba em estudo.....	51
Figura 4.11 – Características da bomba.....	51
Figura 4.12 – Bancada de testes.....	52
Figura 4.13 – Curva característica rendimento x vazão em modo turbina.....	53
Figura 4.14 – Curva característica H x Q em modo turbina.....	53
Figura 4.15 – Velocidade x vazão para diferentes pressões.....	54
Figura 4.16 - Rendimento x pressão para diferentes velocidades.....	54
Figura 4.17 – Rendimento x Vazão em diversas rotações.....	55
Figura 4.18 – Pressão x Vazão em diversas rotações.....	55
Figura 4.19 – Curvas da turbina encontradas para a bomba utilizada no experimento de Alves (2010).	59
Figura 4.20 – Curvas da turbina encontradas para a bomba utilizada no experimento de Rossi (2019).....	59
Figura 4.21 – Curvas da turbina encontradas para a bomba utilizada no experimento de Stefanizzi (2017).....	60
Figura 4.22 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Alves (2010) a 1800 rpm no ensaio com pressão constante.....	61
Figura 4.23 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Alves (2010) a 1900 rpm no ensaio com pressão constante.....	62
Figura 4.24 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Alves (2010) a 2000 rpm no ensaio com pressão constante.....	62
Figura 4.25 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Alves (2010).....	63

Figura 4.26 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Rossi (2019).....	63
Figura 4.27 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Stefanizzi (2017).....	64
Figura 4.28 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Stefanizzi (2017).....	64
Figura 4.29 – Comparação dos métodos aplicados para a curva Q x η para o trabalho de Alves (2010)	65
Figura 4.30 – Comparação dos métodos aplicados para a curva Q x η para o trabalho de Alves (2010) a 1800 rpm no ensaio de velocidade constante.....	65
Figura 4.31 – Comparação dos métodos aplicados para a curva Q x η para o trabalho de Alves (2010) a 1900 rpm no ensaio de velocidade constante.....	66
Figura 4.32 – Comparação dos métodos aplicados para a curva Q x η para o trabalho de Alves (2010) a 2000 rpm no ensaio de velocidade constante.....	66
Figura 4.33 – Comparação dos métodos aplicados para a curva Q x η para o trabalho de Rossi (2019)	67
Figura 4.34 – Comparação dos métodos aplicados para curva Q x η para o trabalho de Stefanizzi (2017) no teste 1.....	67
Figura 4.35 – Comparação dos métodos aplicados para curva Q x η para o trabalho de Stefanizzi (2017) no teste 2.....	68
Figura 5.1 – Localização da vila residencial da Eletronorte.....	69
Figura 5.2 – Sistema de abastecimento de água da VRE.....	70
Figura 5.3 – Comportamento da pressão na Simulação 1 às 3h.....	72
Figura 5.4 – Simulação 2.....	73
Figura 5.5 – Comportamento da pressão na Simulação 2 às 3h.....	74
Figura 5.6 – Energia recuperável em KW/d.....	78
Figura 5.7 – Energia recuperável em KW/mês.....	78
Figura 5.8 – Energia recuperável em KW/ano.....	79
Figura 5.9 – Pressão dissipada de cada válvula com relação ao tempo (24 h)...	80
Figura 5.10 - Pressão dissipada de cada válvula com relação ao tempo (24 h)..	81
Figura 5.11 – Seleção de bombas.....	82
Figura 5.12 – Curva característica da bomba selecionada.	82

Figura 5.13 – Curva Q x H da BFT obtida para a VRP 1.3 com o uso do método de Rossi (2019)	84
Figura 5.14 – Curva Qx η da BFT obtida para a VRP 1.3 com o uso do método de Rossi (2019)	84
Figura 5.15 – Curva Q x H da BFT obtida para a VRP 2.4 com o uso do método de Rossi (2019)	85
Figura 5.16 – Curva Q x H da BFT obtida para a VRP 3.1 com o uso do método de Rossi (2019)	86
Figura 5.17 – Curva Q x H da BFT obtida para a VRP 3.2 com o uso do método de Rossi (2019)	86
Figura 5.18 – Curva Q x H da BFT obtida para a VRP 6.1 com o uso do método de Rossi (2019)	87
Figura 5.19 – Curva Qx η da BFT obtida para a VRP 2.4 com o uso do método de Rossi (2019)	87
Figura 5.20 – Curva Qx η da BFT obtida para a VRP 3.1 com o uso do método de Rossi (2019)	87
Figura 5.21 – Curva Qx η da BFT obtida para a VRP 3.2 com o uso do método de Rossi (2019)	88
Figura 5.22 – Curva Qx η da BFT obtida para a VRP 6.1 com o uso do método de Rossi (2019)	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Métodos de predição de desempenho da BFT.....	31
Tabela 3.2 - Principais características da máquina A operando em seu BEP em modo direto.....	43
Tabela 3.3 - Principais características das bombas centrífugas.....	43
Tabela 4.1 - Características dos principais componentes usados para realizar os testes de laboratório.....	45
Tabela 4.2 – Resultados experimentais da BFT funcionando como bomba..	47
Tabela 4.3 – Resultados experimentais da BFT funcionando como turbina..	47
Tabela 4.4 – Principais informações da bomba utilizada no trabalho de Alves (2010)	56
Tabela 4.5 – Predição da altura (H), vazão (Q) e eficiência (η) da BFT no modo turbina e comparação com os valores experimentais do estudo do trabalho de Alves (2010), funcionando a 1800 rpm.....	57
Tabela 4.6 – Principais informações da bomba utilizada no estudo experimental de Rossi (2019)	57
Tabela 4.7 – Predição da altura (H), vazão (Q) e eficiência (η) da BFT no modo turbina e comparação com os valores experimentais do estudo do trabalho de Rossi (2019)	57
Tabela 4.8 – Principais informações da bomba utilizada no estudo experimental de Stefanizzi (2017)	58
Tabela 4.9 – Predição da altura (H), vazão (Q) e eficiência (η) da BFT no modo turbina e comparação com os valores experimentais do trabalho de Stefanizzi, funcionando a 1000 rpm.....	58
Tabela 5.1 – Diâmetros e extensão de tubulações da RDA.....	71
Tabela 5.2 – Valores de controle e diâmetro das VRPs.....	75
Tabela 5.3 – Valores calculados da energia recuperada.....	76
Tabela 5.4 – Valores calculados da energia recuperada.....	77
Tabela 5.5 – Dados sobre o modelo das bombas selecionadas.....	85
Tabela 5.6 – Dados de previsão da BFT como turbina no BEP.....	85

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Justificativa	Erro! Indicador não definido.
1.2 Objetivos	18
1.2.1 Objetivo geral	18
1.2.2. Objetivos específicos	18
1.3 Estruturação do trabalho	18
2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS	20
2.1 Operação de bombas.....	20
2.1.2 Cálculo do ponto de operação.....	22
2.1.3 Operação em velocidade variável	23
2.2 Operação de bombas funcionando como turbinas	25
3 MODELOS PARA PREDIÇÃO DA OPERAÇÃO DE BOMBA COMO TURBINA.	28
3.1 Método de Alatorre-Frenk	32
3.2 Método de Sharma & Williams	33
3.3 Método de Yang, Derakhshan e Kong.....	35
3.4 Métodos para toda faixa de operação	37
3.4.1 Descrição do Método de Rossi.....	40
4 AVALIAÇÃO DOS MÉTODOS	44
4.1 Estudos experimentais de referência	44
4.1.1 Trabalho de Rossi (2019)	44
4.1.2 Trabalho de Stefanizzi (2017)	47
4.1.3 Trabalho de Alves (2010)	49
4.2 Avaliação dos métodos no ponto de melhor eficiência	55
4.3 Avaliação do método para toda a faixa de operação	59
5 ESTUDO DE CASO – RECUPERAÇÃO DE ENERGIA EM REDE DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA	68
5.1 Características do Sistema de Abastecimento de Água (SAA).....	69
5.1.1 Rede de distribuição de água	69
5.1.2 Simulação da Rede de Abastecimento de Água.....	70
5.1.2.1 Simulação do sistema atual.....	71
5.1.2.2 Simulação do sistema dividido em AMD.....	72
5.2 Condições hidráulicas para o uso de BFT	75

5.2.1 Cálculo da energia recuperável	75
CONCLUSÕES.....	90
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92

1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações gerais

Em 1931, quando Thoma e Kittredge (1931) estavam examinando as características das bombas por completo, aleatoriamente se depararam com a possibilidade de que as bombas podiam ser operadas de forma muito eficiente no modo reverso. Anos depois, em 1941, Knapp (1941) publicou, com base em análises experimentais, as características integrais de uma bomba, como altura, vazão, rotação, velocidade específica, etc. Entre os anos de 1950 e 1960, o conceito de usinas hidrelétricas bombeadas, que são aquelas que possuem um mecanismo de bombeamento de água de um reservatório inferior para um superior conforme a vazão hidráulica, na faixa de 50 a 100 MW, foi aperfeiçoado, sobretudo em países desenvolvidos para gerenciar as solicitações de energia de pico. De acordo com Rawal e Kshirsagar (2007), nos períodos posteriores, as indústrias químicas se tornaram outra área para a aplicação de bombas funcionando como turbinas (BFT) para recuperação de energia, incluindo redes de abastecimento de água. Este cenário então estimulou uma fase produtiva de pesquisa e, em seguida, bombas padrões foram estudadas no modo de turbina. Nos anos consecutivos, diversas outras técnicas foram desenvolvidas por diferentes pesquisadores.

Os avanços nas tecnologias de controle de máquinas elétricas permitiram o uso de BFTs para geração de energia elétrica, pois viabilizaram a regulação do acionamento com velocidade, sentido de rotação e torque variáveis, criando a possibilidade da utilização de bombas trabalhando em modo inverso para geração de energia (Fernandez et al., 2004).

Diversos métodos para calcular o desempenho das BFTs têm sido propostos na literatura; alguns baseados no desempenho do modo de bomba e outros na geometria da máquina. Isbasoiu et al. (2007) reportam que a seleção de uma BFT para um determinado local deve ser feita de acordo com os requisitos específicos de vazão e altura. A bomba escolhida deve ter queda de vazão no melhor ponto de eficiência (BEP) o mais próximo possível das condições do local. Embora a eficiência da BFT seja aproximadamente a mesma que no modo de bomba, no BEP, os valores de pressão e vazão são diferentes nos modos da bomba e da turbina.

As metodologias para a predição da BFT no BEP são bem abordadas na literatura, porém existe uma escassez de métodos de predição para BFT operando em toda a faixa de operação. No entanto, apenas recentemente os estudos científicos foram estendidos e publicados sobre o desempenho de BFTs em condições operacionais em toda faixa de operação (Renzi & Rossi, 2020). De acordo com Renzi e Rossi (2019), a parte mais trabalhosa no estudo de BFTs é a avaliação de seus valores de BEP juntamente com as condições em toda a faixa de operação quando funcionam no modo turbina, para ter uma previsão objetiva e confiável.

Dessa maneira, é fundamental a busca, através de pesquisa e análise, de um método confiável que opere além do BEP visando a sua aplicação em trabalho do grupo de pesquisa na área de sistemas híbridos com armazenamento bombeado (G.C.d. Andrade Furtado, et al. 2020) e a recuperação de energia na rede de distribuição da vila, além de usos em projetos de microcentrais hidrelétricas na região.

De acordo com Tsutiya (2006), existem quatro áreas de oportunidade para melhoria da eficiência energética em SAA (Sistemas de Abastecimento de Água): o uso racional de água no consumidor da região para reduzir também o consumo energético; a configuração e operação do sistema relacionado com seus sistemas de produção (captação, tratamento e configuração de distribuição) e à estrutura (uso de válvulas redutoras de pressão, atrito gerado por materiais da tubulação, etc); a otimização da eficiência eletromecânica de bombas e motores; e a redução de perdas de água na distribuição.

Uma maneira simples para melhorar os índices de eficiência de um sistema de distribuição de água, reduzindo a energia requerida para essa distribuição é a fazendo a regulação da pressão. As estratégias de regulação de pressão podem ser feitas basicamente de três maneiras: com o uso de válvulas redutoras de pressão (VRPs); utilizando zonas de gerenciamento de pressão (ZGPs); e empregando bombas funcionando como turbinas (BFTs).

De acordo com Gupta e Kulat (2018), as válvulas redutoras de pressão (VRP) têm como vantagens tem-se o baixo custo de investimento inicial; diminui os vazamentos de água na rede; gerencia a pressão a jusante da válvula; projeto e funcionamento relativamente simples. Como desvantagens, pode citar-se que a energia é dissipada, porém não é recuperada; pode apresentar defeitos se for introduzida energia no sistema (Creaco e Walski, 2017).

Conforme Pérez-Sánchez et al (2018), a utilização de bombas funcionando como turbinas (BFTs) aplicadas em redes de distribuição de água mostram como vantagens a recuperação de energia; diminuição vazamentos de água na rede; e gerenciamento da pressão a jusante da BFT. Todavia, necessita-se de um investimento maior; têm projeto e operação relativamente complexos; e precisam da instalação de VRPs para regular a sobrepressão restante.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Apresentar uma metodologia para predição da BFT, para pequena e médias potências, em toda faixa sua faixa de operação e aplicar em um estudo de caso de substituição de VRP em SAA.

1.2.2. Objetivos específicos

- Aplicação e avaliação de um método de predição de curvas características de bombas funcionando como turbinas para toda faixa de operação;
- Seleção de bombas para funcionar como válvulas redutoras de pressão para a Rede de Abastecimento de Água da Vila Permanente, em Tucuruí;
- Calcular a energia passiva de recuperação com a operação das BFTs em substituição das VRPs.

1.3 Estruturação do trabalho

O trabalho está estruturado em cinco seções. A seção inicial faz a introdução e apresenta os objetivos e a justificativa.

A seção 2 faz uma breve explanação sobre o funcionamento de bombas, tanto como bombas e quanto funcionando como turbina, bem como suas curvas características.

A seção 3 menciona o histórico dos métodos de predição do funcionamento de uma bomba operando como turbina, bem como a apresentação de alguns métodos que operam no melhor ponto de eficiência da bomba e fora dele.

A seção 4 descreve três estudos de referência para aplicação dos métodos de predição da bomba funcionando como turbina a fim de escolher o método que melhor se aproxima dos resultados experimentais.

Por fim, a seção 5 descreve o estudo de caso prático no qual este trabalho mostra a seleção de bombas e também apresenta o cálculo da energia recuperável.

2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

2.1 Operação de bombas

As bombas hidráulicas constituem-se como parte fundamental das estações elevatórias e de redes de distribuição de água.

Tsutiya (2006) cita que para a compreensão do funcionamento de um sistema de bombeamento, é fundamental o conhecimento de:

- Faixa de vazão de bombeamento Q [m^3/s];
- Altura geométrica de sucção ou altura estática de sucção $H_{g,s}$ [m], que é a diferença geométrica entre o nível de água no reservatório de sucção e a linha do centro da bomba;
- Altura geométrica de recalque ou altura estática de recalque $H_{g,r}$ [m] que é a diferença geométrica entre a linha do centro da bomba e o nível máximo que atinge a água recalcada;
- Altura geométrica total H_g [m] é a soma de $H_{g,s}$ e $H_{g,r}$;
- Perda de carga no recalque h_{pr} [m] é o somatório das perdas de carga linear e singular nas instalações de recalque;
- Perda de carga na sucção h_{ps} [m] é o somatório das perdas de carga linear e singular nas instalações de sucção;
- Altura manométrica total ou altura de elevação H [m] é a carga que a bomba deve vencer quando o líquido é recalcado, inclui as alturas geométricas na sucção ($H_{g,s}$), a altura geométrica no recalque ($H_{g,r}$), as perdas de carga na sucção (h_{ps}) e no recalque (h_{pr});
- Potência fornecida pela bomba P [W] é a potência para elevar a vazão do líquido de modo a vencer a altura manométrica total;
- Rendimento da bomba η_b [-] é a relação entre potência fornecida e potência consumida.

As curvas, fornecidas pelos fabricantes, representam o resultado de funcionamento da bomba para um dada rotação N . Têm-se as seguintes curvas:

- de estrangulação, que relaciona a vazão com a altura total para diferentes diâmetros de rotor (Figura 2.1a);
- de rendimento do conjunto motor-bomba, que são apresentadas como

- curvas de nível sobrepostas às curvas de estrangulação (Figura 2.1a);
- de NPSH (*Net Positive Suction Head*) requerido (Figura 2.1b) que fornece informações para a avaliação de cavitação;
 - de potência consumida, que pode ser apresentada ou usada como substituta da curva de rendimento, e relaciona a vazão com a potência (Figura 2.1c).

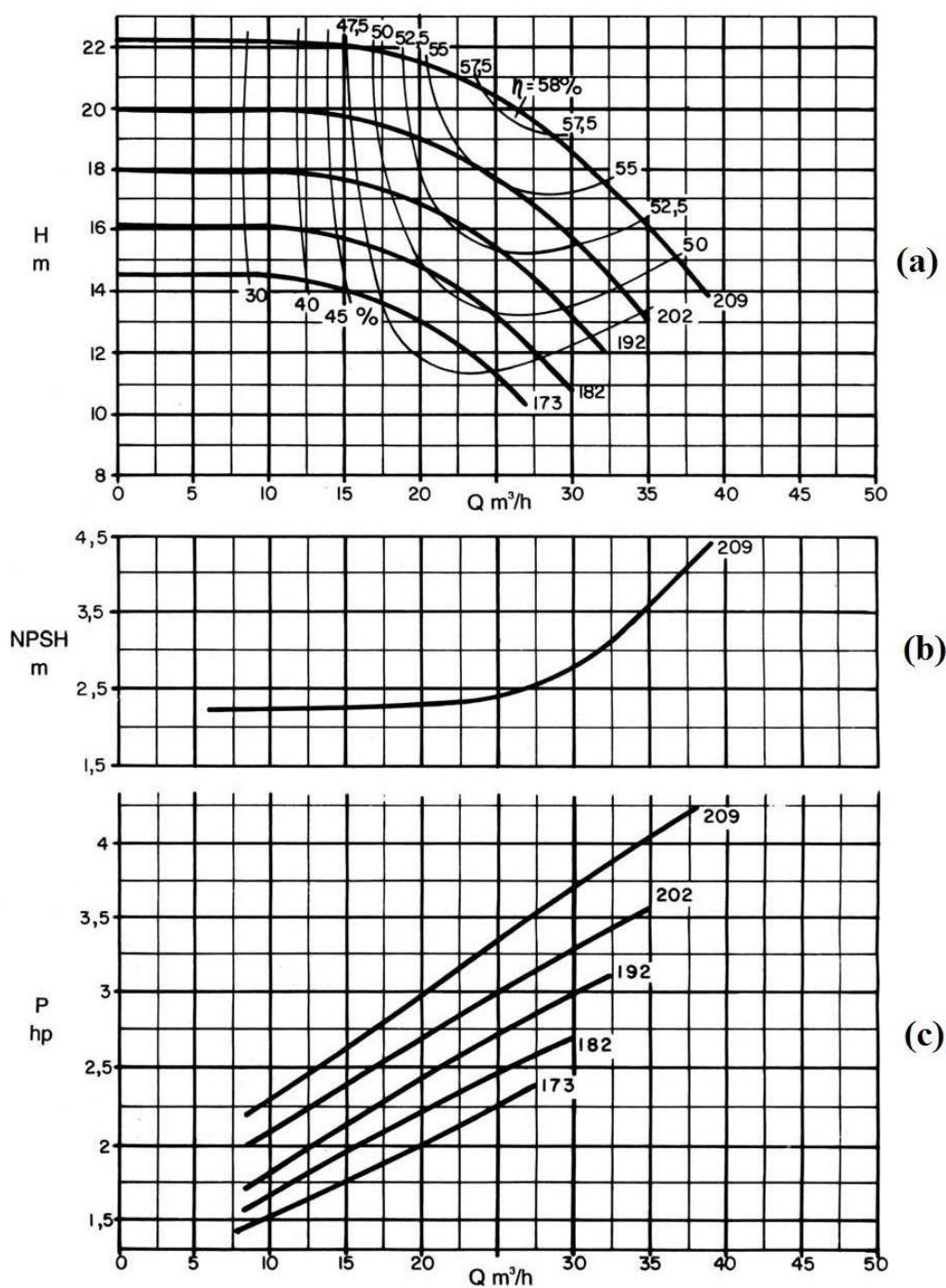


Figura 2.1: Conjunto de curvas características para uma bomba real, modelo Meganorm, tamanho 40-200, de rotação nominal 1750 RPM, fabricada pela KSB (KSB BOMBAS HIDRÁULICAS SA, 2005).

2.1.2 Cálculo do ponto de operação

As bombas são fabricadas para operar em uma grande faixa de vazão, porém elas possuem um ponto de operação onde a eficiência é máxima, chamado de *best efficiency point* (BEP) (Taber, 2011). Deste modo, a especificação do ponto de funcionamento de uma bomba e a sua operação próxima do BEP é de bastante relevante para o aperfeiçoamento da eficiência do sistema (Cruz, 2009). O ponto de funcionamento de uma bomba centrífuga relativo a um sistema pode ser estabelecido a partir da intersecção da curva da bomba com a curva do sistema.

A variação da altura manométrica total em função da vazão na tubulação é chamada de curva do sistema. A justaposição das curvas do sistema e das curvas características das bombas determina o ponto de operação na intersecção dessas curvas, conforme Figura 2.2.

Cabe frisar, que este ponto de operação é variável, pois depende de fatores como variação do nível do reservatório de sucção e perdas de carga. Por isso, a análise da operação é feita com o uso de uma família de curvas do sistema elevatório. Para a boa operação do sistema, é necessário que a faixa do melhor rendimento da bomba esteja compreendida entre os pontos operacionais determinados com o uso destas famílias de curvas (Tsutiya, 2006).

A curva característica da instalação, ou somente curva do sistema, apresenta a carga manométrica que será exigida para a instalação em função da vazão a ser recalçada (Santos, 2007). Como apresentado por Mesquita et al. (2006), sendo m e n constantes que precisam da geometria do sistema e do material que compõe a tubulação, a Equação 2.1 mostra matematicamente a referida curva.

$$H=m+nQ^2 \quad (2.1)$$

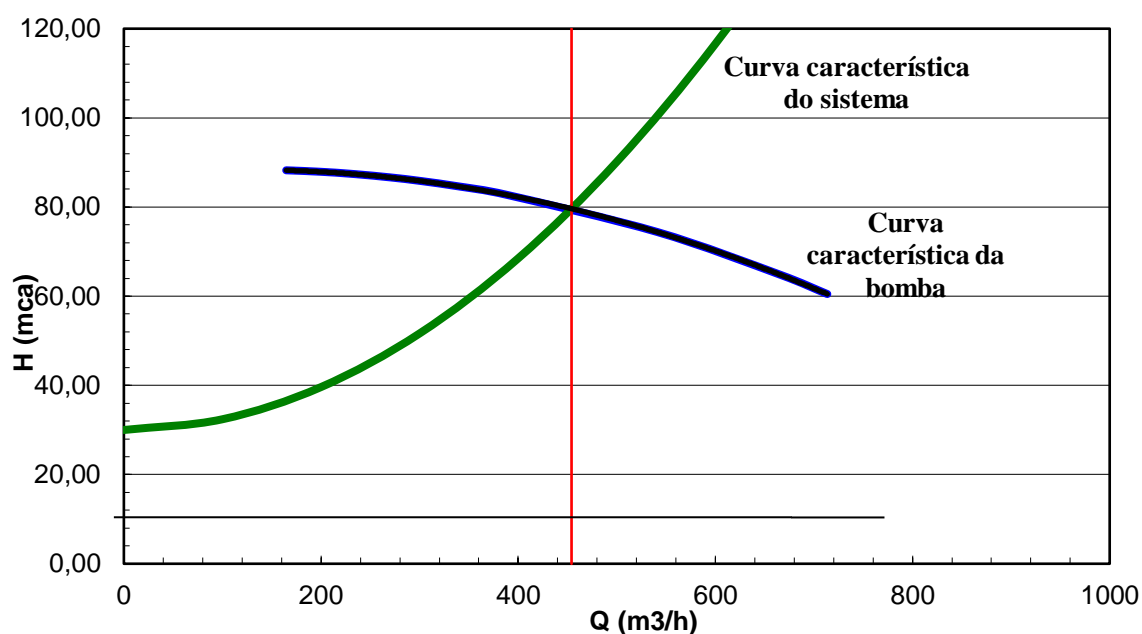


Figura 2.2 – Ponto de operação de uma bomba hidráulica.

2.1.3 Operação em velocidade variável

As curvas características das bombas centrífugas são sensíveis às variações do diâmetro, da rotação e da forma do rotor. Desta maneira, alterada uma dessas grandezas, a curva característica da bomba se modificará, configurando diferentes equações. Essas equações são chamadas equações de similaridade. Variando o diâmetro do rotor, cada diâmetro corresponde uma curva característica. Se a forma e a rotação se preservarem constantes, a variação do diâmetro do rotor dá início a curvas características paralelas sendo que as superiores se referem aos diâmetros maiores. Se o diâmetro do rotor de uma bomba for modificado, as curvas características da máquina apresentam relações bem definidas com as características originais. As Equações 2.2, 2.3 e 2.4 revelam a relação dos parâmetros com a variação do diâmetro do rotor, para um mesmo valor de rotação.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (2.2)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (2.3)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (2.4)$$

A operação de bombas em velocidade variável submete-se ao princípio da semelhança, onde uma bomba é sempre homóloga a ela própria em velocidades de rotação dissemelhantes. Neste contexto, as leis de similaridade, que controlam os vínculos entre a velocidade, N , a vazão, Q , a altura manométrica, H , e a potência hidráulica, P , podem ser demonstradas pelas Equações 2.5, 2.6 e 2.7. Conservando a forma e o diâmetro do rotor, a energia transferida ao fluido circulante varia com o número de rotação N , para um mesmo valor de diâmetro de rotor. A curva característica da bomba também se modifica, porque a altura manométrica cresce com o número de giros do rotor na unidade de tempo, como mostra a Figura 2.3.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2.5)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (2.6)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (2.7)$$

Cabe ao fabricante apresentar curvas correspondentes aos rotores de uso possível na mesma carcaça. Rotores de canais de maior largura fornecem curvas características em que a altura varia muito pouco com a vazão, e permitem vazões maiores para determinada altura manométrica. Rotores de canais estreitos ocasionam curvas mais estáveis, em que existe uma grande diferença entre a altura desenvolvida na vazão zero e a desenvolvida na vazão de projeto, cerca de 40 a 50%.

Para a velocidade nominal de rotação, a equação da curva de rendimento é dada por uma expressão de segundo grau, conforme a Equação 2.8, em que os coeficientes r , s e t são peculiares de cada bomba (Santos, 2007).

$$\eta = rQ^2 + sQ + t \quad (2.8)$$

Como Q é proporcional a N , H é proporcional a N^2 e a potência absorvida é proporcional a N^3 , conclui-se que pontos homólogos, ou seja, onde os lados que se correspondem e são opostos a ângulos iguais em figuras semelhantes, têm o mesmo rendimento, como mostrado pela Figura 2.3.

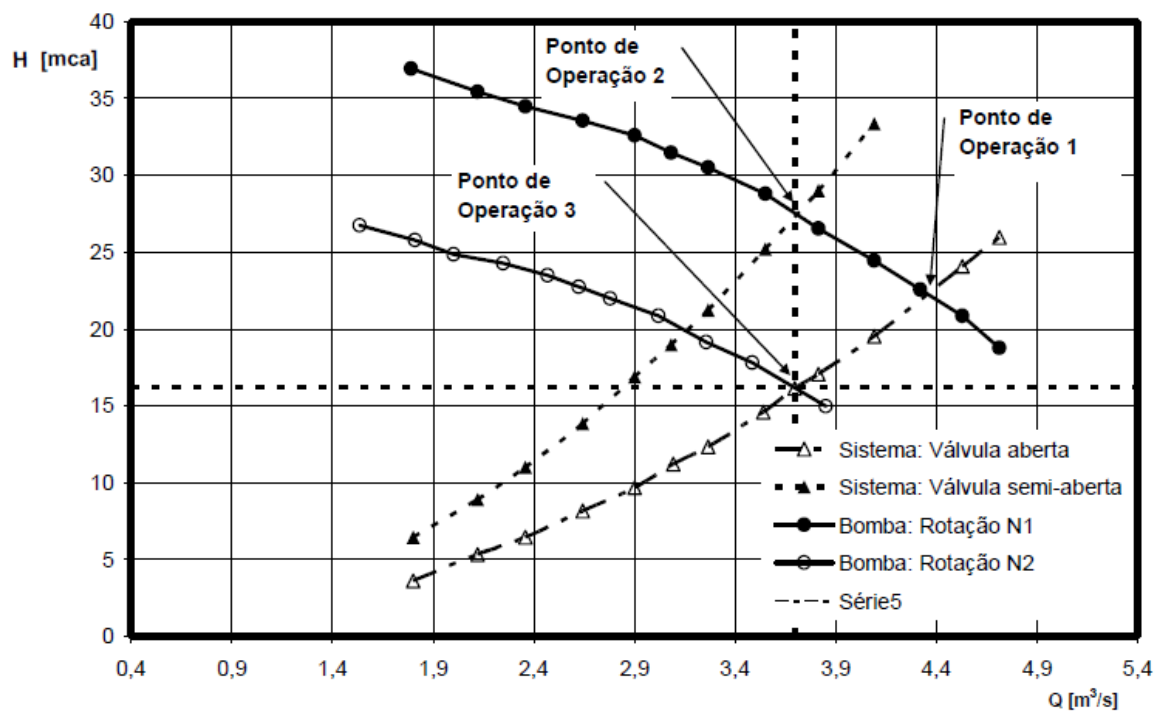


Figura 2.3 – Curvas características de uma bomba centrífuga com rotação variável. Fonte: Mesquita et al. (2006).

2.2 Operação de bombas funcionando como turbinas

No modo de bombeamento, o fluido entra no lado da sucção da bomba em baixa pressão e é energizado pelo impulsor, que é girado por um meio externo, e sai do revestimento em alta pressão. Considerando que, no caso da BFT, a bomba gira na direção reversa, a água entra na bomba a uma pressão muito alta do revestimento e se move através das lâminas do impulsor e libera sua pressão e energia cinética para o eixo do impulsor conforme a energia mecânica e o fluido saem do centro da bomba em baixa pressão, conforme a Figura 2.4.

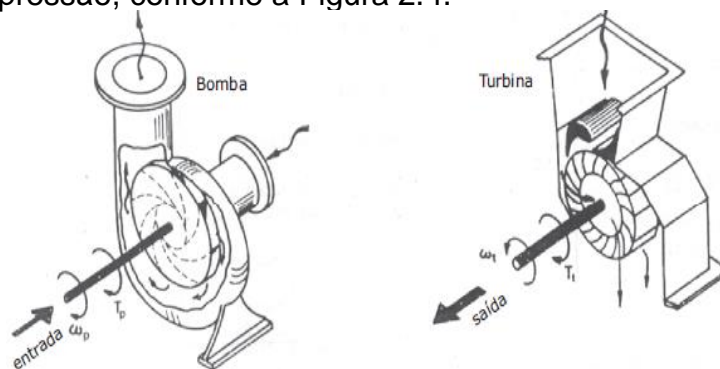


Figura 2.4 - Analogia entre bomba (à esquerda) e turbina (à direita). Fonte: CHAPALLAZ et al., 1992.

Na operação reversa da bomba, ela pode ser menos eficiente porque a direção do fluxo é invertida e as perdas hidráulicas e por fricção aumentam drasticamente. A principal diferença no projeto da bomba e da turbina é que as turbinas convencionais têm um ou dois mecanismos de controle de fluxo para aumentar sua eficiência de carga parcial, mas as bombas padrão não possuem nenhum mecanismo de controle de fluxo para aumentar sua eficiência de carga parcial.

Vantagens e desvantagens no uso de BFTs são mencionadas por diversos autores. De acordo com Viana (1987), do ponto de vista econômico, as bombas são muito mais baratas que turbinas em virtude da demanda do seu mercado consumidor, tendo como resultado uma produção em grandes quantidades, situação que não com as turbinas. Segundo Jain & Patel (2014) foi verificado que, a imprecisão do método de predição fora do BEP reduz a relação custo-benefício do esquema em menos de 1%, o que pode ser considerado insignificante em vista do alto custo dos testes de laboratório no modo turbina que, de outra forma, seriam necessários. Já com relação à disponibilidade, tanto as bombas em si quanto suas peças de reposição são mais fáceis de encontrar quando comparadas às turbinas, além de serem resistentes e de simples manutenção, portanto não demandam mão de obra especializada. Também oferecem um esquema simples de instalação, facilitando sua implantação para pequenas potências. Além disso, para obter-se um grupo gerador integral, bombas e motores podem ser obtidos de maneira conjunta, já que motores de indução são capazes de executar a função de geradores, e sendo mais eficientes na redução de perdas do que os grupos geradores tradicionais. Por outro lado, são várias as vantagens do uso de bombas funcionando como turbinas BFT ou PAT (pump as turbine), tais como baixo custo, menos complexidade, disponibilidade para uma grande faixa de cargas e vazões, fácil manutenção, dentre outros (Jain & Patel, 2014).

No entanto, como bombas não são fabricadas particularmente para geração de energia, existem alguns inconvenientes no momento em que estas são usadas como turbinas, sendo estes: rendimento inferior em contraposição às turbinas convencionais; não possui dispositivo de controle hidráulico incorporado, chamado distribuidor, fazendo com que o equipamento funcione apenas com potência constante, sendo uma consequência disso a impossibilidade de alteração de carga como uma turbina tradicional. A BFT possui limitações em seu funcionamento à frequência constante. Como não possui um regulador de velocidade, a mesma não consegue sozinha manter a frequência. Como sugestão para correção dessa

configuração, é proposta o emprego de um sistema similar aos aproveitamentos eólicos, que é a utilização da BFT acoplada a um gerador síncrono a ímãs permanentes ou então a um gerador de indução (Custódio et al., 2018). A Figura 2.5 mostra as curvas características para bomba operando em rotação constante e a Figura 2.6 mostra as curvas para a mesma bomba, porém em modo turbina, também em rotação constante.

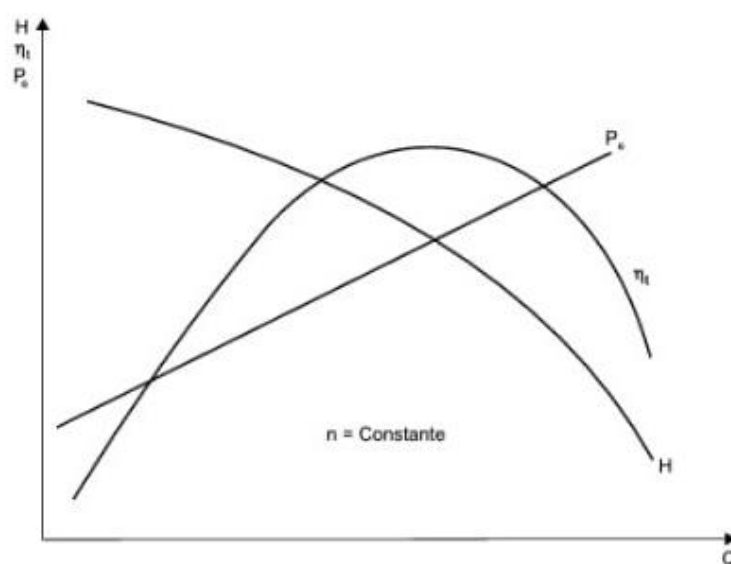


Figura 2.5 – Curvas da vazão versus rendimento, altura e potência de eixo de uma bomba centrífuga com rotação constante. Fonte: VIANA (2012).

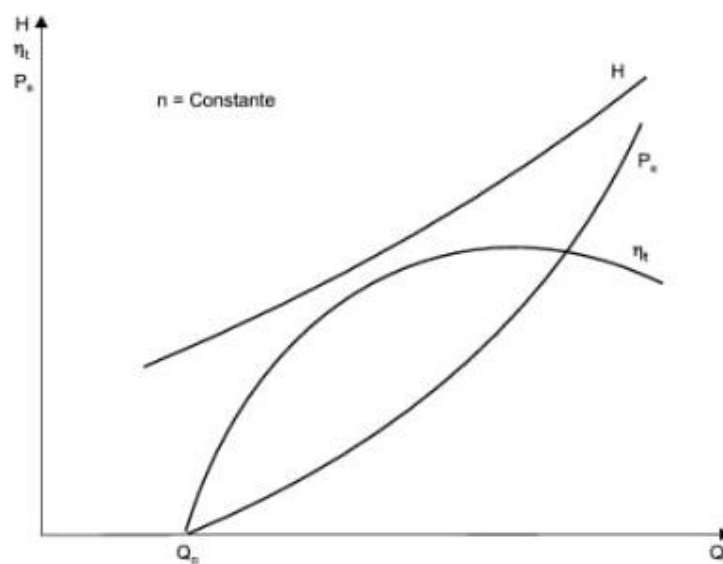


Figura 2.6 - Curvas da vazão versus rendimento, altura e potência de eixo de uma bomba centrífuga com rotação constante operando como turbina. Fonte: VIANA (2012).

3 MODELOS PARA PREDIÇÃO DA OPERAÇÃO DE BOMBA COMO TURBINA

Agostenelli e Shafer (2013) avaliaram muitas bombas em modo turbina ao longo dos anos e concluíram que quando uma bomba opera em modo turbina; sua eficiência máxima é a mesma que no modo de bomba; a carga e o fluxo no ponto de melhor eficiência (BEP) são maiores do que no modo de bomba e a potência de saída é superior do que a potência de entrada da bomba em sua melhor eficiência. Diversas bombas podem ser empregadas como turbinas para a faixa de potência de 1 kW a 1 MW, como é apresentado na Figura 3.1, de acordo com Chapallaz et al. (1992). Observa-se na Figura 3.1 que as bombas de fluxo radial de múltiplos estágios são adequadas para locais de alta pressão e baixa vazão e que as bombas de fluxo axial são apropriadas em baixas pressões e altas vazões.

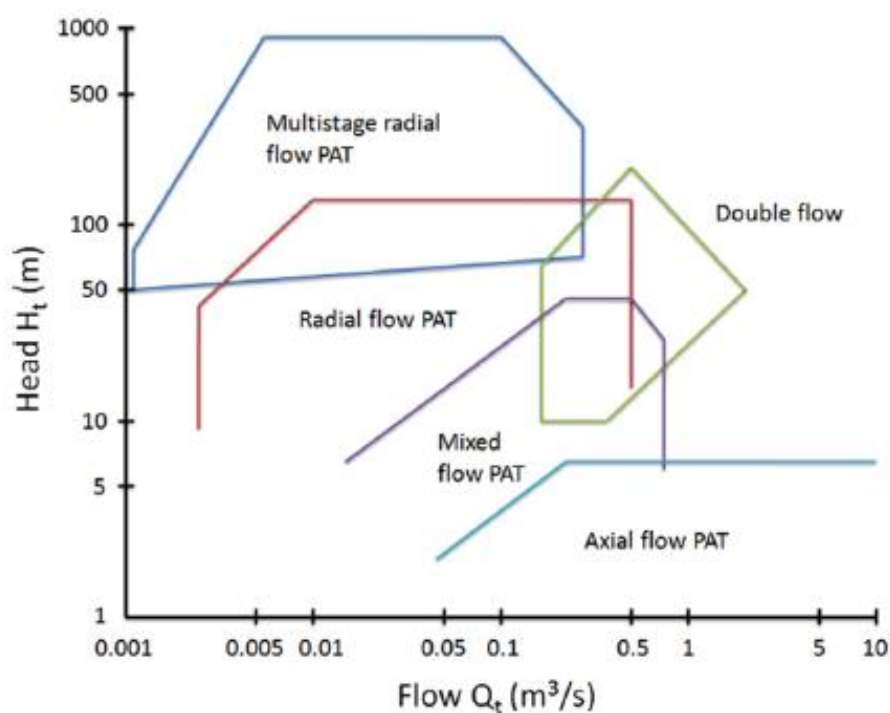


Figura 3.1 - Pré-seleção da BFT. Fonte: CHAPALLAZ et al., (1992).

A seleção de uma bomba apropriada para ser empregada como turbina é um dos principais problemas na instalação de uma BFT para um determinado local. Segundo Teuteberg (2010), a BFT pode se tornar uma alternativa econômica às turbinas tradicionais se as curvas de modo da turbina puderem ser selecionadas adequadamente. Como geralmente os fabricantes de bombas não fornecem curvas

características de suas bombas funcionando como turbinas, a seleção de uma bomba apropriada para funcionar como uma turbina para uma condição operacional específica torna-se um trabalho complexo. Um dos propósitos dos pesquisadores do BFT é desenvolver um método que faça previsões precisas do funcionamento das bombas das turbinas.

Numerosos estudos teóricos e experimentais têm sido encontrados na literatura para a previsão de desempenho de BFTs em que as relações entre BEPs (best efficiency point – melhor ponto de eficiência) nos modos bomba e turbina foram derivadas com base na eficiência ou na velocidade específica no modo bomba. Os parâmetros BEP no modo turbina são diferentes daqueles no modo bomba. Deste modo, a correlação entre esses parâmetros é derivada pelos pesquisadores em termos de fatores de correção de altura e vazão (h e q), que são definidos como nas Equações 3.1 e 3.2:

$$h = \frac{H_t}{H_b} \quad (3.1)$$

$$q = \frac{Q_t}{Q_b} \quad (3.2)$$

Em que:

q – coeficiente de vazão;

h – coeficiente de altura;

Q_t – vazão da turbina;

Q_b – vazão da bomba;

H_t – altura da turbina;

H_b – altura da bomba;

Stepanoff (1957), Childs (1962), Hancock (1963), McClaskey & Lundquist (1976), Sharma (1985), Luneburg & Nelson (1985), Schmiedl (1988) e Alatorre Frenk (1994) desenvolveram relações baseadas na eficiência em modo de bomba; enquanto Kittredge (1961), Diederich (1966), Grover (1980), Lewinski & Keslitz (1987), Buse (1981) e Hergt (adaptado de Lewinski & Keslitz, 1987) derivaram as relações com base na velocidade específica da bomba. Os métodos de predição de desempenho

da BFT são apresentados na Tabela 3.1, que mostra as relações para h e q decorrente de diferentes pesquisadores.

Tabela 3.1 – Métodos de predição de desempenho da BFT. Fonte: Adaptado de Singh (2005).

Método	$\frac{Q_t}{Q_b}$	$\frac{H_t}{H_b}$
Sharma (1985)	$\frac{1}{\eta_b^{0,8}}$	$\frac{1}{\eta_b^{1,2}}$
Williams (1992)	$f_{cQ} = \frac{\omega_t}{\omega_b}$	$f_{cH} = \left(\frac{\omega_t}{\omega_b}\right)^2$
Viana (1987)	$\frac{1}{k_q}$	$\frac{1}{k_a}$
Stepanoff (1957)	$\frac{1}{\eta_b}$	$\frac{1}{\eta_t \times \eta_b}$
Childs (1962), citado por Singh (2005)	$\frac{1}{\eta_b^2}$	$\frac{1}{\eta_b^2}$
Alatorre-Frenk (1994)	$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{0,85\eta_p^{5+0,385}}{2\eta_p^{9,5+0,205}};$	$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{0,85\eta_p^{5+0,385}};$
Schmiedl (1988)	$1,4 - \frac{2,5}{(\eta_b^{0,5} \times \eta_b^{0,5})^{0,5}}$	$1,5 - \frac{2,4}{\eta_b^{0,5} \times \eta_b^{0,5}}$
Grover (1984)	$2,379 - 0,0264 \times N_{qt}$	$2,693 - 0,0229 \times N_{qt}$
Hergt (1984), citado por Singh (2005)	$1,3 - \frac{1,3}{N_{qt} - 5}$	$1,3 - \frac{6}{N_{qt} - 3}$
Gopalakrishnan (1986)	$\frac{1}{\eta_b}$	$\frac{1}{\eta_b^2}$
Cohrs (1997), citado por Singh (2005)	$1 + \frac{1}{\left(\frac{\eta_b \times \mu_1^2}{H_b \times \rho \times g}\right)}$	$1 + \frac{1}{\left(\frac{\eta_b \times \mu_1^2}{H_b \times \rho \times g}\right) - 1}$ $\frac{1}{\eta_t \times \eta_b}$

Segundo Chapallaz et al (1992) e Williams (1995) os métodos de previsão do ponto de operação de uma BFT compreendem uma variação de aproximadamente

20% do ponto de melhor rendimento da bomba, em consequência às perdas por atrito e incertezas do funcionamento da bomba em modo contrário.

Também é possível deparar-se com metodologias que utilizam como critérios os dados do catálogo da bomba fornecido pelo fabricante, a rotação específica, os dados do aproveitamento energético disponível, propriedades geométricas, etc. Todavia, segundo Alatorre-Frenk (1994), metodologias que são fundamentadas no desempenho da bomba, ou seja, no ponto de melhor eficiência, são mais simples de serem empregadas, visto que tais dados estão disponíveis nos catálogos dos fabricantes.

Kittredge (1961) deu origem às pesquisas com relação à influência da rotação específica sobre a eficiência das bombas funcionando como turbinas, sendo este tipo de estudo incrementado futuramente também por Shafer e Agostinelli (1981), Buse F. (1981), entre outros. Viana (1987) declara que na operação da bomba centrífuga como turbina, na mesma rotação, a vazão e altura aumentam em relação ao funcionamento como bomba, para se atingir o mesmo rendimento. Ainda segundo Viana (1987) e Chapallaz et al. (1992) são citados os estudos teóricos de Stepanoff (1962). Estes indicam que a vazão e a altura de BFTs atendem às seguintes condições, de acordo com o as Equações 3.3 e 3.4:

$$H_{nt} = \frac{H_{nb}}{\eta_{nb}} \quad (3.3)$$

$$Q_{nt} = \frac{Q_{nb}}{\sqrt{\eta_{nb}}} \quad (3.4)$$

Em que:

H_{nt} - altura da bomba que será utilizada como turbina [m];

H_{nb} - altura manométrica da BFB [m];

Q_{nt} - vazão nominal da bomba que será utilizada como turbina [m³/s];

Q_{nb} - vazão nominal da BFB [m³/s];

η_{nb} - rendimento da BFB.

Ensaio posteriores demonstraram que essa metodologia apresenta grande discrepância e não deve ser utilizada (Chapallaz et al., 1992).

No Brasil, Viana (1987) apresenta uma metodologia para a escolha da BFT baseada em resultados teóricos e experimentais, onde são levantados coeficientes experimentais de altura e de vazão da bomba, em função de sua rotação específica. O método é adequado para aplicação em uma determinada faixa de rotações específicas. Lopes (2003) e Holder (2005) chegaram a uma metodologia de seleção de BFTs para o emprego em conjunto com um gerador assíncrono. A metodologia, que é fundamentada no modelo de Sharma (1985) e nas equações de Williams (1995), leva em consideração o tipo de sistema (isolado ou conectado à rede) e o escorregamento nominal do gerador assíncrono. Singh (2005) avalia nove dos modelos para síntese das características da BFT e os relaciona com resultados experimentais que obteve a partir do ensaio de onze bombas em laboratório.

Em síntese, diferentes autores contribuíram para a avaliação do BEP de bombas centrífugas em operação de turbina. Além das investigações experimentais, as simulações numéricas aumentaram a compreensão dos processos físicos envolvidos. A restrição mais crítica em uma previsão precisa do BEP é a variedade de geometrias e designs existentes de bombas centrífugas. Portanto, as abordagens disponíveis permitem apenas uma estimativa do BEP necessitando, na maioria dos casos, de uma previsão precisa por meio de investigações experimentais.

Nas próximas seções são apresentadas, resumidamente, três metodologias para seleção de BFTs baseadas no melhor ponto de eficiência da bomba. Essas metodologias foram escolhidas por serem de aplicação simples e eficácia comprovada por vários autores em testes experimentais, como Lopes (2003), Jain & Patel (2014), entre outros.

3.1 Método de Alatorre-Frenk

Em sua tese de doutorado Alatorre-Frenk (1994) revisou os diversos métodos de predição de uma BFT, alguns baseados na geometria e curva de desempenho na operação como bomba, outros baseados unicamente no desempenho como bomba e sugeriu um novo método empírico de predição não usando exclusivamente a performance do modo bomba. Este método investigativo empregava os parâmetros de velocidade específica e rendimento no modo bomba, mas levava em conta de maneira complementar a informação relevante ao tipo ou forma geométrica da caixa

espiral ou voluta. Foram coletados dados de testes de 57 bombas funcionando tanto como bomba, como BFT, para consecução das regressões lineares de ajuste a estes dados.

As correlações usadas nesse método são mostradas nas Equações 3.5, 3.6 e 3.7.

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{0.85\eta_p^5 + 0,385}; \quad (3.5)$$

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{0.85\eta_p^5 + 0,385}{2\eta_p^{9,5} + 0,205}; \quad (3.6)$$

$$\eta_t = \eta_p - 0,03 \quad (3.7)$$

Sendo que:

Q_p – vazão da bomba no ponto de maior eficiência (bep);

H_p – altura da bomba no ponto de maior eficiência (bep);

η_p – eficiência da bomba;

η_t – eficiência da turbina (BFT);

Q_t – vazão da turbina (BFT) no ponto de maior eficiência (bep);

H_p – altura da turbina (BFT) no ponto de maior eficiência (bep).

3.2 Método de Sharma & Williams

Williams (1994) equiparou oito métodos de predição de resultados usando as respostas de teste de 35 BFTs. Deduziu que nenhum dos métodos apresentou resultados satisfatórios para todas as BFTs, porém o método de Sharma (1985) poderia ser recomendado como primeira estimativa. As 35 bombas possuíam velocidade específica N_{qb} variando de 12,7 a 183,3, sendo provenientes de vários fabricantes de bombas, com tamanhos diversos, configurações horizontal, vertical, submersa e outras, além de serem de tipo de fluxo radial, misto e com sucção simples e dupla, isto significa um conjunto bastante amplo. A combinação do método de Sharma (1985), que também pressupõe a eficiência da BFT sendo igual à da bomba,

com as equações desenvolvidas por Stepanoff (1957), resultou nas relações das Equações 3.8, 3.9 e 3.10.

$$H_t = \frac{H_{bep}}{\eta_{m\acute{a}x}} \quad (3.8)$$

$$Q_t = \frac{Q_{bep}}{\eta_{m\acute{a}x}} \quad (3.9)$$

$$\eta_t = \eta_{m\acute{a}x} \quad (3.10)$$

Em que:

$\eta_{m\acute{a}x}$ é o rendimento máximo da BFB;

η_t é o rendimento máximo da BFT;

Q_{bep} é a vazão nominal para o ponto ótimo de funcionamento;

H_{bep} é a altura manométrica para o ponto ótimo de funcionamento.

Estas equações podem ser melhoradas através do método citado em Williams (1995). Estas são utilizadas se a velocidade da turbina for igual à da bomba.

$$H_t = \frac{H_{bep}}{\eta_{m\acute{a}x}^{1,2}} \quad (3.7)$$

$$Q_t = \frac{Q_{bep}}{\eta_{m\acute{a}x}^{0,8}} \quad (3.8)$$

Quando a rotação da BFT for diferente da rotação da bomba funcionando como bomba (rotação nominal da bomba no ponto de melhor eficiência) as leis de similaridades devem ser aplicadas para fazer a correção dos valores de altura e vazão calculados. Portanto, com as devidas correções aplicadas, tem-se:

$$H_{ob} = \left(\frac{N_t}{N_p} \right)^2 \frac{H_{bep}}{\eta_{m\acute{a}x}^{1,2}} \quad (3.9)$$

$$Q_{ob} = \left(\frac{N_t}{N_p} \right) \frac{Q_{bep}}{\eta_{m\acute{a}x}^{0,8}} \quad (3.10)$$

3.3 Método de Yang, Derakhshan e Kong

Yang et al. (2012) elaboraram um método de previsão do desempenho do BFT com base em resultados de pesquisas anteriores, por meio de análises teóricas e correlação empírica. Os efeitos das variações da velocidade específica da bomba e da eficiência máxima da bomba em h e q foram estudados e verificados que duas bombas com as mesmas velocidades específicas podem ter h e q diferentes. Posteriormente, uma bomba centrífuga foi reproduzida nos modos direto e reverso usando código comercial 3D Navier Stokes de dinâmica de fluidos computacional (CFD) disponível no código comercial ANSYS CFX. A comparação do método proposto com outros dois métodos, o método Stepanoff (1957) e Sharma (1998), conforme mostrado nas Figuras 3.2 e 3.3, revelaram que as características BEP previstas pelo método proposto e CFD foram mais precisas do que os outros dois métodos. A ligeira diferença entre os resultados experimentais e numéricos foi encontrada, o que pode ser atribuído à vazamentos na bancada experimental, perda mecânica causada pelo selo mecânico e rolamentos e o valor de rugosidade da superfície da máquina. Os resultados são mostrados na Figura 3.4, que apresenta a comparação para o BEP dos testes e vários métodos de previsão. O BEP predito via simulação numérica e o método de Yang et al (2012) estão mais próximos dos resultados experimentais e, portanto são aceitáveis.

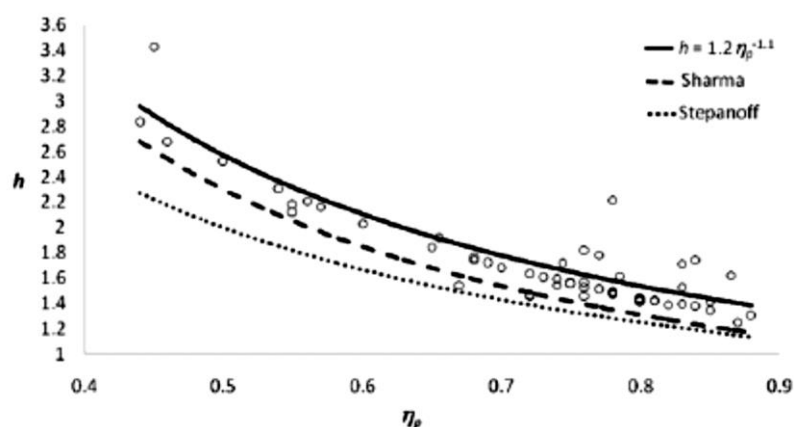


Figura 3.2 - Taxas de carga das BFTs testadas com várias eficiências máximas da bomba. Fonte: Yang et al (2012).

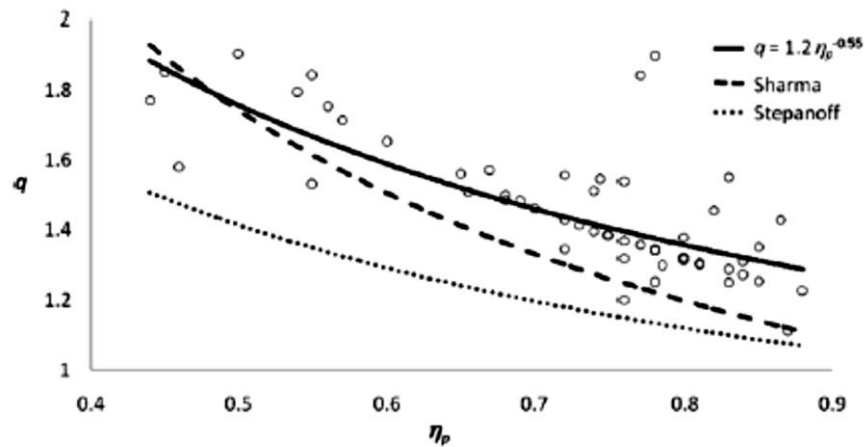


Figura 3.3. Taxas de vazão das BFTs testadas com várias eficiências máximas de bomba. Fonte: Yang et al (2012).

	EXP	NUM	THE	Sharma	Stepanoff
h	1.89	2.00	1.99	1.74	1.58
q	1.66	1.70	1.55	1.45	1.26
Error h (%)	—	+5.8	+5.3	-7.9	-16.4
Error q (%)	—	-2.4	-6.6	-12.7	-24.1

Figura 3.4 – Predição do BEP da BFT por diversos métodos. Fonte: Yang et al (2012).

Yang et al. fizeram análise teórica, empírica e numérica entre o desempenho de uma bomba e uma BFT, considerando o ponto de melhor eficiência da bomba. Após suas análises as seguintes correlações empíricas foram propostas:

$$h = \frac{1,2}{\eta_{\text{máx}}^{1,1}} \quad (3.11)$$

$$q = \frac{1,2}{\eta_{\text{máx}}^{0,55}} \quad (3.12)$$

$$h = \frac{H'_t}{H_b} \quad (3.13)$$

$$q = \frac{Q'_t}{Q_b} \quad (3.14)$$

Em que:

q – coeficiente de vazão;

h – coeficiente de altura;

Q_t – vazão da turbina na rotação de funcionamento;
 Q'_t – vazão da turbina na rotação nominal da bomba;
 H_t – altura da turbina na rotação de funcionamento;
 H'_t – altura da turbina da rotação nominal da bomba;
 η_b – rendimento da bomba.

3.4 Métodos para toda faixa de operação

Independente da multifuncionalidade das BFTs, não há uma definição exata de como será seu comportamento, uma vez que os fabricantes de bombas não fornecem dados experimentais para o modo turbina. Como apontado no tópico anterior, alguns pesquisadores buscaram pelo desenvolvimento de diferentes concepções analíticas e empíricas capazes de prever a vazão e altura para de BFTs no melhor ponto de eficiência (BEP) usando os valores equivalentes no modo de bomba. Todavia, a previsão do desempenho das BFTs para toda a faixa de operação é necessária.

Binama et al. (2017) apresentaram uma revisão sobre os principais aspectos técnicos referentes à seleção de BFTs, previsão de desempenho e estabilidade de fluxo. Também apontaram que vários estudos foram realizados sobre a previsão de desempenho de BFTs, mas nenhum método de previsão universal aplicável a uma ampla gama de velocidades específicas foi encontrado.

Barbarelli et al. (2016) apresentaram um código numérico unidimensional, com o objetivo de identificar a geometria e o desempenho de um BFT genérico com base em seções de passagem e perdas em cada seção da máquina. A partir de informações de catálogo e usando o equacionamento clássico de turbomáquinas, o código calcula uma geometria virtual e, em seguida, calcula as perdas dinâmicas do escoamento para estimar os parâmetros geométricos envolvidos na simulação. O método foi validado usando dados de testes de laboratório para seis BFTs. Ao comparar as curvas do modelo com as medições experimentais em BFTs operando em velocidades específicas de 9 a 65 [$\text{rpm m}^{3/4} \text{s}^{-1/2}$], o erro foi estimado na faixa de -5,26% a 21,36% para a altura no BEP e na faixa de -21,43% a 9,30% para eficiência no BEP.

Barbarelli et al. (2017) também apresentaram os resultados de uma atividade experimental e teórica sobre BFTs. A atividade experimental utilizou doze bombas medidas em uma plataforma de teste. Um método estatístico envolvendo polinômios foi implementado, permitindo assim a determinação de curvas de desempenho.

Tan e Engeda (2016) apresentaram uma correlação abrangente visando na previsão da operação de BFTs. Este trabalho utilizou dados experimentais de quatro bombas representando as configurações da bomba centrífuga em termos de velocidade específica e diâmetro específico, no BEP da bomba centrífuga em seu modo de operação turbina. O erro de previsão no BEP das quatro BFTs consideradas estava na faixa de -7,78% a 5,19% para a altura, -13,1% a 10,8% para potência e -2,86% a 4,23% para eficiência. Este método foi comparado a nove métodos encontrados na literatura. A altura manométrica e a vazão no BEP foram previstos com precisão pelo método desenvolvido em Tan e Engeda (2016), enquanto todos os outros métodos tiveram erros acima de 10%, em alguns casos 20% e em outros mais de 80%.

Conforme Singh (2005), a alteração da geometria da bomba pode ampliar o desempenho da mesma, para quando for operada no modo turbina. Entretanto, isso pode fazer com que a bomba trabalhe fora das propriedades de configuração de altura e vazão para o qual foi projetada. A modificação da voluta e da zona de folga radial aumenta a eficiência de 1 a 2,5%. Derakhshan et al. (2009) relatam que pontas do rotor arredondadas, cubos e placas de proteção fazem o rendimento aumentar em 5,5%. Yang et al. (2013) indicam que a redução ideal do tamanho do impulsor aumentava a eficiência em 10,6% e constatam que o número de pás no rotor da bomba afeta o desempenho da BFT. Além disso, Yang et al. (2014) apontam que a folga radial entre o rotor e a voluta e deve ser otimizada.

De forma alternativa, as características de desempenho da BFT são obtidas através da realização de trabalhos experimentais e análise dimensional. Rossi et al. (2019) desenvolveram uma abordagem interessante para prever o comportamento de uma BFT, com base no BEP da turbina. Os autores estabelecem uma relação matemática normalizada entre os coeficientes adimensionais de pressão, vazão e eficiência para traçar as curvas características da BFT.

Mdee et al (2019) apresentam um modelo analítico desenvolvido usando as curvas do sistema e as relações triângulo de velocidades em modo bomba. A técnica é igualmente aplicada para otimizar as características fora do projeto da relação da queda e da relação da taxa de vazão.

Stefanizzi et al (2018) propõem um novo modelo unidimensional a fim de prever toda a característica de uma BFT, levando em consideração as informações

geométricas detalhadas da máquina, perdas hidráulicas e a influência da deflexão do escoamento durante a operação como turbina.

No trabalho realizado por Venturini et al (2018), é elaborado um modelo de simulação para prever as curvas de desempenho de BFTs tendo como parâmetro as curvas de desempenho da respectiva bomba. O modelo de simulação estabelece as equações a serem aplicadas para a estimativa de carga, potência e eficiência para operação direta e reversa. Para que seja feita a adaptação do modelo em certa máquina, aplicam-se os coeficientes de perda e parâmetros específicos reconhecidos por meio de um procedimento de otimização, o qual é aplicado primeiro às bombas analisadas e, posteriormente, à mesma máquina em execução no modo BFT.

Em Xu & Engeda (2016), é apresentada uma correlação, com o objetivo de oferecer uma previsão específica da operação no modo turbina de bombas centrífugas. São utilizados dados experimentais de uma ampla gama de bombas representando as configurações da bomba centrífuga em termos de velocidade específica e com base na velocidade e diâmetro específicos. O método é comparado a nove métodos anteriores encontrados na literatura, como Sharma (1985), Grover, Alatorre-Frenk (1994), entre outros. Após a coleta de todos os dados do BEP, é possível determinar a velocidade específica, a velocidade específica da potência e as relações específicas do diâmetro entre o modo de bombas e o modo de turbina.

Segundo Venturini et al. (2018), conforme destacado pela pesquisa apresentada acima, no momento a falta de conhecimento na literatura ainda é muito grande para tornar os BFTs adequados para aplicações de campo, uma vez que a disponibilidade de curvas de desempenho de BFT é necessária em toda a faixa de valores de taxa de fluxo (ou seja, não apenas em BEP). Na verdade, conforme destacado por Binama et al. (2017), as BFTs são geralmente aplicadas em sistemas de distribuição de água e abastecimento de água, que são tipicamente caracterizados por vazões e quedas de carga variáveis. Assim, diferentes abordagens podem ser utilizadas, ou seja, regulação hidráulica, regulação elétrica ou regulação hidráulico-elétrica, conforme mostrado em Carravetta et al. (2014).

Assim, para estimar com eficácia a energia elétrica que pode ser produzida por uma BFT, é importante estimar com precisão toda a curva de desempenho. Além disso, no caso da estratégia de regulação elétrica, essas curvas de desempenho devem ser conhecidas em diferentes velocidades de rotação.

3.4.1 Descrição do Método de Rossi

Rossi et al. (2019) apresentaram uma avaliação abrangente de um modelo de previsão usado para avaliar as curvas características das bombas como turbinas, com atenção particular às condições operacionais fora do projeto. O modelo de previsão foi derivado da reformulação de um amplo conjunto de dados experimentais com base na literatura científica mais relevante relacionada a diversas BFTs operando em modo turbina. A capacidade de previsão do modelo foi verificada com testes experimentais e confirmada por simulações numéricas. Os testes experimentais foram verificados nos modos direto e reverso, inspecionando várias taxas de fluxo.

Os dados obtidos em testes de laboratório referem-se a 32 bombas hidráulicas diferentes, e estão relacionados tanto a BEP quanto a condições de operação fora do projeto. A taxa de fluxo dos BFTs analisados varia entre 0,008 m³/s e 0,222 m³/s, a altura manométrica varia entre 1,99m e 99,52 m, a velocidade de rotação varia de 750 rpm a 2445 rpm, o diâmetro do rotor vai de 0,165m a 0,300m, a velocidade específica está compreendida entre 0,17 e 2,39 e, por fim, a eficiência assume valores entre 0,43 e 0,87. Neste trabalho, o coeficiente de fluxo, o coeficiente de carga, a velocidade específica e o coeficiente de potência são definidos como mostrado nas Equações 3.15, 3.16, 3.17 e 3.18.

$$\phi = \frac{Q}{nD^3} \quad (3.15)$$

$$\psi = \frac{gH}{(nD)^2} \quad (3.16)$$

$$N_s = \frac{Q^{0,5}}{(gH)^{0,75}} \quad (3.17)$$

$$\Lambda = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \quad (3.18)$$

Sendo que:

ϕ - coeficiente de vazão

ψ - coeficiente de altura

η - eficiência

Λ - coeficiente de potência

N_s - velocidade específica

ω - velocidade de rotação [rad/s]

Q - vazão [m³/s]

H - altura [m]

g - aceleração da gravidade [m/s²]

P - potência [W]

As Figuras 3.5 e 3.6 mostram todos os pontos experimentais, normalizados em relação aos valores de BEP no modo turbina, do coeficiente de carga e da eficiência em função do coeficiente de fluxo. A Figura 3.7 apresenta um esquema da bancada de testes usada.

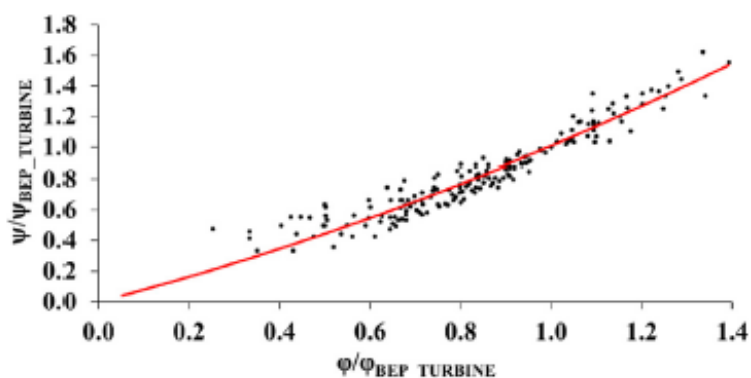


Figura 3.5 - Curva característica normalizada adimensional. Fonte: Rossi et al. (2019).

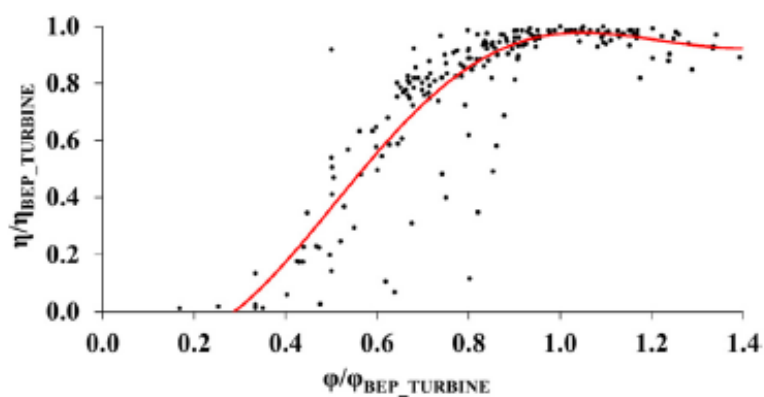


Figura 3.6 - Curva de eficiência normalizada adimensional. Fonte: Rossi et al. (2019).

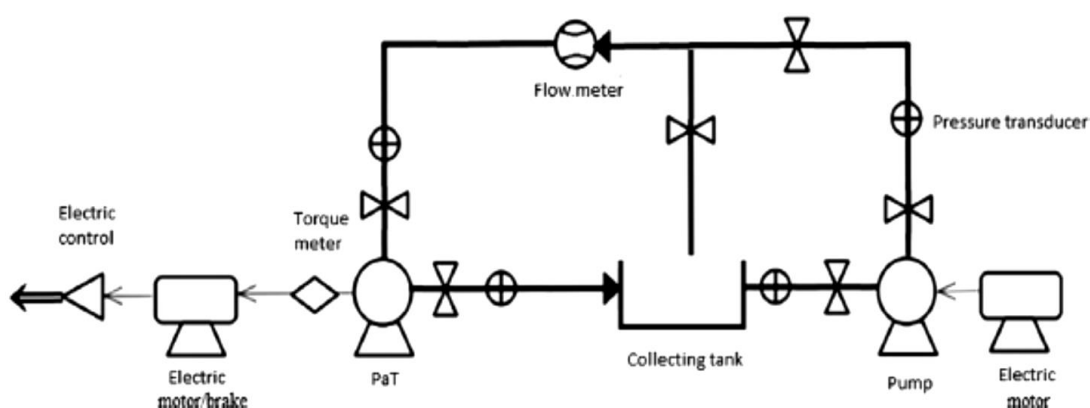


Figura 3.7 - Esboço da bancada de teste usada. Fonte: Rossi et al. (2019).

As principais características da máquina A operando em modo direto em seu BEP estão listadas na Tabela 3.2. As análises de CFD foram realizadas em três bombas centrífugas distintas: a máquina A é a mesma utilizada na bancada de testes mencionada, enquanto as máquinas B e C foram obtidas através dos códigos ANSYS® e SIMSCALE®, respectivamente. O desempenho e as características dessas máquinas no modo de bomba são relatados na Tabela 3.3.

Tabela 3.2 - Principais características da máquina A operando em seu BEP em modo direto. Fonte: Adaptado de Rossi et al. (2019).

Valor da taxa de vazão no Melhor Ponto de Eficiência (BEP)	50 m ³ /h
Altura no Melhor Ponto de Eficiência (BEP)	10m
Melhor valor de eficiência	0,76
Velocidade de rotação fixa	1450 rpm
Velocidade específica	0,57
Diâmetro do rotor	193 mm
Número de pás	7
Líquido processado	H ₂ O

Posteriormente, o modelo numérico foi utilizado para investigar o desempenho das BFTs A, B e C operando em modo turbina. O estudo do desempenho obtido com as análises CFD permitiu avaliar a eficácia do modelo de previsão. De maneira geral, é possível concluir que o modelo proposto é capaz de prever o desempenho dos BFTs estudados com erros compreendidos na faixa de $\pm 7\%$ com relação ao BEP no modo turbina.

Tabela 3.3 - Principais características das bombas centrífugas. Fonte: Adaptado de Rossi et al. (2019).

<i>Máquina</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
Tipo do rotor	Disco duplo	Disco único	Disco único
Número de pás	7	6	10
Taxa de fluxo [m ³ /s] (BEP)	0,014	0,077	0,12
Altura [m] (BEP)	10	21,59	32
Eficiência (BEP)	0,76	0,80	0,66
Potência mecânica [kW] (BEP)	1,79	18,67	57,08
Velocidade de rotação [rpm]	1450	1450	1500
Diâmetro do rotor [m]	0,193	0,281	0,340

Pela sua simplicidade, facilidade de aplicação e boa capacidade de predição, esse foi o método escolhido neste trabalho para ser avaliado. As relações do método são descritas pelas Equações 3.19, 3.20 e 3.21.

$$\psi/\psi_{\text{BEP}_t} = 0.2394R^2 + 0.769R \quad (3.19)$$

$$\eta/\eta_{\text{BEP}_t} = -1.9788R^6 + 9.0636R^5 - 13.148R^4 + 3.8527R^3 + 4. \quad (3.20)$$

$$R = \phi/\phi_{\text{BEP}_t} \quad (3.21)$$

$$\phi = Q/(ND^3) \quad (3.15)$$

$$\psi = gH/(ND)^2 \quad (3.16)$$

O comportamento descrito é uma previsão para a velocidade variável BFT em três condições distintas: a curva nominal e duas outras que representam as velocidades máxima e mínima necessárias para garantir a operação dentro da região.

4 AVALIAÇÃO DOS MÉTODOS

Neste capítulo serão mostrados os experimentos de três trabalhos diferentes, para validação dos métodos de predição dentro e fora do melhor ponto de eficiência da máquina. Serão avaliados os valores de BEP da BFT no modo turbina, para comparação da predição dos métodos no BEP mencionados na seção 3. Além disso, as curvas obtidas nesses experimentos servirão de base para comparar com a curva gerada através do Método de Rossi (2019), conforme a seção 3.4.1, para obtenção da curva $Q \times H$ e $Q \times \eta$ no modo turbina.

4.1 Estudos experimentais de referência

A forma com que cada estudo foi conduzido será apresentada de maneira resumida e as bombas que serão utilizadas como turbina terão suas respectivas características apresentadas para que a avaliação possa ser realizada.

4.1.1 Trabalho de Rossi (2019)

A seção 3.4.1 apresenta o método de Rossi e como o estudo foi conduzido e neste ponto serão apresentadas as características e curvas da bomba utilizada como BFT no experimento realizado por Rossi. A Tabela 4.1 apresenta as principais características dos componentes mais relevantes utilizados para a realização dos testes laboratoriais do trabalho de Rossi et al (2019).

Tabela 4.1 - Características dos principais componentes usados para realizar os testes de laboratório. Fonte: Adaptado de Rossi et al. (2019).

Quantidade medida	Equipamento de medida	Alcance	Precisão	Sinal de saída
Taxa de vazão	Endress+Hauser Promag 50W	0,3-10 m/s	0,5% (0,2% opcional)	4-20 mA
Pressão	Keller PA33X	0-10 bar	0,1% FS faixa de erro (10-40°C)	0-10 V
Torque	Kistler Type 4503A50	0-50 Nm	0,1-0,2%	0-5 V

A bomba que foi definida para desempenhar o papel de BFT e suas principais características estão listadas na Tabela 3.2, no capítulo anterior. Na Figura 3.7 foi apresentado o esboço da bancada de ensaio e a Figura 4.1 apresenta a bancada de ensaio real empregada para a realização dos testes de laboratório.



Figura 4.1 - Bancada de teste usada para realizar testes na bomba selecionada no modo turbina. Fonte: Rossi et al. (2019).

As curvas características adimensionais da máquina A operando no modo bomba onde está sendo comparado os resultados experimentais com os numéricos são relatadas na Figura 4.2. Já as curvas características adimensionais da BFT são apresentadas na Figura 4.3.

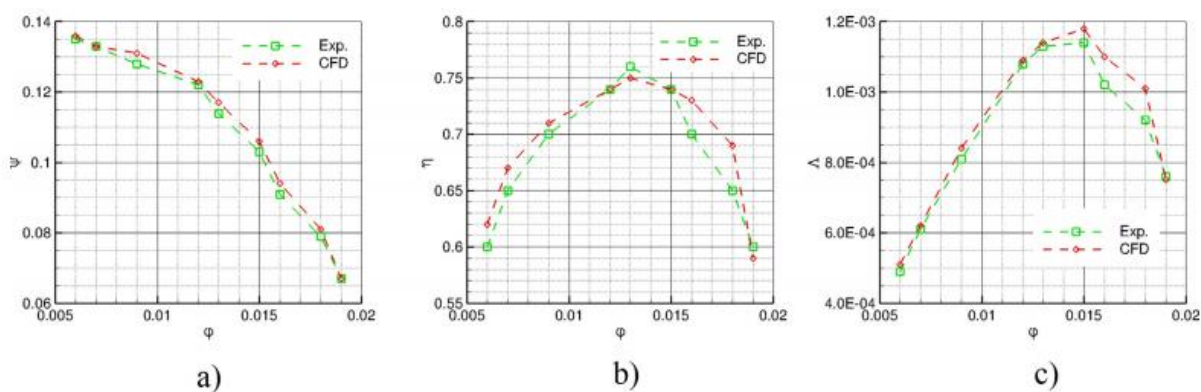


Figura 4.2 – Curvas características da bomba selecionada para funcionar como BFT. Fonte: Rossi et al. (2019).

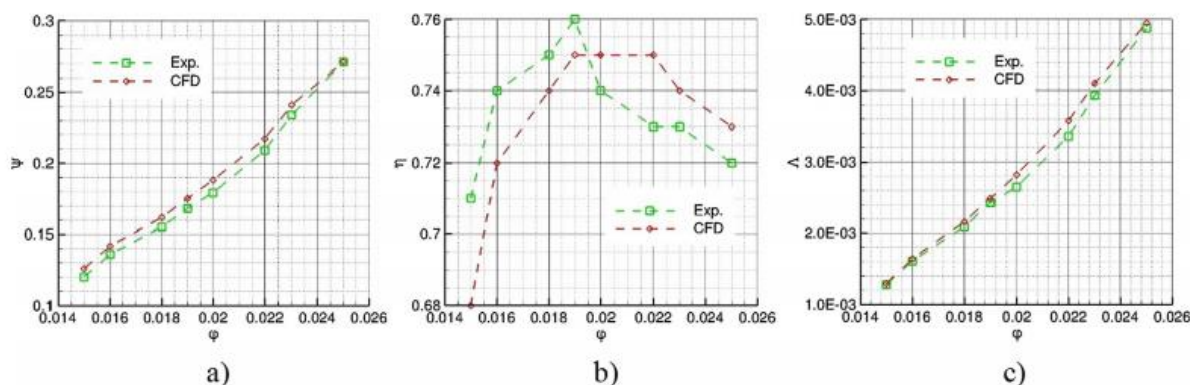


Figura 4.3 – Curva característica adimensional da bomba selecionada funcionando no modo turbina. Fonte: Rossi et al. (2019).

A Tabela 4.2 apresenta os resultados experimentais da BFT no modo bomba e a Tabela 4.3 mostra esses resultados com a BFT operando no modo turbina e a linha em destaque são os valores no BEP.

Tabela 4.2 – Resultados experimentais da BFT funcionando como bomba. Fonte: Rossi et al. (2019).

Q	H [m]	φ	Ψ	P[kW]	λ	H
0,007	11,8	0,006	0,135	1,351	0,00135	0,60
0,008	11,6	0,007	0,133	1,401	0,00143	0,65
0,010	11,2	0,009	0,128	1,570	0,00165	0,70
0,013	10,7	0,012	0,122	1,844	0,00198	0,74
0,014	10,0	0,013	0,114	1,807	0,00195	0,76
0,016	9,0	0,015	0,103	1,909	0,00209	0,74
0,018	8,0	0,016	0,091	2,018	0,00208	0,70
0,020	6,9	0,018	0,079	2,083	0,00219	0,65

Tabela 4.3 – Resultados experimentais da BFT funcionando como turbina. Fonte: Rossi et al. (2019).

Q	H [m]	φ	Ψ	P[kW]	λ	η
0,016	10,5	0,015	0,120	1,170	0,00125	0,71
0,018	11,9	0,016	0,136	1,555	0,00166	0,74
0,020	13,6	0,018	0,155	2,001	0,00213	0,75
0,021	14,7	0,019	0,168	2,302	0,00245	0,76
0,022	15,7	0,020	0,179	2,507	0,00267	0,74
0,024	18,3	0,022	0,209	3,145	0,00335	0,73
0,025	20,5	0,023	0,234	3,670	0,00391	0,73
0,027	23,7	0,025	0,271	4,520	0,00482	0,72

4.1.2 Trabalho de Stefanizzi (2017)

No estudo experimental feito por Stefanizzi et al. (2017) uma bomba centrífuga de estágio único foi instalada e testada para obter seus conjuntos de curvas características. Uma bomba KSB Etanorm 200-150-400 foi testada na bancada de teste, mostrada na Figura 4.4. Foi construída uma bancada de ensaio em circuito fechado permitindo testar máquinas com altura de até 280 mH₂O, vazão de até 650 m³/h, velocidade de rotação de até 2.400 rpm e potência de até 480 kW. Devido à possibilidade de testar bombas tanto no modo direto quanto no reverso, dois circuitos hidráulicos podem ser ajustados simplesmente atuando nas válvulas on/off manuais. A Figura 4.5 mostra um esboço dos elementos da bancada.



Figura 4.4 – Bancada de testes. Fonte: Stefanizzi et al. (2017).

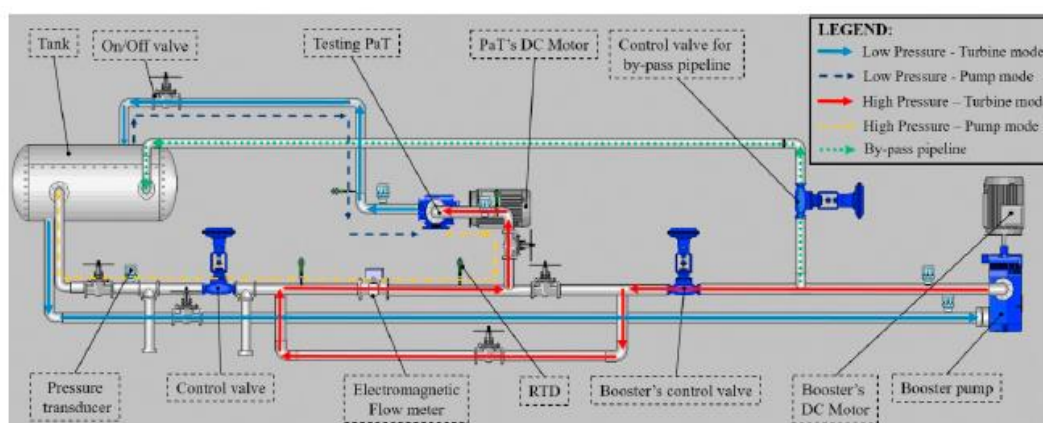


Figura 4.5 – Esboço dos equipamentos da bancada de teste. Fonte: Stefanizzi et al. (2017).

As Figuras 4.6, 4.7, 4.8 e 4.9 apresentam as curvas características da BFT em ambos os modos de operação (Bomba e Turbina) a 1000 RPM. Para que a repetibilidade das medições fosse validada, foram executados dois testes em meses diferentes. Ademais, as curvas características do BFT, em modo de funcionamento da bomba, foram comparadas com as concedidas pelo catálogo do fabricante. Os pontos de eficiência experimental são fornecidos com suas bandas de desvio padrão, enquanto o desvio padrão da altura experimental e da potência estão dentro de $\pm 3\%$.

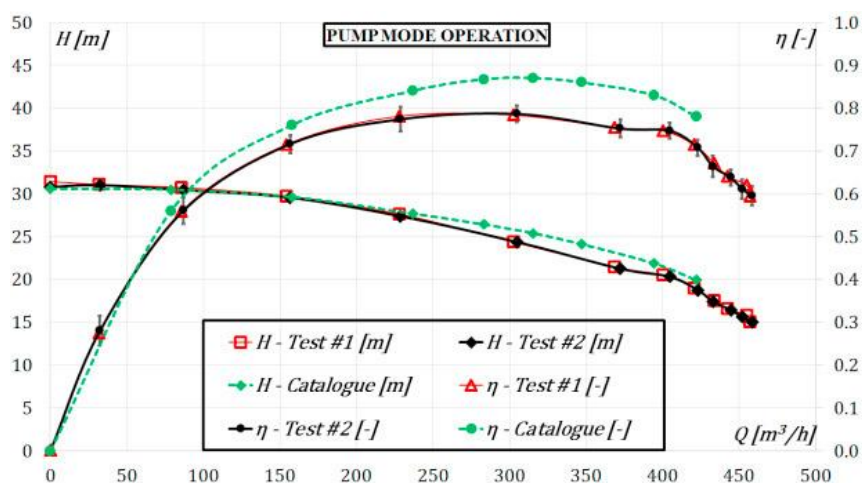


Figura 4.6 - Altura experimental e de catálogo, H , e eficiência, η , vs. vazão, Q , em modo de operação de bomba. Fonte: Stefanizzi et al. (2017).

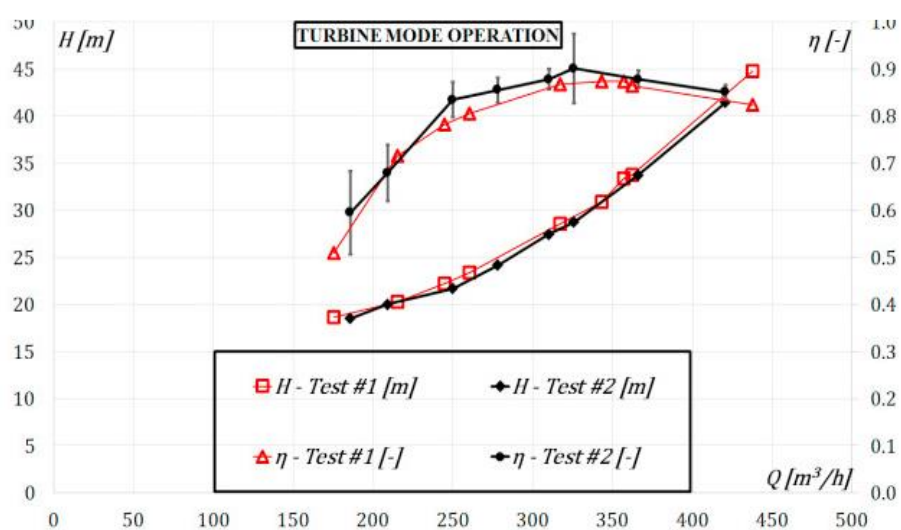


Figura 4.7 - Altura experimental e de catálogo, H , e eficiência, η , vs. vazão, Q , em modo de operação de turbina. Fonte: Stefanizzi et al. (2017).

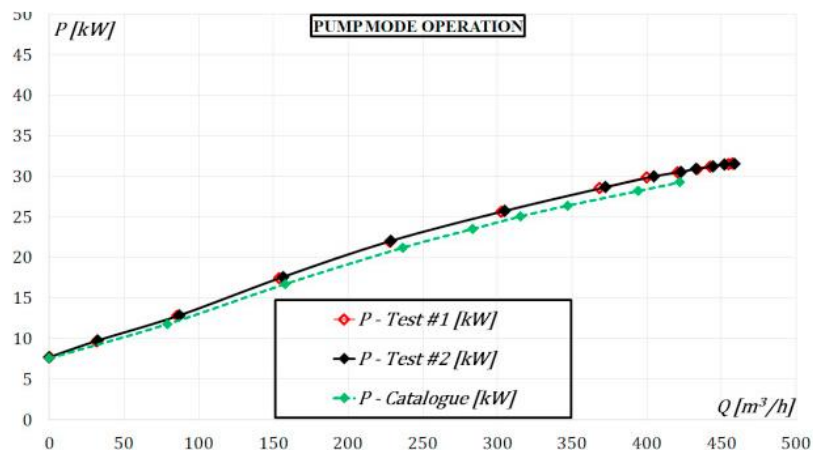


Figura 4.8 - Potência experimental e de catálogo, P, vs. vazão, Q, em modo de operação de bomba. Fonte: Stefanizzi et al. (2017).

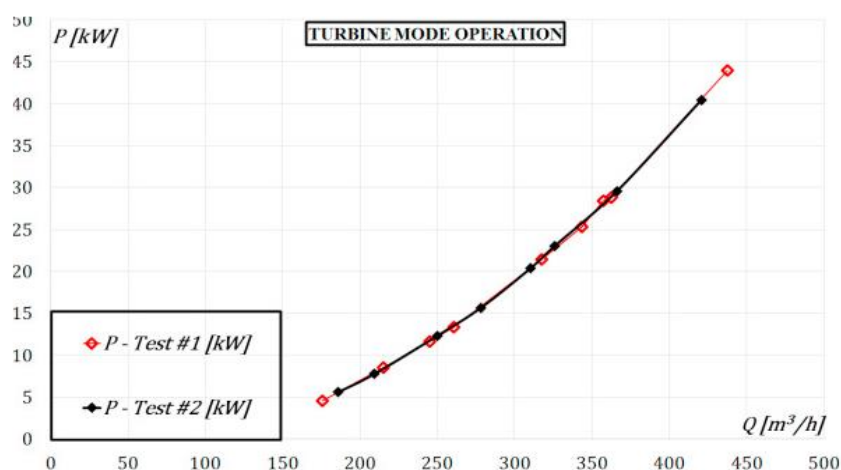


Figura 4.9 - Potência experimental e de catálogo, P, vs. vazão, Q, em modo de operação de turbina. Fonte: Stefanizzi et al. (2017).

4.1.3 Trabalho de Alves (2010)

A bomba utilizada no estudo de Alves (2010) é mostrada na Figura 4.10. É uma bomba centrífuga fabricada pela EH Bombas, de modelo EHF 50.16S, com diâmetro de rotor de 165 mm. A pressão, vazão e velocidade nominais como bomba são de 11 mca, 30 m³/h e 1750 rpm, respectivamente.

A Figura 4.11 apresenta as informações de catálogo da bomba empregada. Sua curva característica está localizada entre as curvas para os rotores de 150 mm e 170 mm. Em circunstâncias nominais, apresenta rendimento próximo de 68%.



Figura 4.10 – A bomba em estudo. Fonte: Alves (2010).

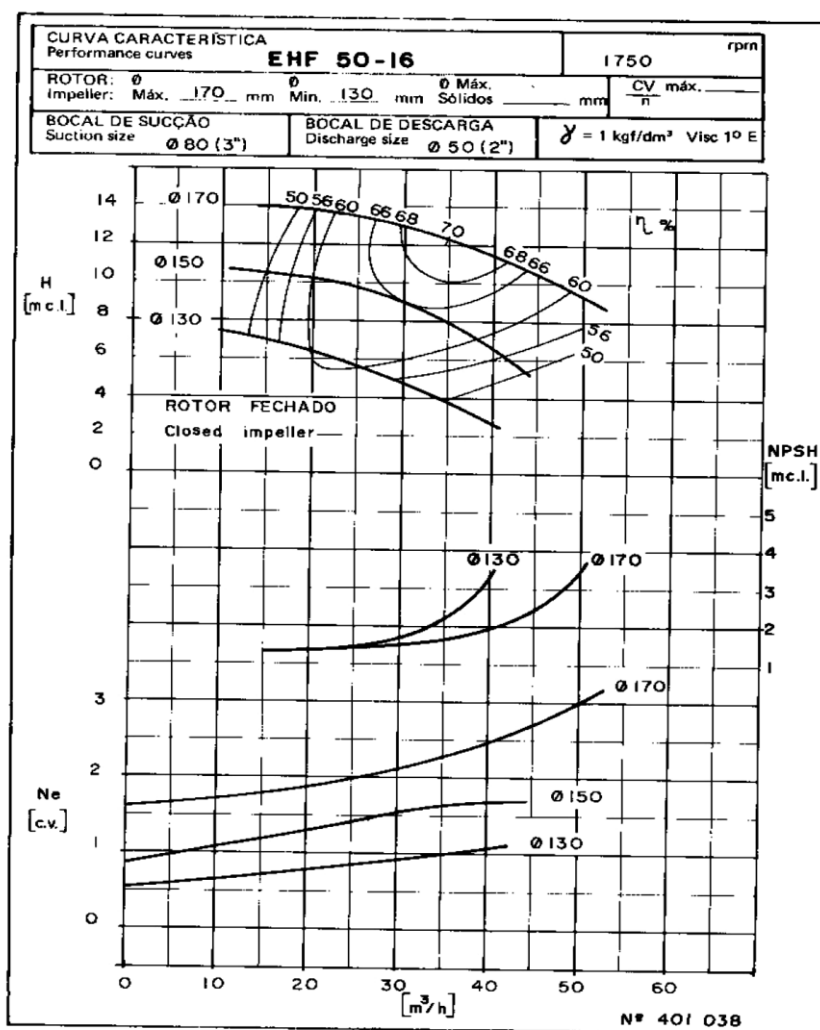


Figura 4.11 – Características da bomba. Fonte: Catálogo EH Bombas.

A bancada para a realização dos testes da BFT é mostrada na Figura 4.12. Ela é composta por um sistema hidráulico de alimentação, sistema de medição, o grupo gerador e a carga elétrica.

O sistema hidráulico é constituído por dois conjuntos motobomba acionados, cada um, por um inversor de frequência. Os conjuntos motobomba podem ser associados na configuração série e paralelo, possibilitando uma grande versatilidade em termos de pressão e vazão.

O sistema de medição é composto por um medidor de vazão Endress + Hauser instalado na linha de adução do sistema, um medidor de pressão Warme instalado na entrada da BFT (recalque da bomba) e um medidor de variáveis elétricas (Homis 808).

O procedimento empregado nos testes em velocidade constante consiste em primeiramente fixar-se uma velocidade através da regulação do sistema de alimentação. Para cada determinação de alteração de carga, a vazão de alimentação foi corrigida, de modo a conservar a velocidade estabelecida constante. Para cada nível de extração de potência, mantida a velocidade constante, foram tomadas as medições de pressão, vazão, corrente de campo, corrente e tensão em cada fase do gerador, potência ativa trifásica e temperatura dos enrolamentos de estator.



Figura 4.12 – Bancada de testes. Fonte: Alves (2010).

A Figura 4.13 apresenta a curva de rendimento x vazão para 1800 rpm. Constata-se que vazão Q_t é em torno de 14 l/s. O rendimento máximo η_t , em 1800 rpm, é de 60,4%. A Figura 4.15, mostra a curva característica $H \times Q$, obtida para 1800

rpm. Essa curva mostra o ponto exato (H, Q) de funcionamento da BFT, para esta velocidade.

Verifica-se na curva da Figura 4.14 que, na vazão de máxima eficiência, $Q_t=14$ l/s, a pressão de trabalho H_t é de 21,2 mca. O par H_t e Q_t caracteriza o ponto de máxima eficiência da bomba operando como turbina.

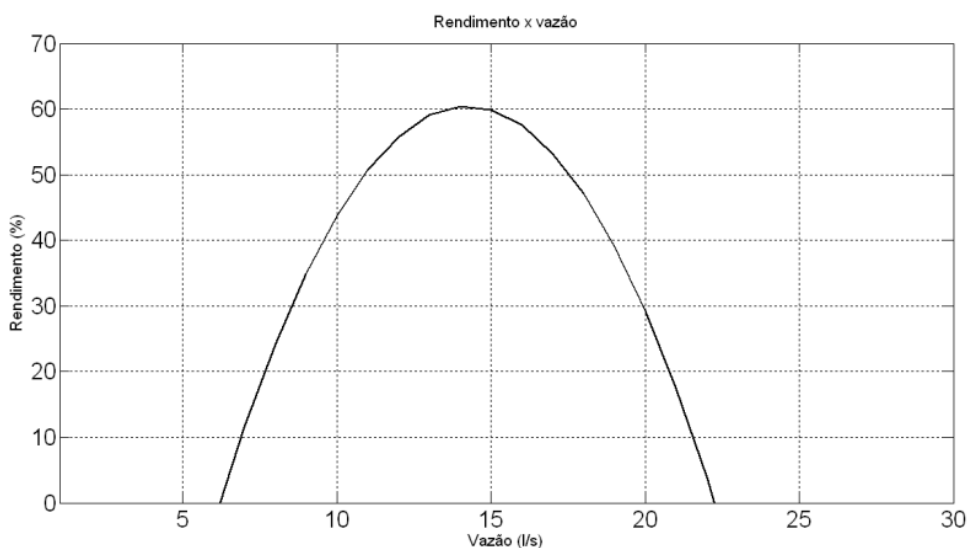


Figura 4.13 – Curva característica rendimento x vazão em modo turbina. Fonte: Alves (2010).

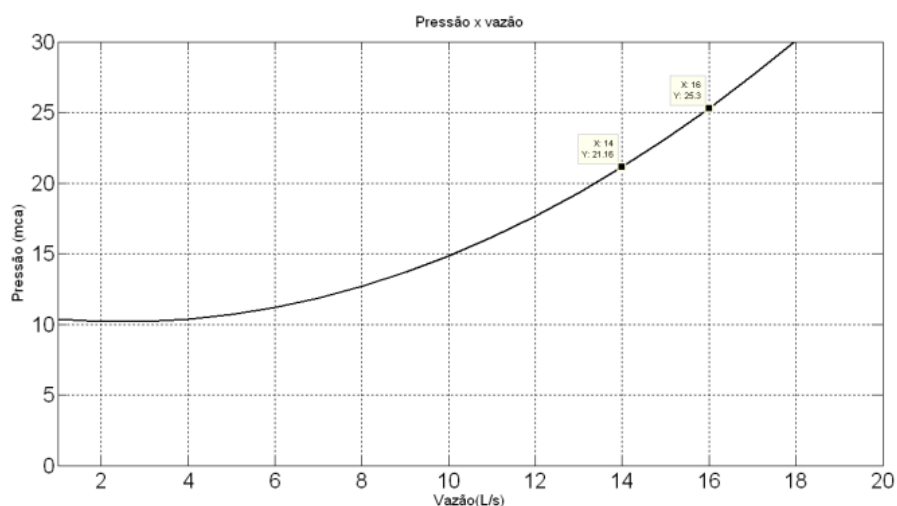


Figura 4.14 – Curva característica H x Q em modo turbina. Fonte: Alves (2010).

Além desses resultados, Alves (2010) também apresenta testes na BFT com velocidade constante e com pressão constante, em diferentes rotações. Essas curvas são apresentadas nas Figuras 4.15 e 4.16. As Figuras 4.17 e 4.18 mostram essas curvas em apenas algumas rotações, mas ajustadas para que pudessem ter o resultado comparado com as obtidas pelo método de Rossi na próxima seção.

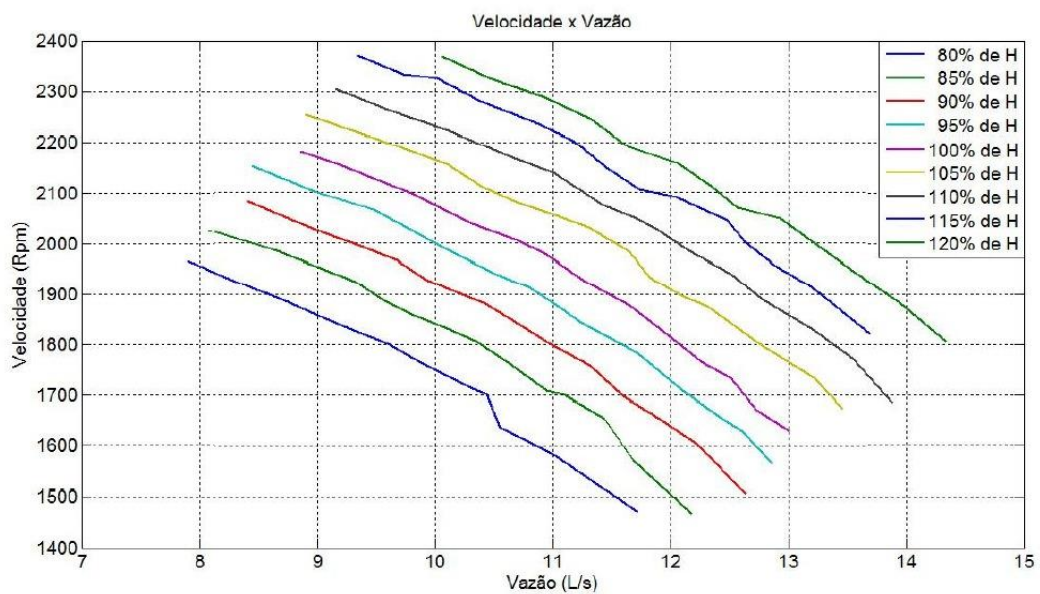


Figura 4.15 – Velocidade x vazão para diferentes pressões. Fonte: Alves (2010).

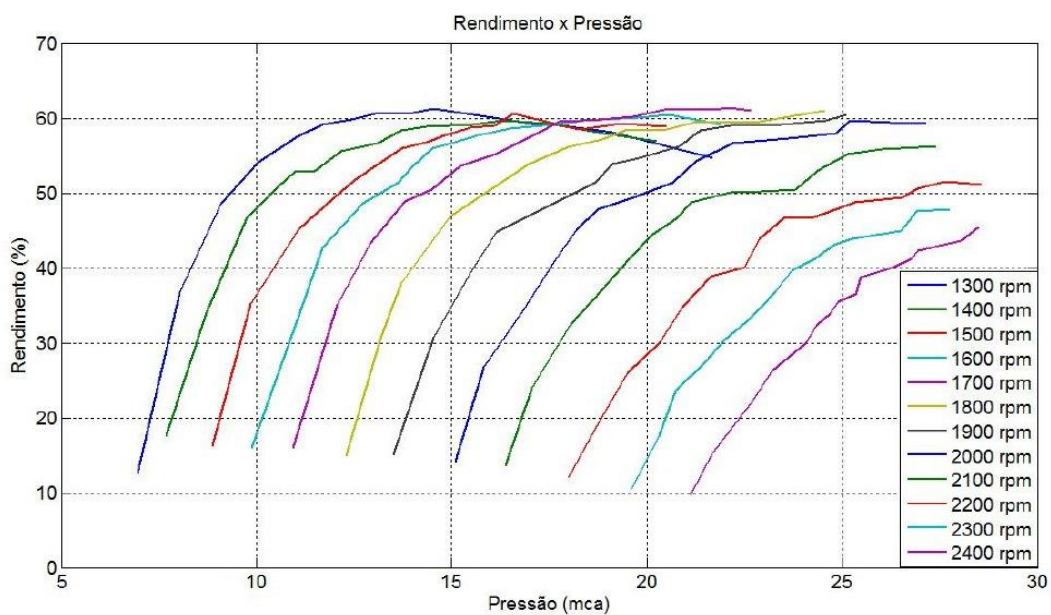


Figura 4.16 - Rendimento x pressão para diferentes velocidades. Fonte: Alves (2010).

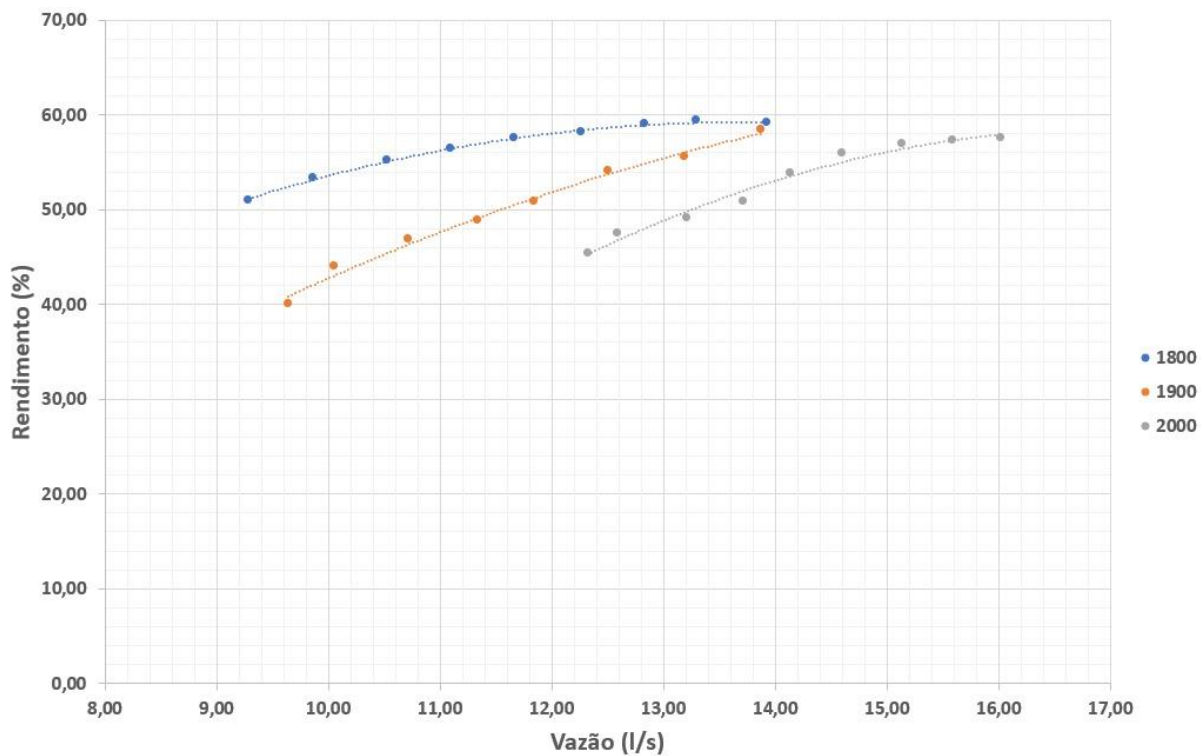


Figura 4.17 – Rendimento x Vazão em diversas rotações.

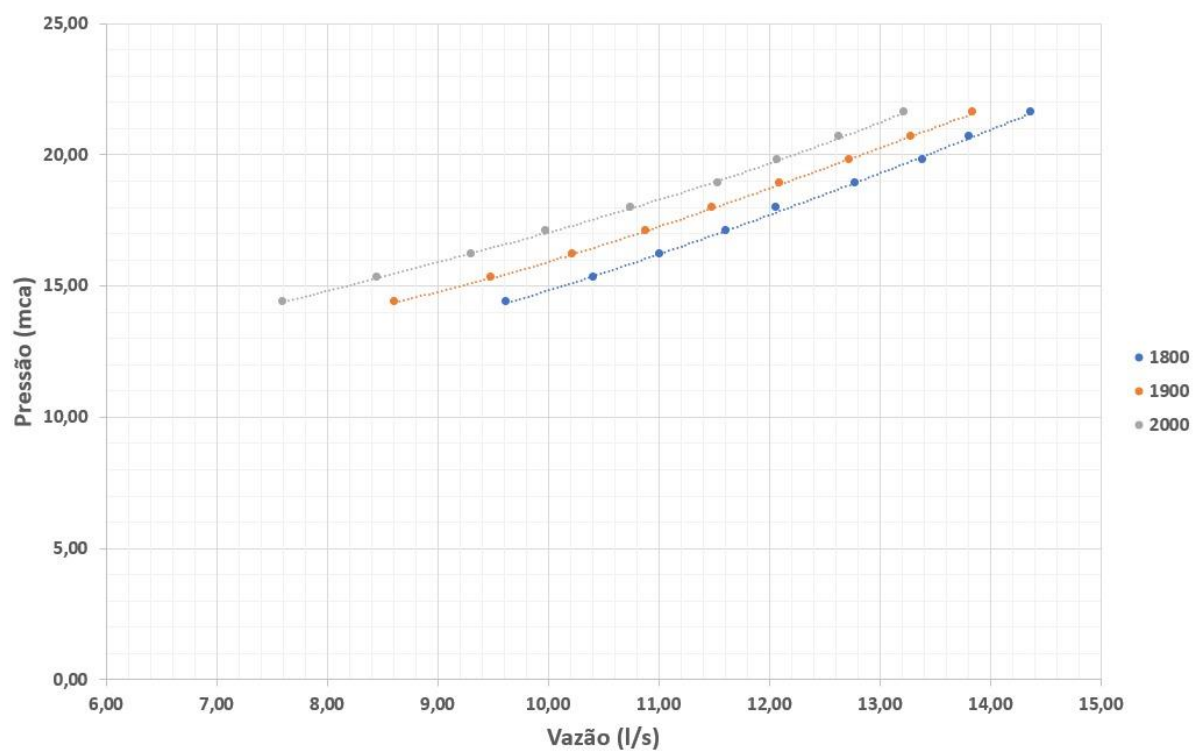


Figura 4.18 – Pressão x Vazão em diversas rotações.

4.2 Avaliação dos métodos no ponto de melhor eficiência

Para avaliar os métodos no melhor ponto de eficiência, serão utilizadas as metodologias descritas na seção 3 deste trabalho. Com esse objetivo, foram reunidas em seis tabelas as informações referentes a cada estudo apresentados no tópico anterior desde capítulo.

As Tabelas 4.4, 4.6 e 4.8 apresentam informações resumidas referentes às bombas escolhidas para funcionar como turbina, como: rotação, diâmetro do rotor, vazão, altura e eficiência no BEP.

Em seguida, as Tabelas 4.5, 4.7 e 4.9 compreendem os valores de predição do BEP da BFT com relação a cada método selecionado e ainda seu erro em comparação com os resultados obtidos experimentalmente. Estas tabelas também apresentam os valores corrigidos de altura e vazão para a rotação de operação da BFT. Esses valores são representados por Q_t' e H_t' , mas no caso do experimento realizado no trabalho de Stefanizzi (2017), essa correção não foi necessária, visto que a bomba e a BFT no modo turbina estão na mesma rotação. O termo erro_Q significa o erro na vazão do resultado encontrado pelos métodos com relação ao resultado experimental. De maneira análoga tem-se também o erro_H que significa o erro com relação à altura e erro_η significando o erro na eficiência.

Tabela 4.4 – Principais informações da bomba utilizada no trabalho de Alves (2010).

Bomba	EHF 50.16S
Diâmetro do rotor	165mm
Rotação	1750 rpm
H_{bep}	11 m
Q_{bep}	35 m ³ /h
Eficiência máxima	0,68

Tabela 4.5 – Predição da altura (H), vazão (Q) e eficiência (η) da BFT no modo turbina e comparação com os valores experimentais do estudo do trabalho de Alves (2010), funcionando a 1800 rpm.

	BFT	Sharma & Williams	Yang et al.	Alatorre-Frenk
Qt (m³/h)		47,65	51,92	71,44
Ht (m)		16,88	20,18	22,87
Qt' (m³/h)	50,4	49,01	53,41	73,49
Ht' (m)	21,16	17,85	21,34	24,19
eficiência	0,604	0,68	0,68	0,65
erroQ		2,8%	-5,6%	-31,4%
erroH		18,5%	-0,9%	-0,12536
erroη		-11%	-11%	-7%

Tabela 4.6 – Principais informações da bomba utilizada no estudo experimental de Rossi (2019).

Diâmetro do rotor	192mm
Rotação	1450 rpm
Hbep	10 m
Qbep	50 m ³ /h
Eficiência máxima	0,76

Tabela 4.7 – Predição da altura (H), vazão (Q) e eficiência (η) da BFT no modo turbina e comparação com os valores experimentais do estudo do trabalho de Rossi (2019).

	BFT	Sharma & Williams	Yang et al.	Alatorre-Frenk
Qt (m³/h)	75,6	62,28	69,78	85,18
Ht (m)	14,7	14	16,34	16,77
eficiência	0,76	0,76	0,76	0,73
erroQ		20,0%	8,3%	11%
erroH		5%	8,1%	11,9%
Erroη		0%	0%	4%

Tabela 4.8 – Principais informações da bomba utilizada no estudo experimental de Stefanizzi (2017).

Bomba	KSB Etanorm 200-150-400
Diâmetro do rotor	330mm
Rotação	1000 rpm
Hbep	24,44 m/ 24,6 m
Qbep	305,2 m ³ /h / 301,5 m ³ /h
Eficiência máxima	0,78

Tabela 4.9 – Predição da altura (H), vazão (Q) e eficiência (η) da BFT no modo turbina e comparação com os valores experimentais do trabalho de Stefanizzi, funcionando a 1000 rpm.

Teste	BFT		Sharma & Williams		Yang et al.		Alatorre-Frenk	
	1	2	1	2	1	2	1	2
Qt	343,5	325,5	370,76	368,63	418,66	415,42	481,87	486,23
Ht	31,15	29,07	32,72	33,26	38,32	38,92	38,37	39,24
eficiência	0,8722	0,901	0,78	0,78	0,78	0,78	0,75	0,75
ErroQ			-7,4%	-11,7%	-18,0%	-21,6%	-28,7%	-33,1%
ErroH			-4,8%	-12,6%	-18,7%	-25,3%	-18,8%	-25,9%
Erroη			11%	16%	11%	16%	16%	20%

Nos estudos de caso dos trabalhos de Alves (2010) e Rossi (2019), pode-se constatar a partir da verificação dos dados na Tabela 4.5 e 4.7 que o método com melhores resultados é o de Yang et al. (2012). Porém, na Tabela 4.9, o método mais eficaz em se aproximar do resultado experimental foi método de Sharma & Williams (1994). O que aparenta ser um ponto a ser observado para a diferença entre esses resultados é a rotação. No estudo de caso no trabalho de Stefanizzi (2017), a rotação utilizada é apenas 1000 rpm, sendo uma rotação baixa com relação a que foi utilizada nos outros trabalhos apresentados nessa seção. Todavia, como o método de Yang mostrou melhor resultado em dois dos três estudos, ele será utilizado como referência de cálculo para predição da BFT na seção 5.

A seguir são apresentadas as Figuras 4.19, 4.20 e 4.21 com gráficos obtidos para as metodologias de Sharma & Williams, Yang e Alatorre-Frenk em diversos pontos da curva de altura e vazão da bomba e não apenas no BEP.

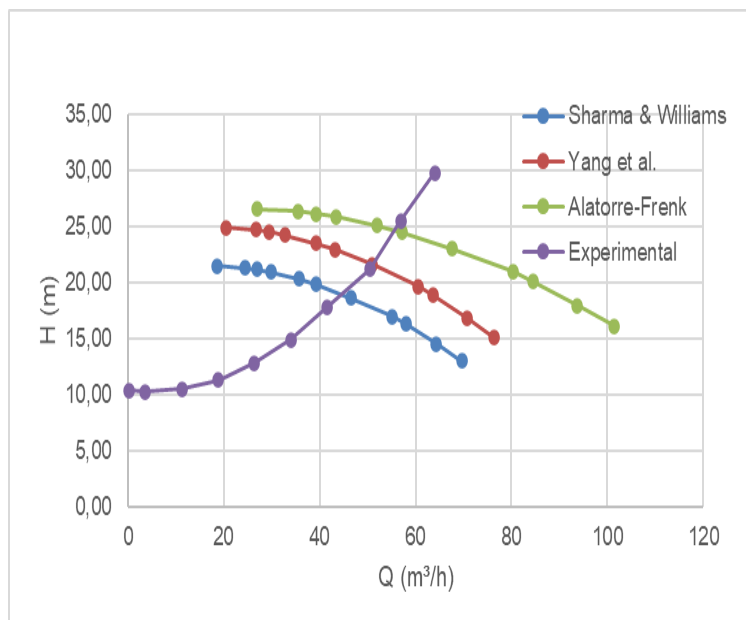


Figura 4.19 – Curvas da turbina encontradas para a bomba utilizada no experimento de Alves (2010).

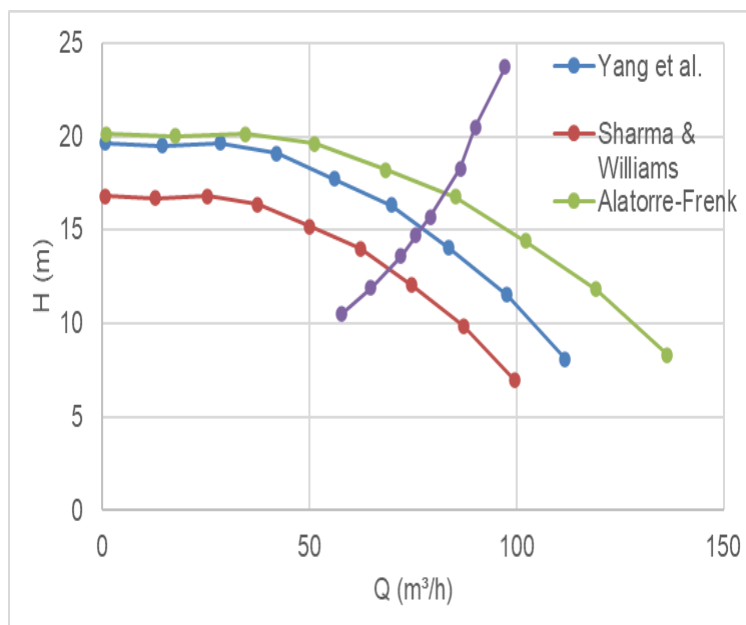


Figura 4.20 – Curvas da turbina encontradas para a bomba utilizada no experimento de Rossi (2019).

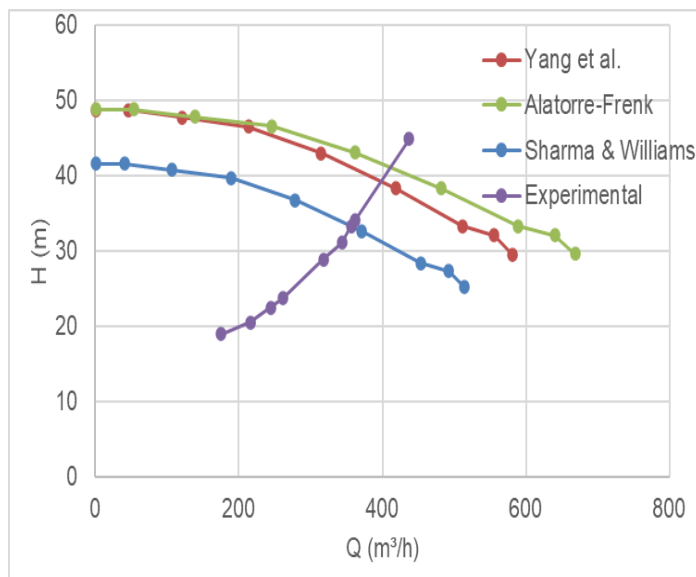


Figura 4.21 – Curvas da turbina encontradas para a bomba utilizada no experimento de Stefanizzi (2017).

Ao analisar os gráficos das Figuras 4.19, 4.20 e 4.21, após a aplicação dos métodos propostos, percebe-se que a curva obtida não se assemelha a curva no modo turbina, mostrando então que os métodos propostos são ineficientes fora do ponto de melhor eficiência e a importância de um método que se aplique em toda a faixa de operação da BFT.

4.3 Avaliação do método para toda a faixa de operação

Para estimativa das curvas $Q \times H$ e $Q \times \eta$ no modo turbina fora do melhor ponto de eficiência, será utilizado o método de Rossi (2019). Para obter as curvas necessárias para análise e comparação, foi utilizado um algoritmo para o método de Rossi (2019) para gerar os gráficos com as curvas características da bomba. Esse algoritmo foi empregado no programa MATLAB. Para que o método de Rossi (2019) possa ser aplicado, deve-se primeiro ter um valor de altura (H) e vazão (Q) no BEP. De forma a obter esses valores, deve-se calcular a previsão do BEP da turbina utilizando um dos métodos de predição existentes. Com o valor da altura e vazão no BEP, utiliza-se também os valores do diâmetro do rotor da bomba utilizada e a rotação de funcionamento. Ou seja, o método utilizado por Rossi (2019) trabalha em conjunto com os métodos de predição no BEP para obtenção da curva característica no modo

turbina, apresentando então vários pontos de provável funcionamento da BFT no modo turbina e não somente no BEP.

Primeiramente serão apresentadas as curvas Q x H geradas com o método de Rossi (2019) juntamente com o método de Sharma & Williams, Yang et al. e Alatorre-Frenk, cada um gerando uma curva diferente, e para cada experimento, e então, a curva experimental dos casos apresentados como paralelo. O gráfico apresentado pelas Figura 4.22, 4.23, 4.24 e 4.25 são para o trabalho de Alves. A Figura 4.26 mostra a curva obtida experimentalmente no trabalho de Rossi (2019) e então as Figuras 4.27 e 4.28 apresentam as curvas para o trabalho de Stefanizzi.

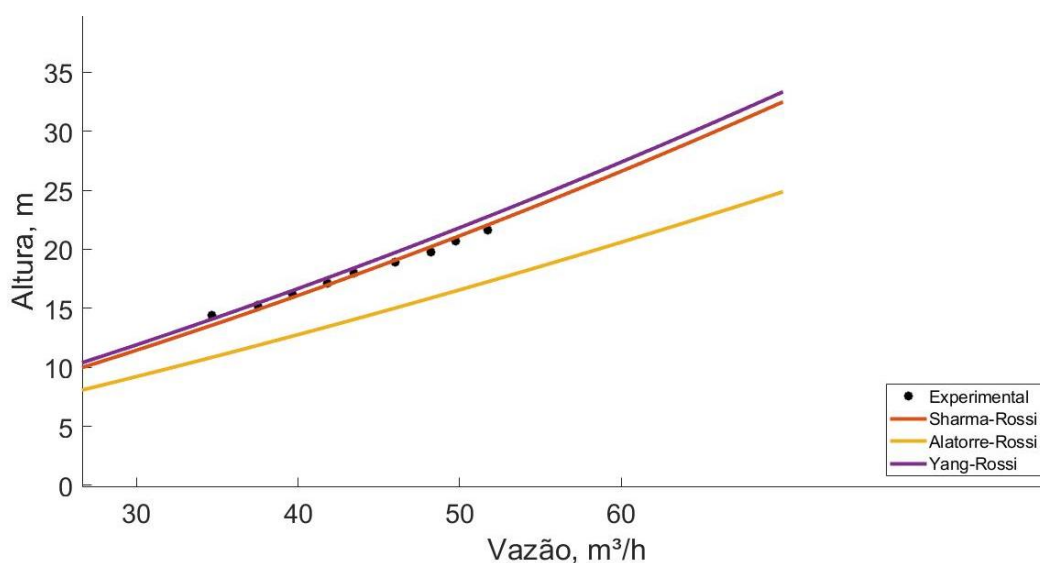


Figura 4.22 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Alves (2010) a 1800 rpm no ensaio com pressão constante.

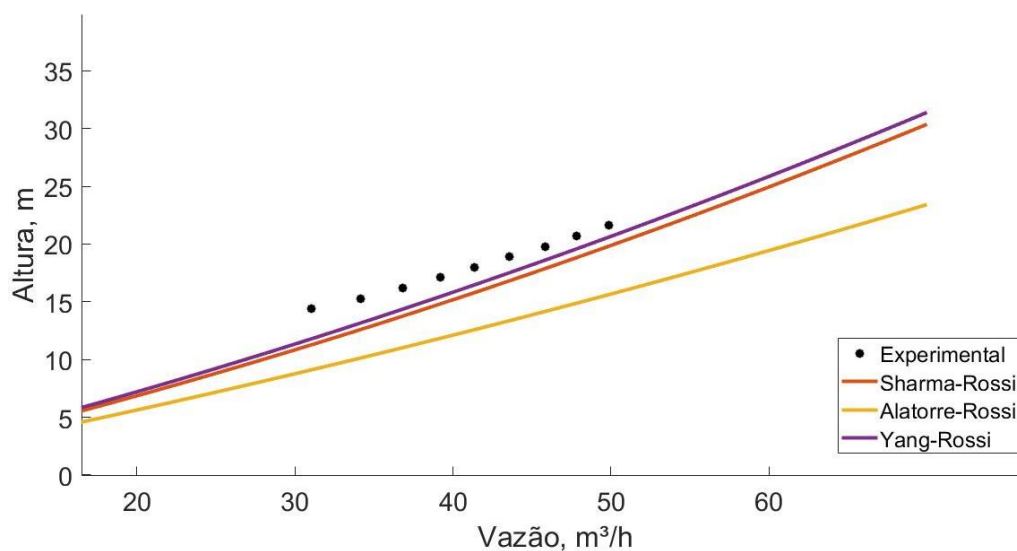


Figura 4.23 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Alves (2010) a 1900 rpm no ensaio com pressão constante.

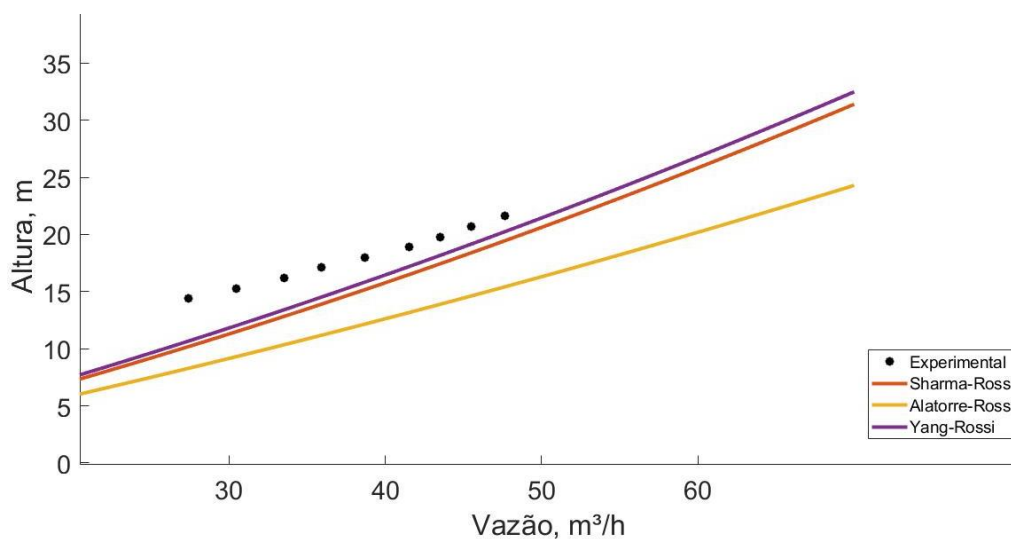


Figura 4.24 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Alves (2010) a 2000 rpm no ensaio com pressão constante.

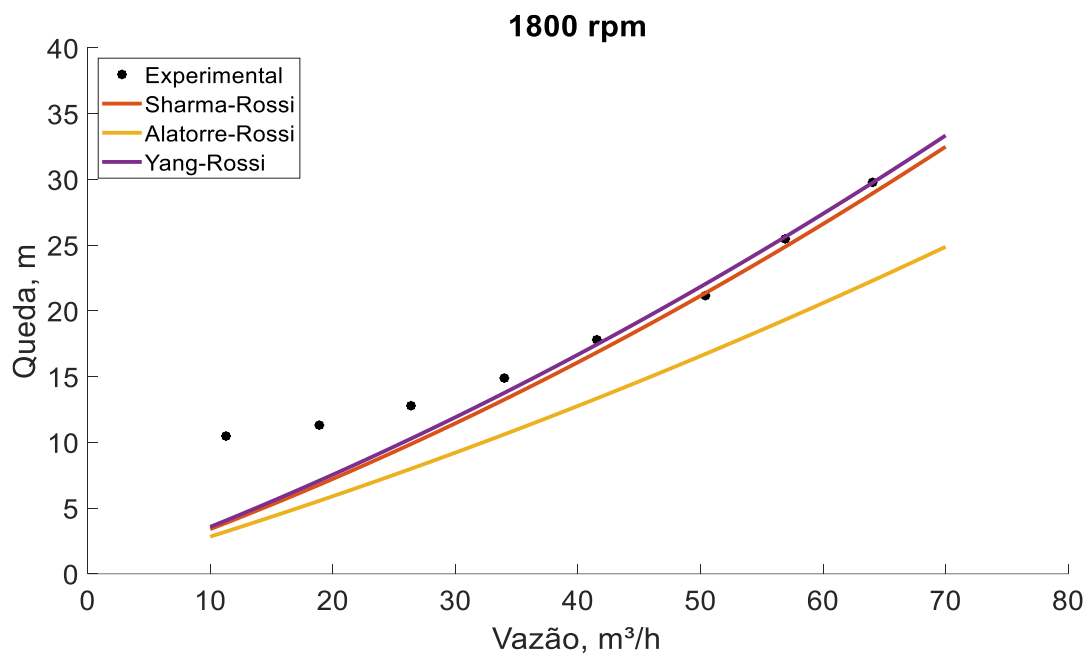


Figura 4.25 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Alves (2010).

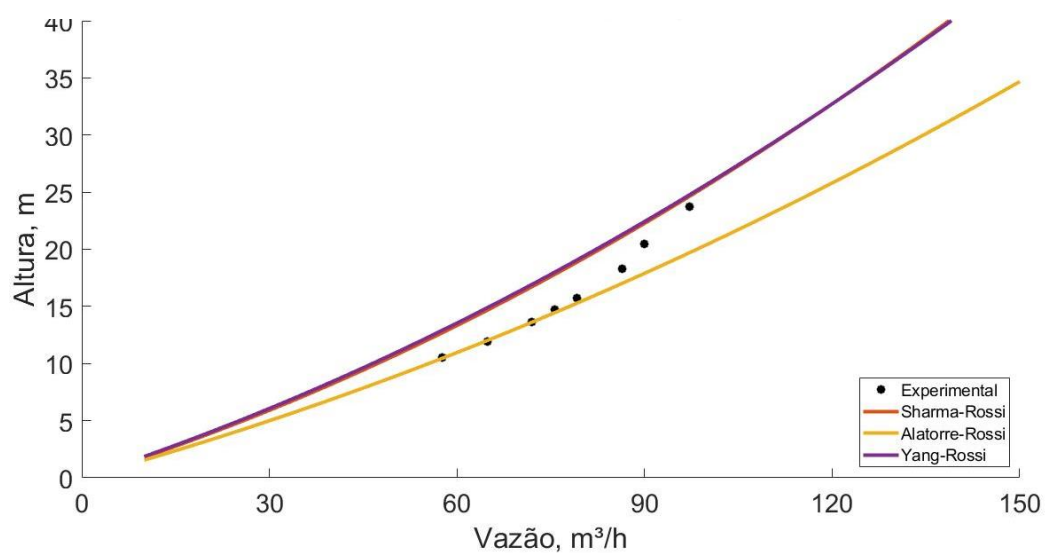


Figura 4.26 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Rossi (2019).

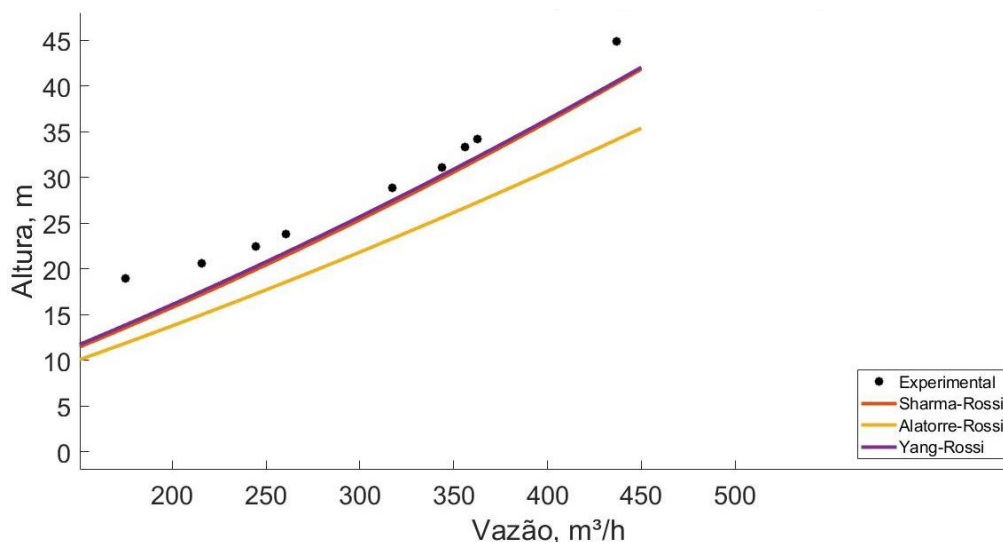


Figura 4.27 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Stefanizzi (2017).

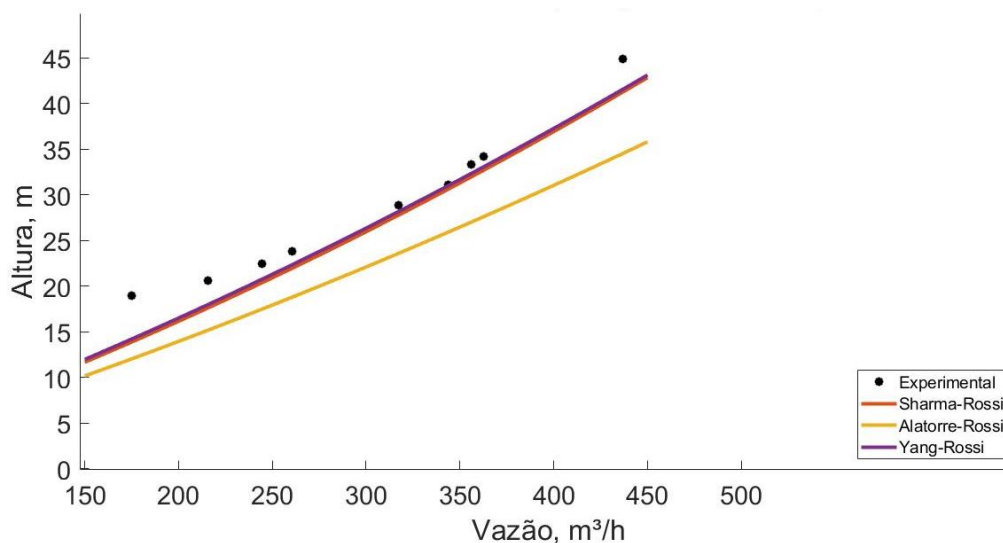


Figura 4.28 – Comparação dos métodos aplicados com a curva experimental Q x H do ensaio do trabalho de Stefanizzi (2017).

Observa-se a partir da Figura 4.22, 4.23, 4.24, 4.25, 4.26 e 4.28 que a combinação do método de Rossi (2019) com o método de Yang et al., apresentam curvas bem próximas da curva experimental. No entanto, na Figura 4.26, no experimento realizado por Rossi, a curva que mais se aproxima da experimental é a gerada em combinação com o método de Alatorre-Frenk.

As Figuras 4.29, 4.30, 4.31, 4.32, 4.33, 4.34 e 4.35 revelam as curvas referentes a Q x η para cada trabalho apresentado nesta seção, com a combinação do método de Rossi (2019) com os métodos Sharma & Williams, Yang e Alatorre-Frenk.

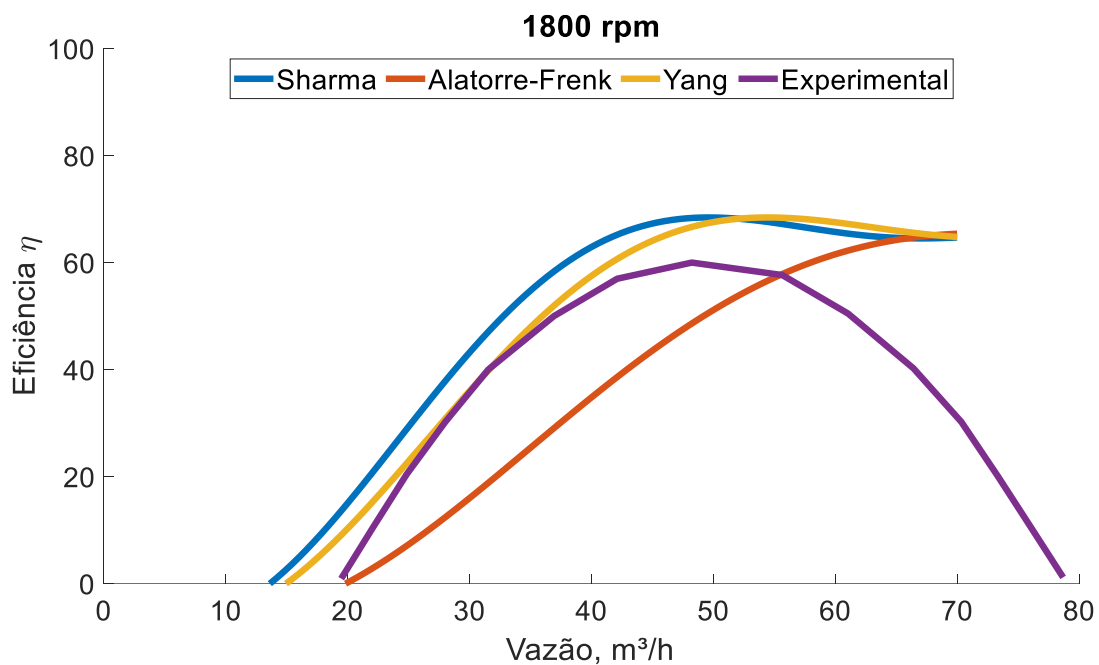


Figura 4.29 – Comparação dos métodos aplicados para a curva Q x η para o trabalho de Alves (2010).

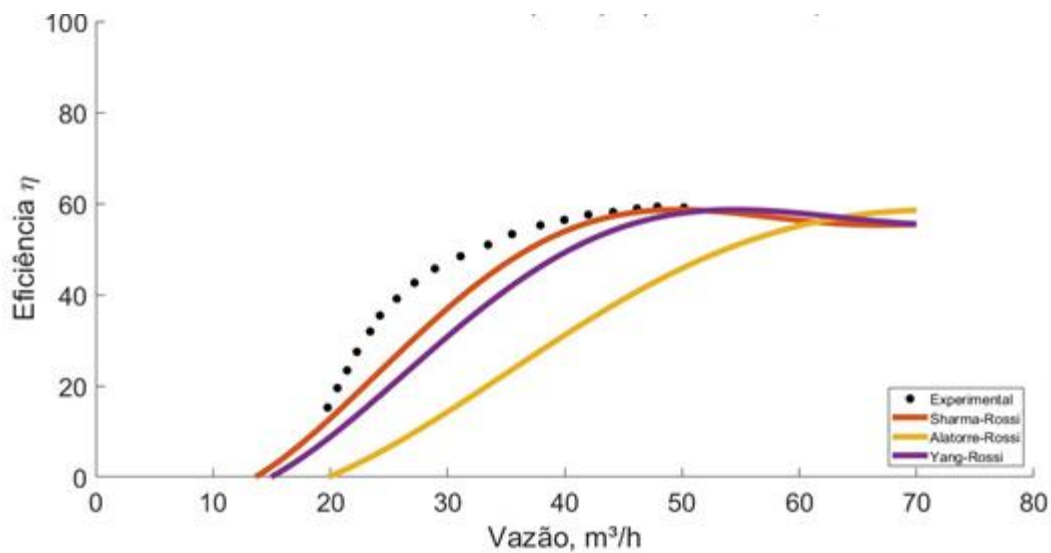


Figura 4.30 – Comparação dos métodos aplicados para a curva Q x η para o trabalho de Alves (2010) a 1800 rpm no ensaio de velocidade constante.

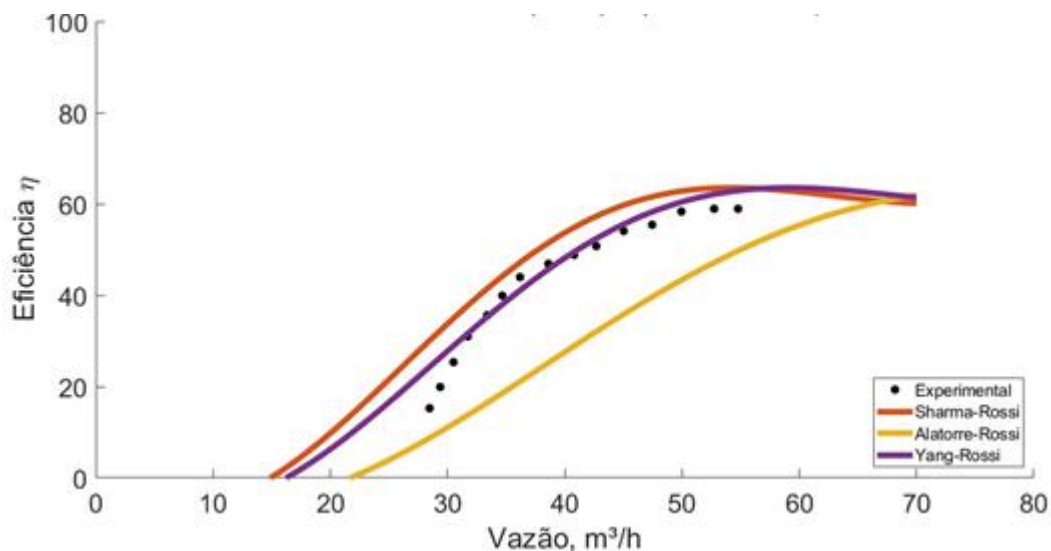


Figura 4.31 – Comparação dos métodos aplicados para a curva Q x η para o trabalho de Alves (2010) a 1900 rpm no ensaio de velocidade constante.

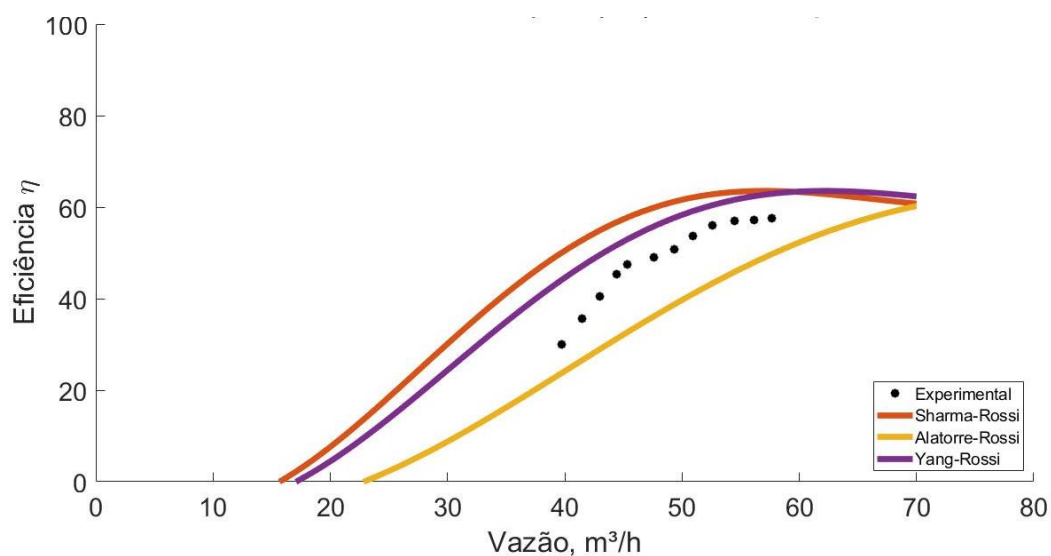


Figura 4.32 – Comparação dos métodos aplicados para a curva Q x η para o trabalho de Alves (2010) a 2000 rpm no ensaio de velocidade constante.

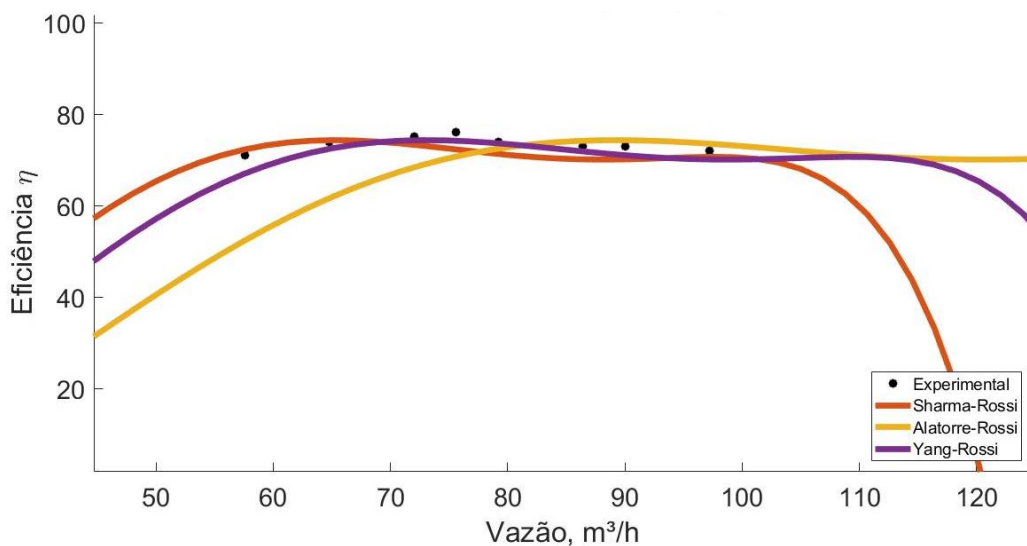


Figura 4.33 – Comparação dos métodos aplicados para a curva $Q \times \eta$ para o trabalho de Rossi (2019).

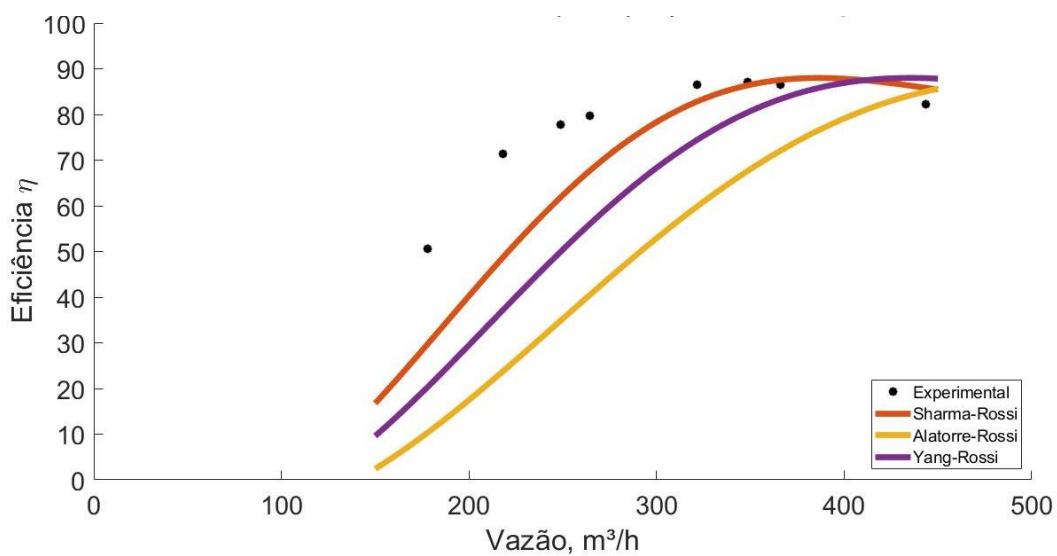


Figura 4.34 – Comparação dos métodos aplicados para curva $Q \times \eta$ para o trabalho de Stefanizzi (2017) no teste 1.

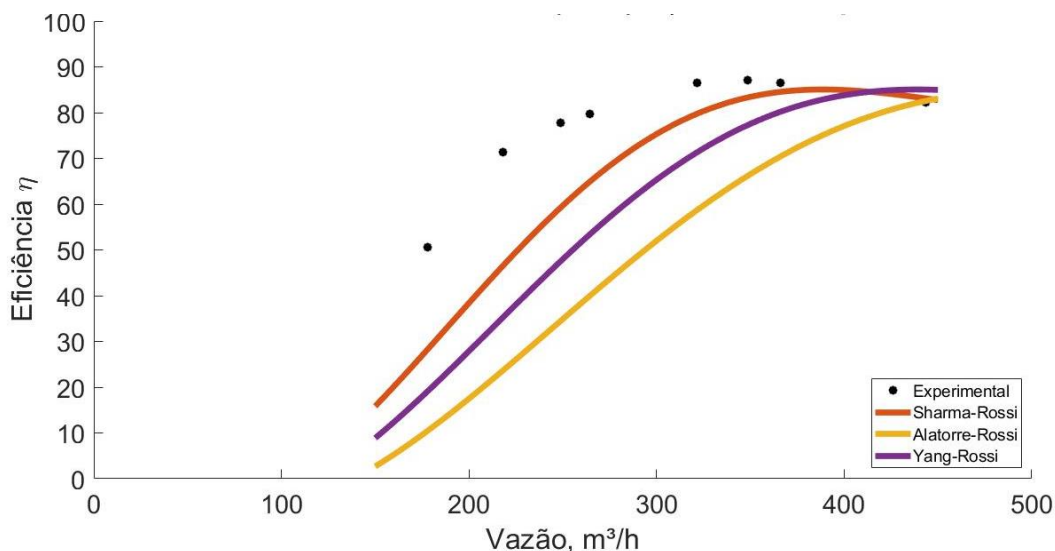


Figura 4.35 – Comparação dos métodos aplicados para curva Q x η para o trabalho de Stefanizzi (2017) no teste 2.

Com relação a curva experimental Q x η , no caso do trabalho de Alves (2010) e de Rossi et al (2019), as curvas geradas pelo método de Rossi (2019) combinado com o método de Yang e o método de Sharma reproduzem os resultados mais aproximados do experimental, tanto na faixa de vazão quanto na proximidade com a eficiência máxima. Entretanto, para o estudo apresentado por Stefanizzi (2017), as Figuras 4.35 e 4.36 mostram que a combinação mais apropriada foi com o método de Sharma.

5 CASO DE ESTUDO – RECUPERAÇÃO DE ENERGIA EM REDE DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA

O trabalho realizado por Souza et al. (2021) foi executado no bairro Vila Residencial da Eletronorte (VRE), localizada no município de Tucuruí, sudeste do Estado do Pará, norte do Brasil (Figura 5.1). O propósito referiu-se à simulação das condições hidráulicas da rede de distribuição de água (RDA) local, para estabelecer a existência de energia de pressão remanescente na distribuição.

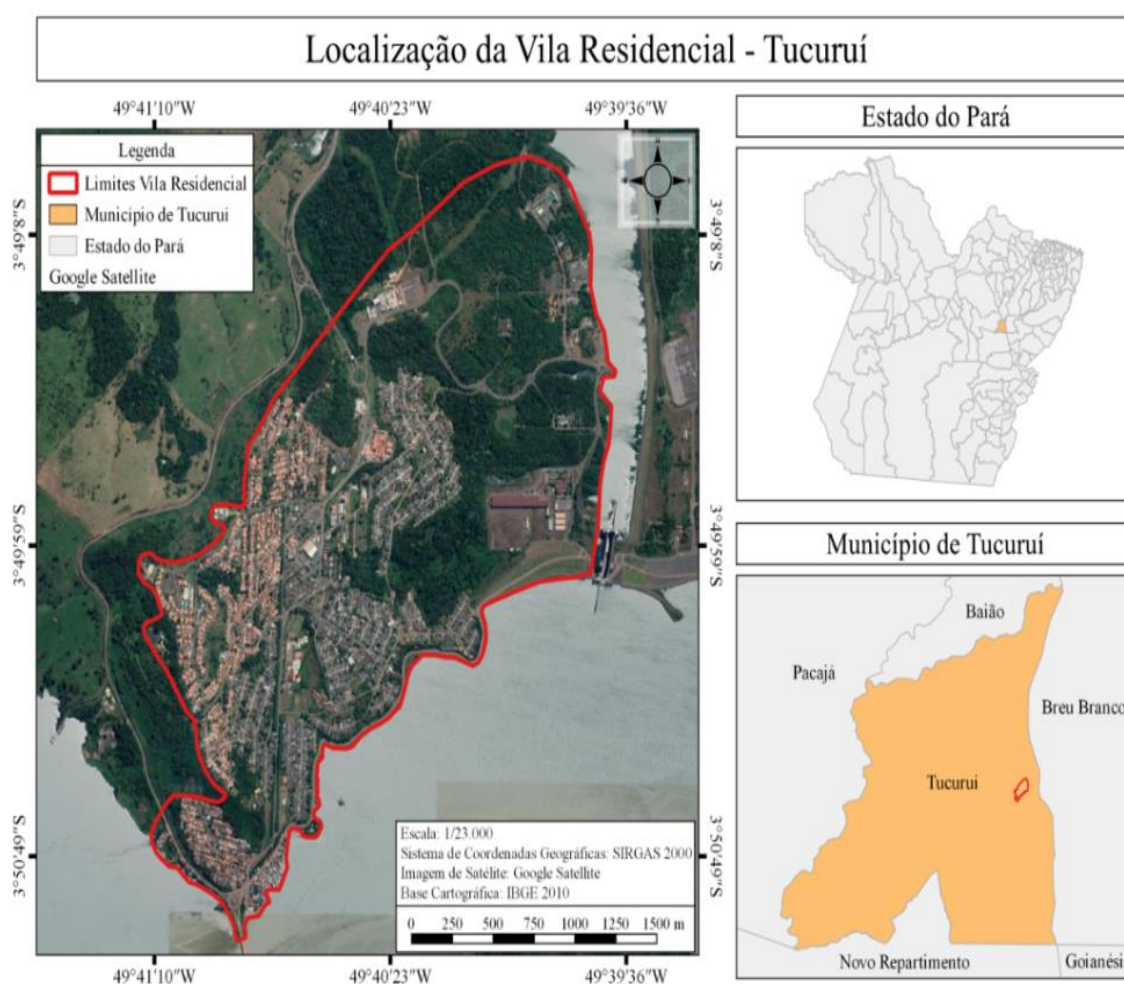


Figura 5.1 – Localização da vila residencial da Eletronorte. Fonte: Souza et al. (2021).

5.1 Características do Sistema de Abastecimento de Água (SAA)

O Sistema de Abastecimento de Água da VRE abastece 2.564 residências com população de 10.540 habitantes. Diariamente, a produtividade de água é de 8.807,75 m³/d, com o consumo per capita de 835,65 l/hab.dia. A organização desse sistema é feita por captação superficial, unidade de adução que desloca a água bruta captada à Estação de Tratamento de Água (ETA), seção de reservação e rede de distribuição de água (RDA) que funciona por gravidade (HIDROSAM, 2019), conforme a Figura 5.2.

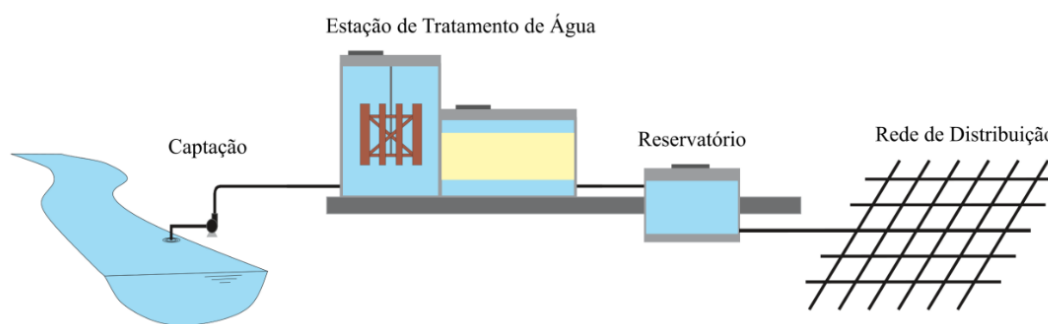


Figura 5.2 – Sistema de abastecimento de água da VRE. Fonte: Souza et al. (2021).

5.1.1 Rede de distribuição de água

A formação da RDA é feita por tubulações, toda em amianto, com tamanhos que vão de 65 mm a 450 mm, segundo a Tabela 5.1. Dispõe de 316 trechos, 372 Nós e 57 válvulas de gavetas (VG) implantadas em locais distintos da rede que são empregadas para manobra de manutenção, ocupando área de 5.28 km². A RDA tem configuração mista (malhada e ramificada) e funciona há quase quarenta anos. Apresenta declividade acentuada, com grande variação topográfica ao longo da distribuição de água, com 53 m até 206 m (HIDROSAM, 2019).

A RDA foi decomposta em áreas de medição distritais (AMD) para que pudesse ser feita a estimativa da energia pressão disponível. É uma metodologia que segmenta as RDAs maiores em sub-redes menores, para facilitar o controle da pressão (BELLO et al., 2019). Desse modo, foi fundamental simular o comportamento hidráulico atual, fazer o estudo do comportamento da pressão, e então segmentá-la em AMD.

Tabela 5.1 – Diâmetros e extensão de tubulações da RDA. Fonte: HIDROSAN (2019).

Diâmetro (mm)	Extensão (m)
65	159,17
75	12.574,13
100	6.796,36
112	1.175,80
150	11.059,03
200	2.063,50
250	2.797,34
300	561,09
400	1.337,37
450	995,26
Total	39.519,05

De acordo com Adedeji et al. (2018), a regulamentação da pressão nos distritos é regulada sucede-se pela instalação de elementos da rede, tal qual válvulas redutoras de pressão (VRP). O funcionamento das VRPs se dá pela dissipação da energia de pressão remanescente, de forma a regularizar a pressão a jusante. No Brasil, a pressão em RDAs é delimitada pela NBR 12.218/2017, projeto de rede de distribuição de água para abastecimento público, que propõe 10 mca para a pressão dinâmica mínima (quando há consumo na rede) e 40 mca para a pressão estática máxima (quando não há consumo na rede). Essa última podendo chegar até 50 mca em locais com topografia acidentada.

5.1.2 Simulação da Rede de Abastecimento de Água

O procedimento foi realizado por Souza et al. (2021) com a utilização do simulador hidráulico EPANET 2.0. É um programa de computador que se aplica em simulações de RDAs que estão em operação ou teóricas, dando subsídios aos profissionais e pesquisadores da área, como nos trabalhos de Brentan et al. (2018) e Meirelles et al. (2017), facilitando a tomada de decisões.

O EPANET é um software que possibilita a realização de simulações estáticas e dinâmicas do comportamento hidráulico e de qualidade da água em redes de distribuição pressurizada. Uma rede é constituída por tubulações, bombas, válvulas, reservatórios de nível fixo e/ou reservatórios de nível variável. O EPANET propicia a obtenção dos valores da vazão em cada tubulação, da pressão em cada nó, da altura

de água em cada reservatório de nível variável e da concentração de espécies químicas através da rede durante o período de simulação, subdividido em múltiplos intervalos de cálculo. De forma adicional, além de espécies químicas, o modelo reproduz o cálculo da idade da água e o rastreamento da origem de água em qualquer ponto da rede. A criação do EPANET teve como objetivo ser um instrumento de apoio à análise de sistemas de distribuição, aprimorando o conhecimento sobre o transporte e a rota dos constituintes da água para utilização humana. Há a possibilidade de ser aplicado em diversas situações onde seja fundamental a execução de simulações de sistemas pressurizados de distribuição. A implantação de cenários de projeto (tal como uma expansão de uma rede presente), o ajuste de modelos hidráulicos, a avaliação do decaimento do cloro residual e a verificação dos consumos são alguns exemplos de aplicabilidade do programa. A utilização do EPANET pode auxiliar no diagnóstico de estratégias alternativas de gestão, de maneira a melhorar o padrão de qualidade da água do sistema, por meio de: modificações no uso de origens da água num sistema com múltiplas origens; alteração de esquema de desempenho de grupos elevatórios e enchimento/esvaziamento de reservatórios de nível variável; emprego de tratamento adicional, assim como a recloração e triagem de tubulações para limpeza e substituição (reabilitação). No ambiente Windows, o EPANET oferece uma interface incorporada para formatar dados de entrada da rede, realizar simulações hidráulicas e de qualidade da água e observar os resultados em diversas configurações.

5.1.2.1 Simulação do sistema atual

De acordo com Souza et al. (2021), a Simulação 1 revelou pressões que alternaram de 10,15 m a 156,17 m, com 281 Nós apresentando valor superior a 50 m de pressão, limite estabelecido pela NBR 12.218/2017 para pressão estática. Na Figura 5.3 o comportamento da pressão nos Nós para o horário de maior pressão na RDA pode ser verificado. É perceptível que pressões excedentes na distribuição facilitam o rompimento de tubulações e/ou crescimento das vazões de fuga de água, havendo então a demanda de que o sistema bombeie água extra na rede, requerendo maior quantidade de energia elétrica.

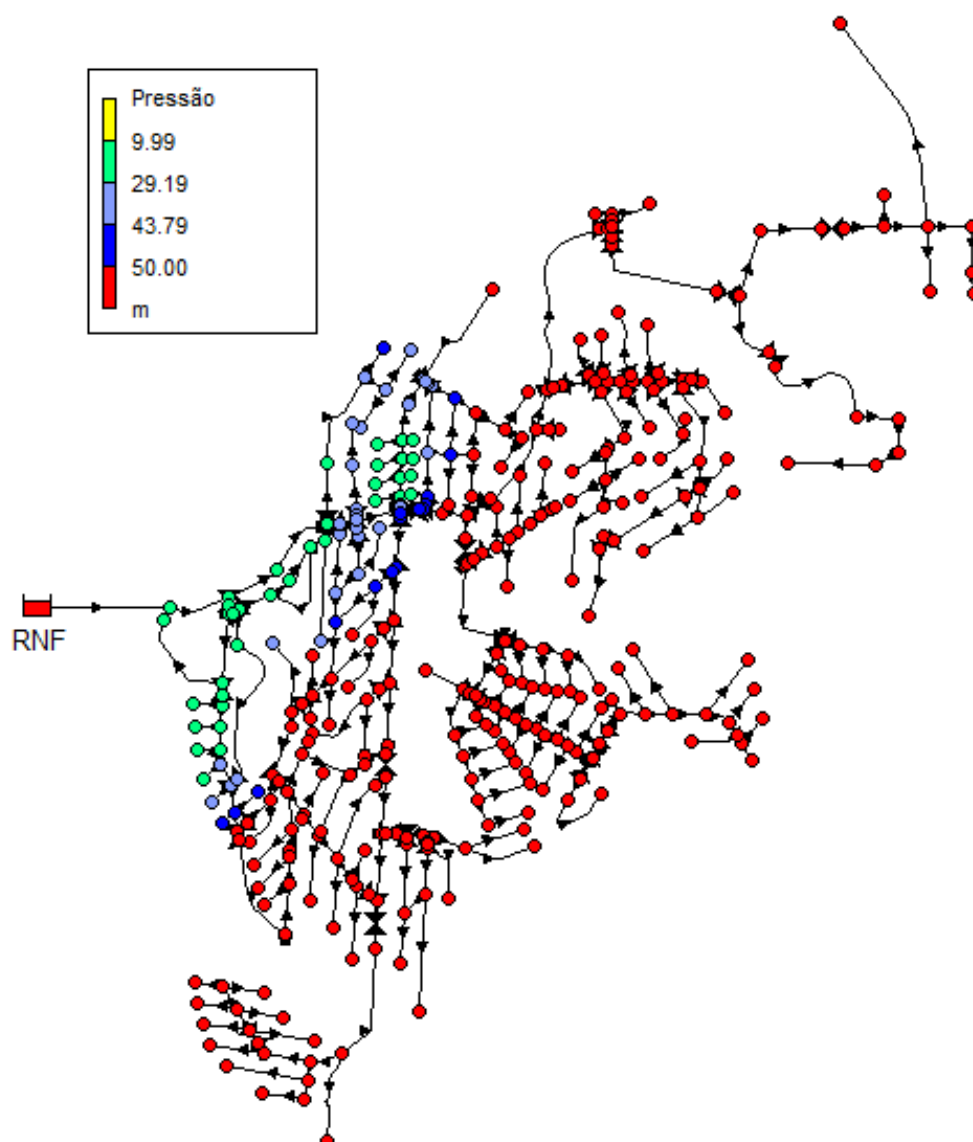


Figura 5.3 – Comportamento da pressão às 3h. Fonte: Souza et al. (2021).

5.1.2.2 Simulação do sistema dividido em AMD

A RDA foi, na íntegra, segmentada em 6 setores com 20 válvulas redutoras de pressão (VRP), além do fechamento de 7 VG para evitar o fluxo entre os AMDs (Figura 5.4). A divisão dos distritos e o ponto de instalação das VRPs tiveram como critérios: a manutenção da pressão na RDA em conformidade com os limites indicados na NBR 12.218/2017, a cota topográfica da área em que a RDA é instalada, a simplificação das AMDs (número de válvulas a serem manobradas), o tamanho dos AMDs criados e a viabilidade de substituição ou adição de válvulas (Souza et al., 2021).

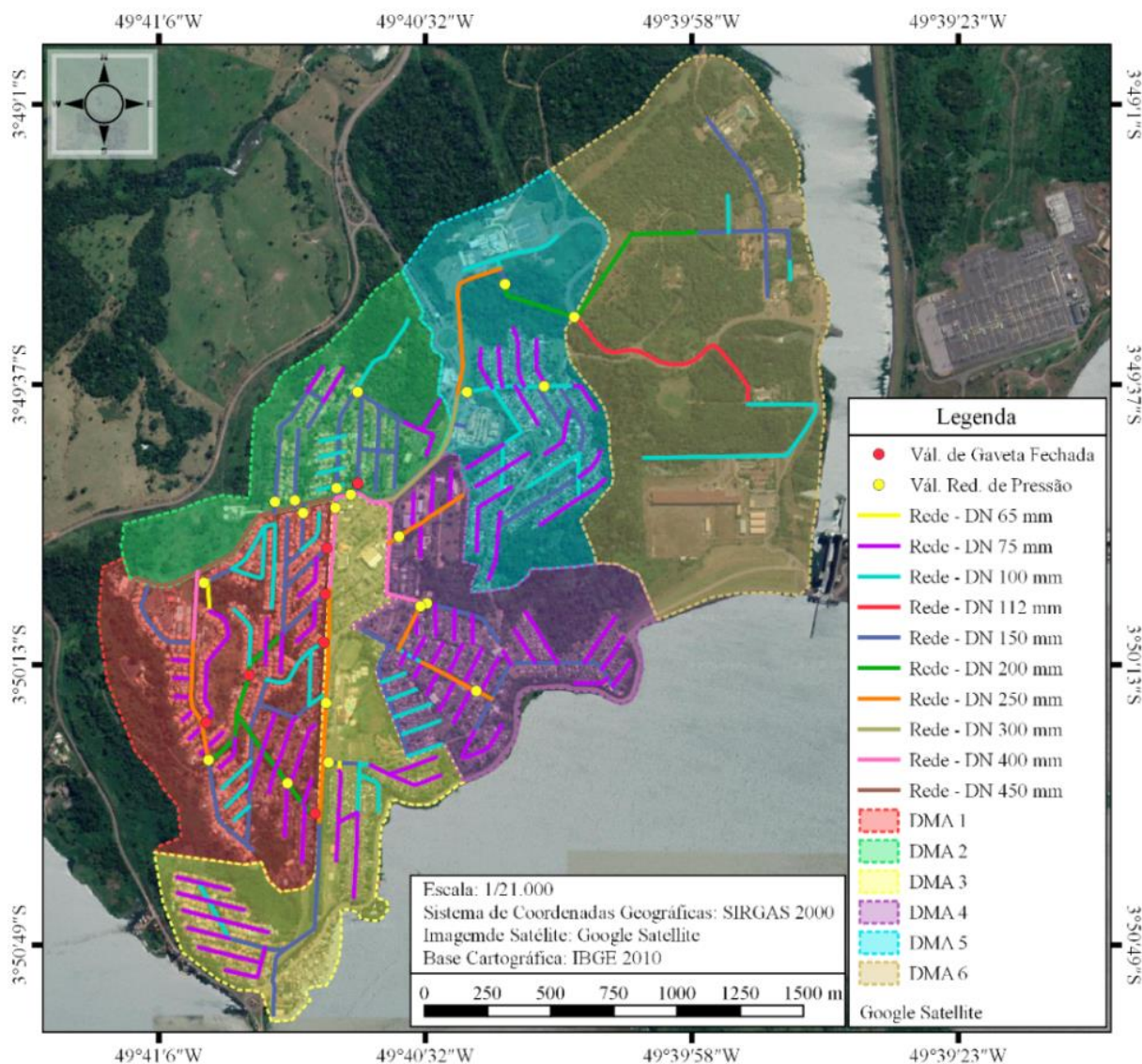


Figura 5.4 – Divisão do sistema em AMD. Fonte: Souza et al. (2021).

O comportamento da pressão na simulação 2 variou 9,98 m a 49,74 m, com a maioria dos Nós (366) apresentando pressão inferior ao limite estabelecido pela NBR 12.218/2017. Seis Nós apresentaram pressão superior a 50 m, mas, que não interferiram na pressão geral da rede (Souza et al., 2021). A Figura 5.5 mostra o comportamento da pressão em cada Nó e a Tabela 2 organiza os parâmetros de controle das válvulas utilizados para regularizar a pressão de jusante em cada AMD.

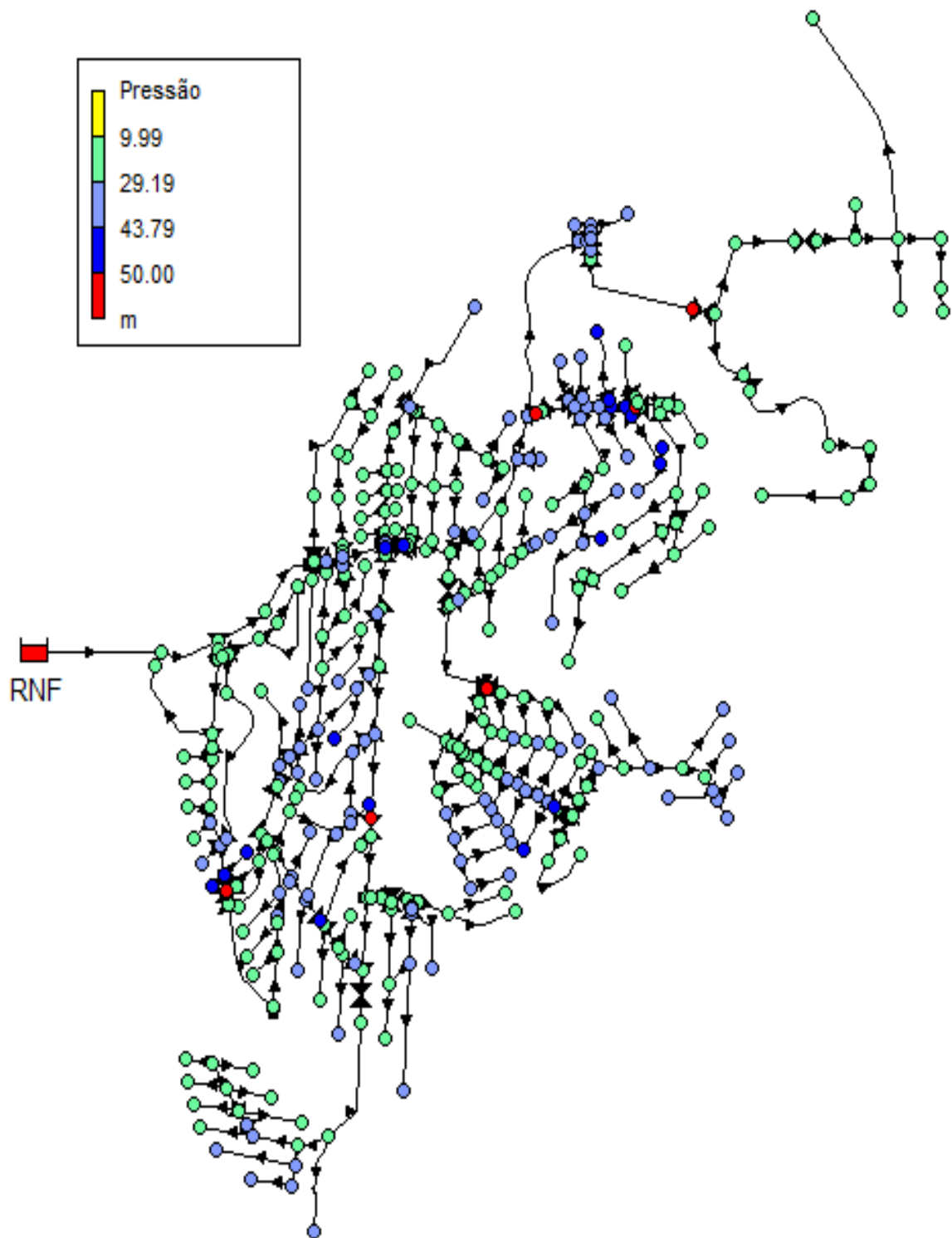


Figura 5.5 – Comportamento da pressão para sistema dividido em AMD às 3h. Fonte: Souza et al. (2021).

5.2 Condições hidráulicas para o uso de BFT

5.2.1 Cálculo da energia recuperável

Segundo Carravetta et al. (2017), a energia dissipada, ou seja, o parâmetro de controle de cada VRPs, poderia ser recuperada com o emprego de bombas funcionando como turbinas. Quanto utilizadas em RDAs para essa função, as BFTs fazem o papel da VRP no controle da pressão, além de produzirem energia (MARCHIORI et. al., 2019). Neste sentido, a partir do parâmetro de controle programado nas 20 VRPs da simulação 2, foram estimadas as potências médias para a utilização de BFTs em substituição às VRPs, conforme a Equação 5.1. Onde [P] é a potência hidráulica em [kW], [H_{man}] é a pressão dissipada em [m] e [Q] é a vazão da VRP em [m^3/s].

$$P=9,81 \times H_{man} \times Q \quad (5.1)$$

Tabela 5.2 – Valores de controle e diâmetro das VRPs.

DMA	Válvula	Diâmetro (mm)	Controle (m)
1	1.1	150	10,00
	1.2	150	15,00
	1.3	250	10,00
	1.4	200	10,00
2	2.1	150	11,00
	2.2	150	15,00
	2.3	150	30,00
	2.4	400	10,00
	2.5	150	11,00
3	3.1	400	11,00
	3.2	250	10,00
	3.3	150	15,00
4	4.1	250	18,00
	4.2	150	10,00
	4.3	250	23,00
	4.4	250	10,00
5	5.1	100	26,42

	5.2	100	12,30
	5.3	200	10,00
6	6.1	200	10,00

A partir desses valores, foi estimada a energia passiva de recuperação com a operação das BFTs em substituição das VRPs, conforme a Equação 5.2. Onde [E] é a energia recuperada por uma BFT em [kW/h] e [T] é o tempo de operação da bomba em [h/d]. Esses valores são agrupados nas Tabelas 5.3 e 5.4 com os valores da energia recuperável em KWh por dia, mês e ano. Observa-se que os rendimentos dos equipamentos eletromecânicos não foram considerados nessa estimativa. As Figuras 5.6, 5.7 e 5.8 mostram o gráfico que relaciona a energia recuperável em kW/h e cada VRP.

$$E=P \times T \quad (5.2)$$

Tabela 5.3 – Valores calculados da energia recuperada.

DMA	VRP	Controle (m)	Vazão (l/s)	P. mont. (m)	P. jus. (m)	P. dis. (m)	Pot. hid. (kW)	Energia Recuperável (kWh/d)
1	1.1	10	2,23	17,26	10	7,26	0,16	3,8
	1.2	15	7,41	31,88	15	16,88	1,23	29,44
	1.3	10	12,87	48,97	10	38,97	4,92	117,97
	1.4	10	2,86	47,78	10	37,78	1,06	25,39
2	2.1	11	1,96	25,96	11	14,96	0,29	6,89
	2.2	15	1,21	30,89	15	15,89	0,19	4,51
	2.3	30	8,01	39,81	30	9,81	0,77	18,47
	2.4	10	45,5	46,78	10	36,78	16,4	393,56
	2.5	11	5,04	29,34	11	18,34	0,91	21,74
3	3.1	11	14,63	47,81	11	36,81	5,28	126,66
	3.2	10	14,04	61,77	10	51,77	7,12	170,9
	3.3	15	5,91	18,86	15	3,86	0,22	5,37
4	4.1	18	2,64	40,91	18	22,91	0,59	14,25
	4.2	10	2,62	50,89	10	40,89	1,05	25,24
	4.3	23	13,92	46,89	23	23,89	3,26	78,21
	4.4	10	5,89	45,32	10	35,32	2,04	48,92
5	5.1	26,42	13,05	50,57	26,42	24,15	3,09	74,12
	5.3	10	7,74	42,33	10	32,33	2,45	58,84
	5.2	12,3	6,6	46,27	12,3	33,97	2,2	52,74

Tabela 5.4 – Valores calculados da energia recuperada

DMA	Válvula	Energia (kWh/mês)	Energia (kWh/ano)
DMA 1	PRV 1.1	114,05	1.387,65
	PRV 1.2	883,17	10.745,23
	PRV 1.3	3.539,13	43.059,37
	PRV 1.4	761,66	9.266,81
DMA 2	PRV 2.1	206,84	2.516,60
	PRV 2.2	135,40	1.647,32
	PRV 2.3	554,24	6.743,25
	PRV 2.4	11.806,88	143.650,36
	PRV 2.5	652,34	7.936,86
DMA 3	PRV 3.1	3.799,89	46.231,99
	PRV 3.2	5.127,12	62.380,01
	PRV 3.3	160,96	1.958,33
DMA 4	PRV 4.1	427,52	5.201,43
	PRV 4.2	757,29	9.213,70
	PRV 4.3	2.346,36	28.547,36
	PRV 4.4	1.467,72	17.857,27
DMA 5	PRV 5.1	2.223,53	27.053,00
	PRV 5.2	1.582,33	19.251,72
	PRV 5.3	1.765,09	21.475,27
DMA 6	PRV 6.1	3.058,46	37.211,30
Total		41.369,98	503.334,82

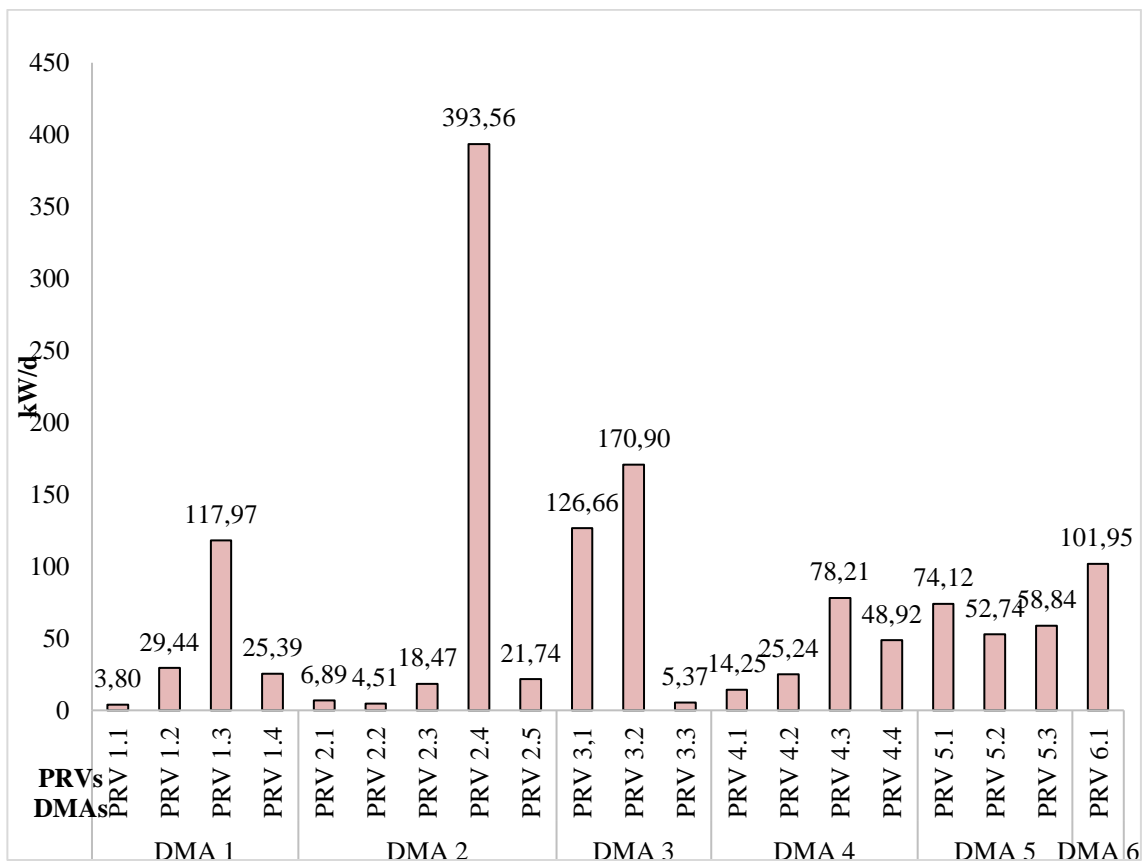


Figura 5.6 – Energia recuperável em KW/d. Fonte:

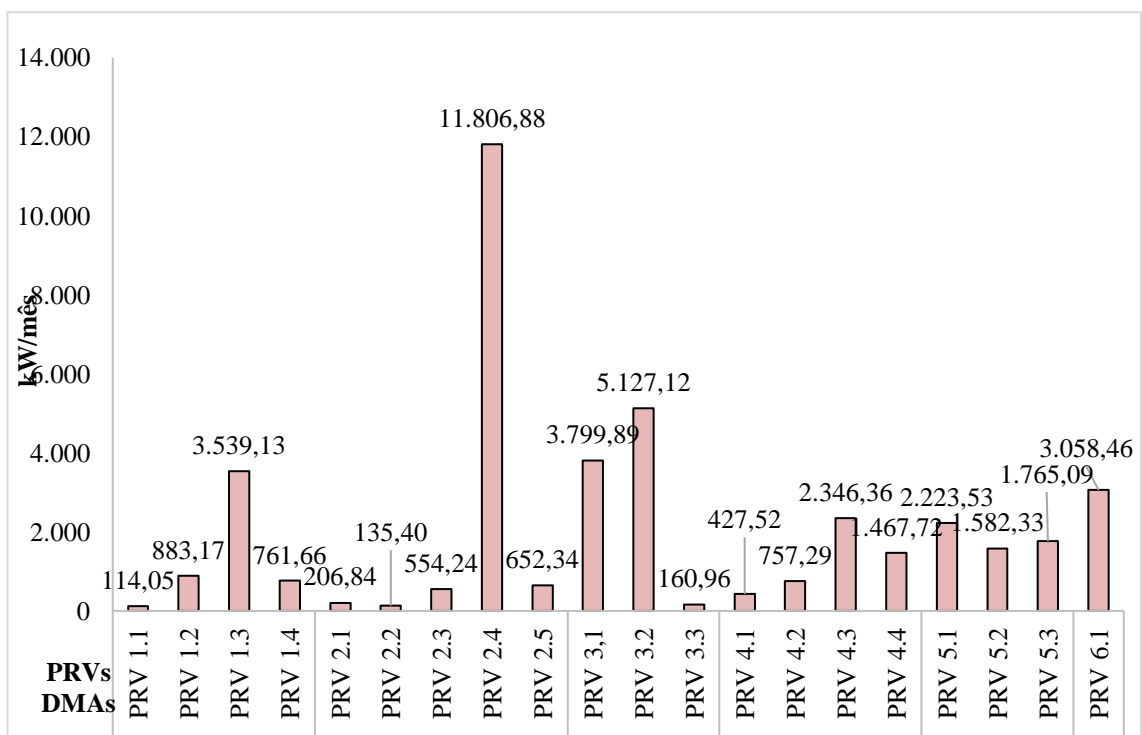


Figura 5.7 – Energia recuperável em KW/mês.

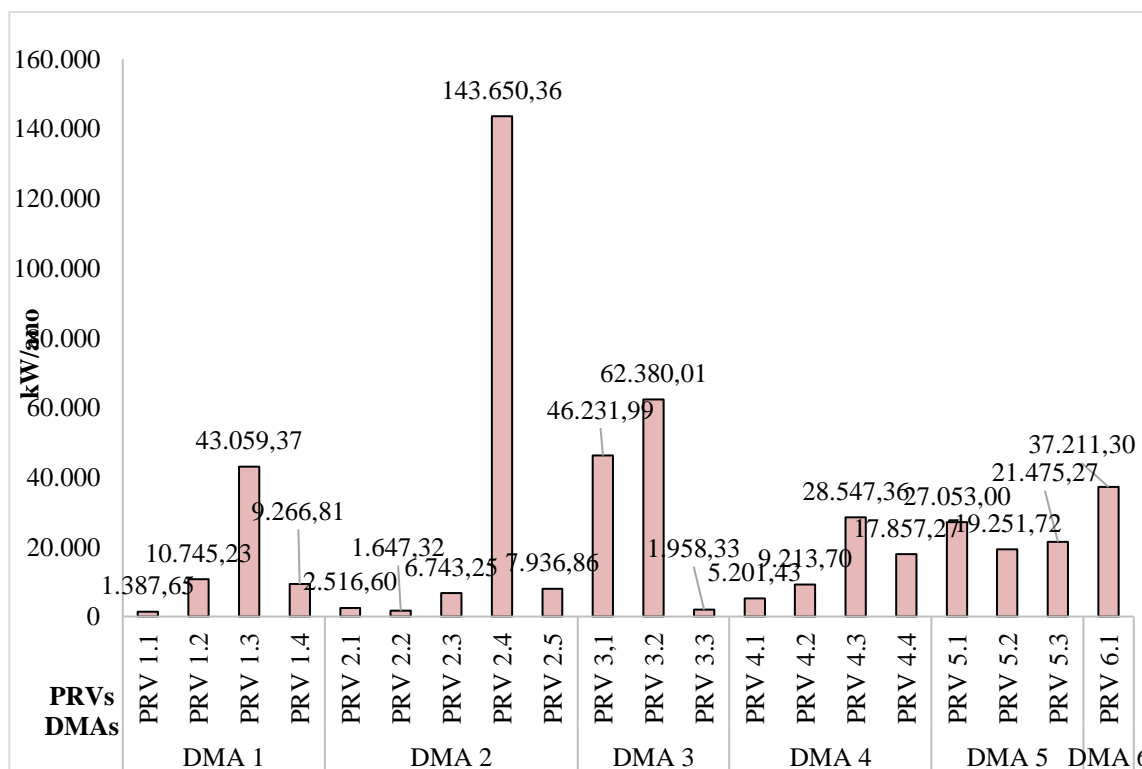


Figura 5.8 – Energia recuperável em KW/ano.

5.2.2 Seleção das bombas

A busca pela precaução com o controle de pressão em redes de abastecimento de água estimulou o desenvolvimento de trabalhos que exploram tanto a operação ideal de VRP como também sua localização, com o objetivo de reduzir as perdas por vazamento (Araújo et al, 2006; Saldarriaga e Salcedo, 2015; Wright et al, 2015). Semelhantemente, ao se aplicar a BFT, a área de sua instalação deve proporcionar o mais adequado controle de pressão da rede com o máximo de produção de energia possível. Não obstante, a escolha da máquina não ocorre de maneira trivial. No trabalho de Jain e Patel (2014) são mostrados métodos clássicos da literatura que tem seu fundamento no rendimento máximo em sua operação como bomba ou em sua rotação específica quando operando como turbina. Para Marchiori et. al (2016), embora esses métodos proporcionem uma boa aproximação, eles são inteiramente experimentais, logo, amplificam a possibilidade de imprecisão em sua eficácia. Ademais, são métodos que oferecem as propriedades de carga e vazão somente para o ponto de máxima eficiência da máquina e, sem a compreensão de sua curva característica, não é praticável a análise dos benefícios em uma rede de abastecimento de água, dado que existe uma variação substancial da carga disponível

em função do consumo. Nesse cenário, propõe-se a utilização do método de Yang et al (2012) para seleção de BFTs baseado no BEP e então para que a operação no modo reverso seja visualizada de maneira nítida, a aplicação do método de Rossi (2019) fora do BEP para obtenção da curva da turbina. As Figuras 5.9 e 5.10 mostram o comportamento da pressão dissipada em cada válvula redutora de pressão com relação ao tempo, numa medição em 24 horas.

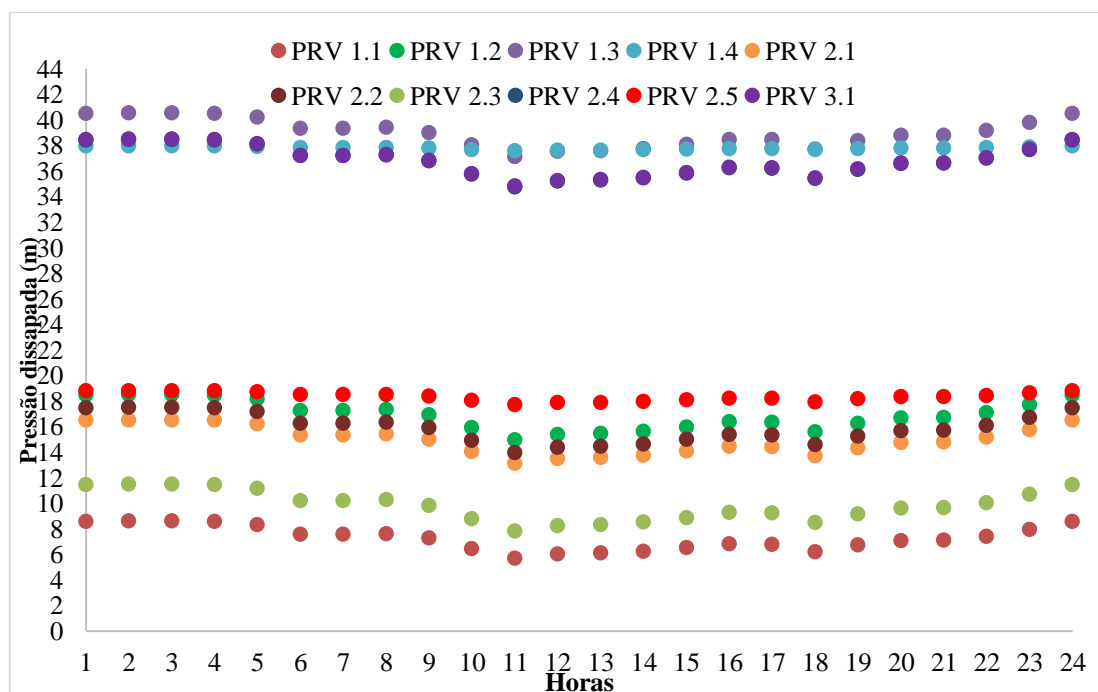


Figura 5.9 – Pressão dissipada de cada válvula com relação ao tempo (24 horas).

Com o objetivo de selecionar bombas, porém sem estender demais o trabalho, foram escolhidos os pontos em que se localizam as VRP que mostram os maiores valores de energia recuperável, de acordo com a Tabela 5.3 bem como na Figura 5.3, sendo eles: VRP 1.3, 2.4, 3.1, 3.2 e 6.1.

Para selecionar a bomba foi adotada a seguinte metodologia: inicialmente foi escolhida uma das VRP; o segundo passo é utilizar as equações do método de Yang et al. (2012), empregando os valores de vazão e pressão dissipada nos dados de vazão e altura da turbina, dando um chute como valor de eficiência inicial para que assim possam ser encontrados os valores de vazão e altura da bomba; de posse desses valores, busca-se em um catálogo de fabricante de bombas a bomba correspondente; o catálogo utilizado foi do fabricante KSB; o passo seguinte é buscar a curva característica da bomba; e assim, pode-se escolher qual o rotor adequado e

observar quais os valores de altura, vazão e eficiência no BEP da bomba; com esses dados, calcula-se a predição da BFT como os valores de altura, vazão e eficiência no modo turbina, de acordo com o método de Yang et al. (2012), que, como mostrado no Capítulo 4 deste trabalho, o método que mostra os melhores valores quando comparado com os estudos experimentais; finalmente, com os valores preditos pelo método de seleção da BFT, utiliza-se o método de Rossi (2019) para apresentar a previsão da curva da bomba quando esta funciona como turbina.

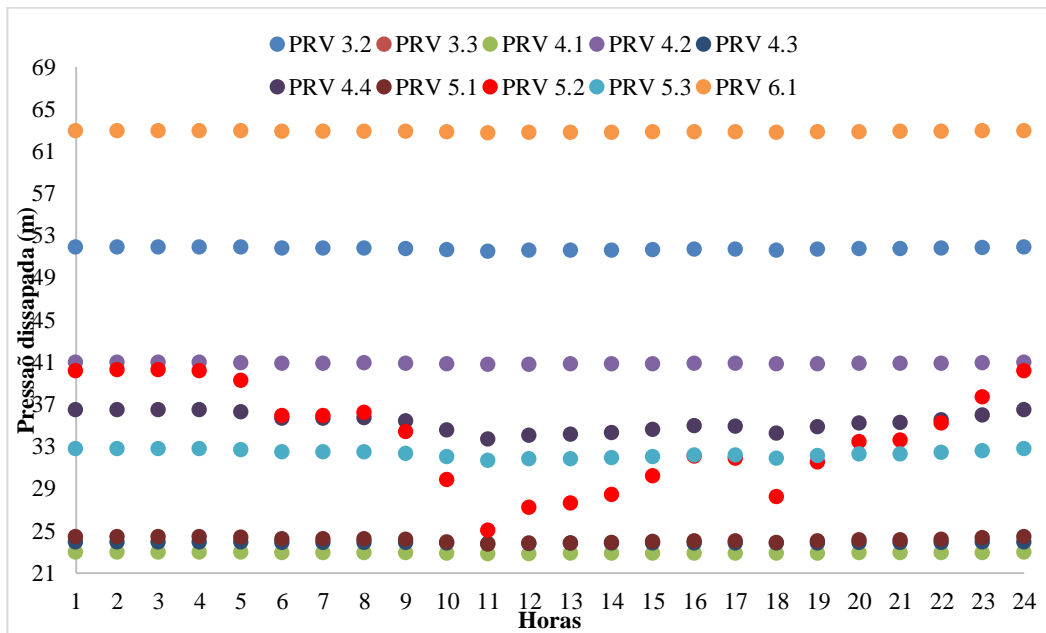


Figura 5.10 - Pressão dissipada de cada válvula com relação ao tempo (24 horas).

A metodologia será aplicada na VRP 1.3. Os valores de altura e vazão desta VRP são respectivamente $H=38,97\text{m}$ e $Q=46,34\text{ m}^3/\text{h}$. Para encontrar os valores de altura e vazão no modo bomba, são utilizadas as equações 3.11, 3.12, 3.13 e 3.14. A eficiência empregada é um chute de valor 0,70 (ou 70%), quando a bomba for selecionada, a eficiência será substituída pelo valor no BEP.

$$h = \frac{1,2}{\eta_{\text{máx}}^{1,1}} \quad (3.11)$$

$$q = \frac{1,2}{\eta_{\text{máx}}^{0,55}} \quad (3.12)$$

$$h = \frac{H'_t}{H_b} \quad (3.13)$$

$$q = \frac{Q'_t}{Q_b} \quad (3.14)$$

Portanto, substituindo os valores, têm-se:

$$h = \frac{1,2}{0,7^{1,1}} = 1,7765 \quad (3.11)$$

$$q = \frac{1,2}{0,7^{0,55}} = 1,4601 \quad (3.12)$$

$$h = \frac{H'_t}{H_b} \therefore H_b = \frac{H'_t}{h} = \frac{38,97}{1,7765} = 21,94\text{m} \quad (3.13)$$

$$q = \frac{Q'_t}{Q_b} \therefore Q_b = \frac{Q'_t}{q} = \frac{46,34}{1,4601} = 31,74\text{m}^3/\text{h} \quad (3.14)$$

A partir disso, pode-se selecionar a bomba adequada buscando os valores de 21,94m no eixo da altura e 31,74m³/h no eixo da vazão. A Figura 5.11 mostra qual a bomba adequada. De posse dessa informação, busca-se no catálogo a curva característica de tal bomba, com a rotação de 1750 rpm.

Como apresentado pelo catálogo do fabricante, a bomba selecionada é o modelo KSB Meganorm 040-250, com rotor de 250 mm e altura, vazão e eficiência no BEP respectivamente $H_{\text{bep}}=26\text{m}$, $Q_{\text{bep}}=28 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ e $\eta=55\%$. Como mostra a Figura 5.12.

Calcula-se, então, os valores de vazão altura e eficiência de previsão da BFT no modo turbina de acordo com o método de Yang et. al (2012). Novamente, são utilizadas as equações 3.11, 3.12, 3.13 e 3.14. Como não há equação para o cálculo da eficiência, considera-se que será a mesma do BEP da BFT em modo bomba.

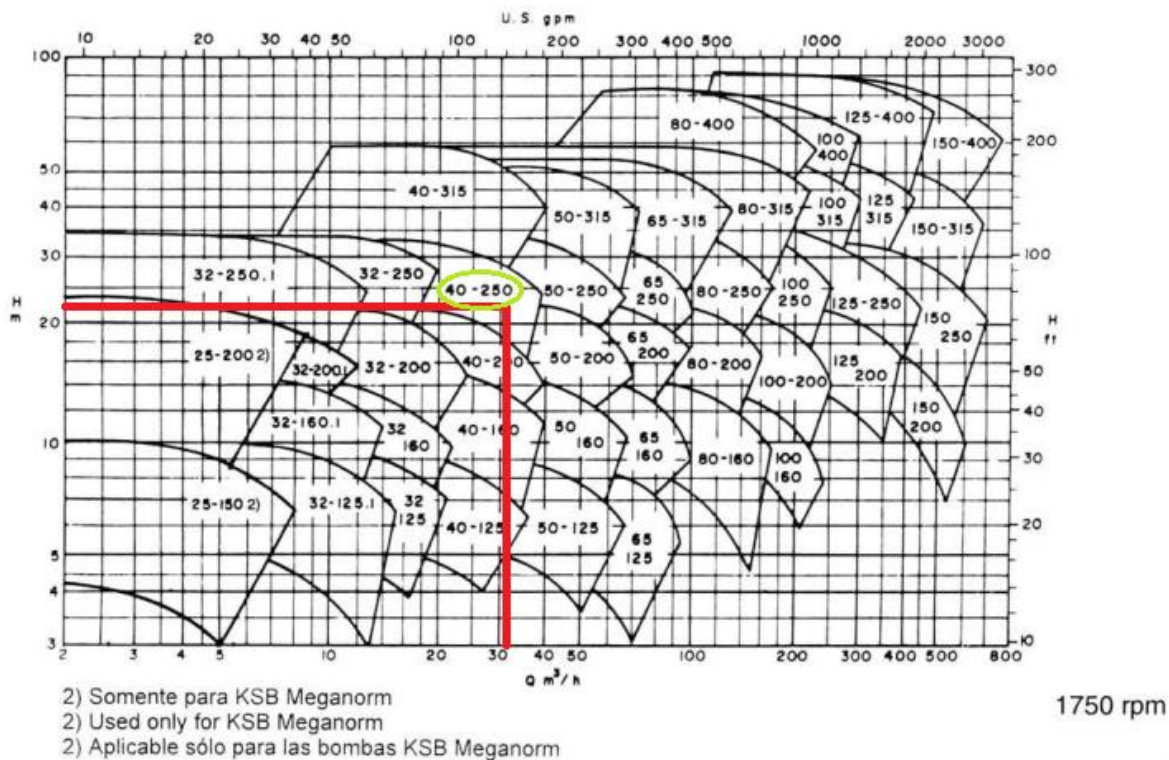


Figura 5.11 – Seleção de bombas. Fonte: Adaptado de Catálogo KBS.

Bomba Tipo Pump Type Tipo de Bomba	KSB MEGANORM KSB MEGABLOC KSB MEGACHEM	Tamanho Size Tamaño	40-250	KSB
Oferta nº Project - No. Oferta - nº	Item nº Item - No. Pos. - nº	Velocidade Nominal Nom. Rotative Speed Velocidad Nominal	1750 rpm	

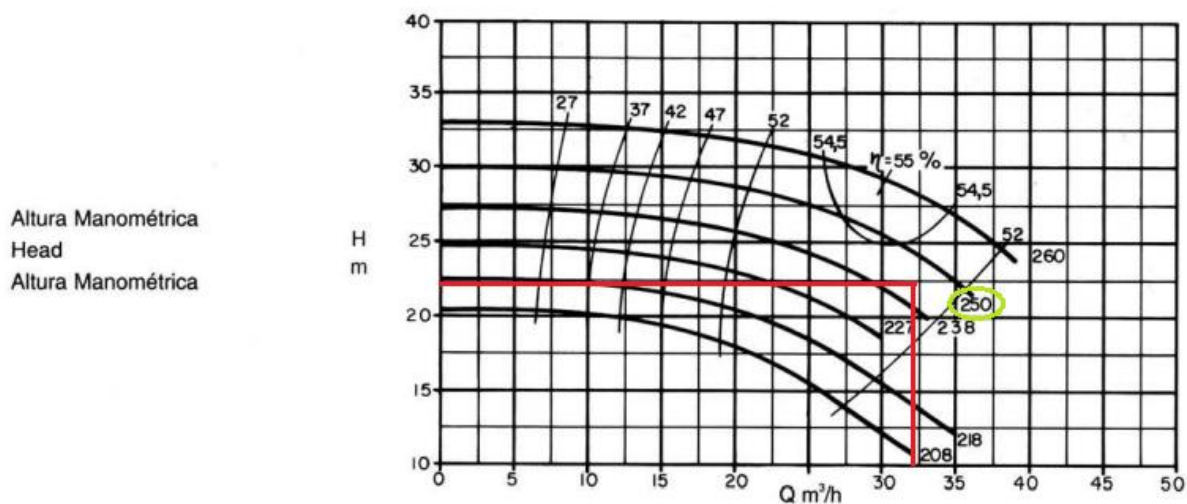


Figura 5.12 – Curva característica da bomba selecionada. Fonte: Adaptado de Catálogo KBS.

Portanto, fazendo as substituições dos valores do BEP ($H_{bep}=26\text{m}$, $Q_{bep}=28\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ e $\eta=55\%$) da bomba nas equações apresentadas, tem-se:

$$h = \frac{1,2}{0,55^{1,1}} = 2,3162 \quad (3.11)$$

$$q = \frac{1,2}{0,55^{0,55}} = 1,6672 \quad (3.12)$$

$$h = \frac{H'_t}{H_b} \therefore H_t = h \times H_b = 2,3162 \times 26 = 60,2\text{m} \quad (3.13)$$

$$q = \frac{Q'_t}{Q_b} \therefore Q_t = q \times Q_b = 1,6672 \times 28 = 46,7\text{m}^3/\text{h} \quad (3.14)$$

De agora em diante, utiliza-se o método de Rossi com as informações obtidas com o uso do método de Yang et. al (2012). Para a VRP 1.3, foi obtida a seguinte curva $Q \times H$ de predição do funcionamento da BFT para toda a faixa operacional no modo turbina e também a curva $Q \times \eta$, como mostrado nas Figuras 5.13 e 5.14.

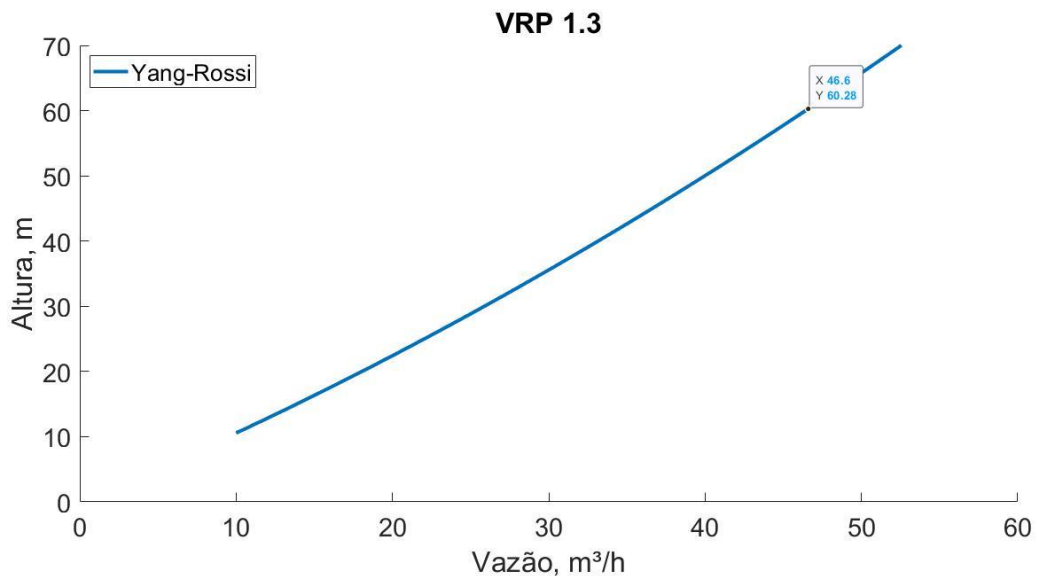


Figura 5.13 – Curva $Q \times H$ da BFT obtida para a VRP 1.3 com o uso do método de Rossi (2019).

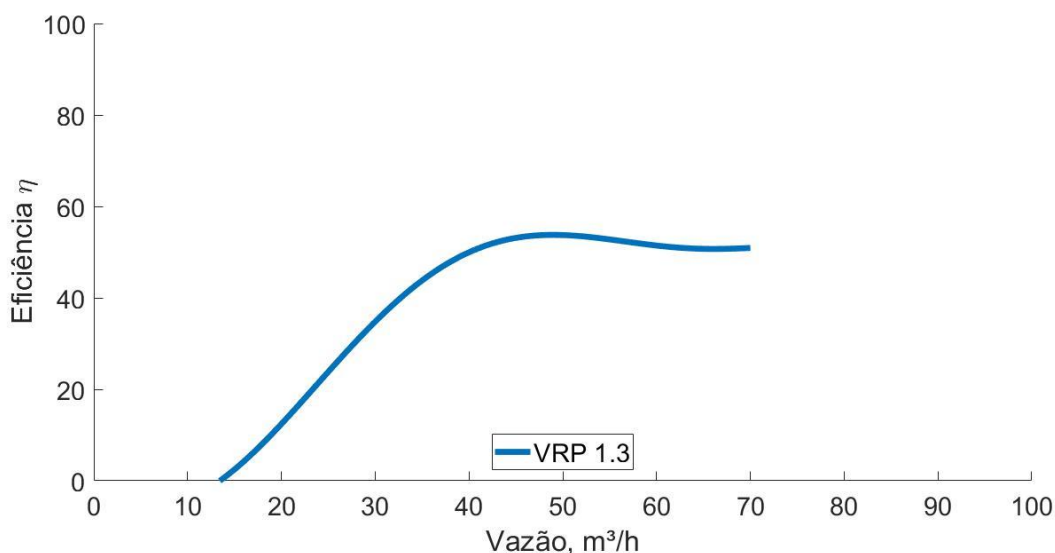


Figura 5.14 – Curva $Q \times \eta$ da BFT obtida para a VRP 1.3 com o uso do método de Rossi (2019).

De maneira análoga, a seleção de bombas e o cálculo de predição pelo método de Yang et al (2012) foram obtidos e dispostos nas Tabelas 5.5 e 5.6. Em seguida, também são apresentados os gráficos com as curvas $Q \times H$ da BFT obtida com o uso do método de Rossi (2019) nas Figuras 5.15, 5.16, 5.17 e 5.18. As curvas $Q \times \eta$ para cada bomba selecionada também estão dispostas nas Figuras 5.19, 5.20, 5.21 e 5.22.

Tabela 5.5 – Dados sobre o modelo das bombas selecionadas.

VP R	Q _b (m ³ /h)	H _b (m)	Bomba	Rotação (rpm)	Rotor (mm)	Q _{bep} (m ³ /h)	H _{bep} (m)	η máx.
1.3	31,74	21,94	KSB MEGANORM 40-250	1750	250	28	26	0,55
2.4	163,79	36,78	KWP O 100-080-400	1450	280	105	45	0,718
3.1	52,66	36,81	KSB MEGANORM 40-200	1750	209	26	20	0,58
3.2	50,53	51,77	KSB MEGANORM 40-250	1750	260	30	29	0,55
6.1	24,82	62,88	KSB MEGANORM 50-250	1750	260	46	30,5	0,64

Tabela 5.6 – Dados de previsão da BFT como turbina no BEP.

VRP	Método de Yang et. al (2012)		
	Qt (m ³ /h)	Ht (m)	η
1.3	46,68096	60,22206	0,55
2.4	151,1827	77,74221	0,718
3.1	42,09875	43,69588	0,58
3.2	50,01532	67,17076	0,55
6.1	70,557	59,79751	0,64

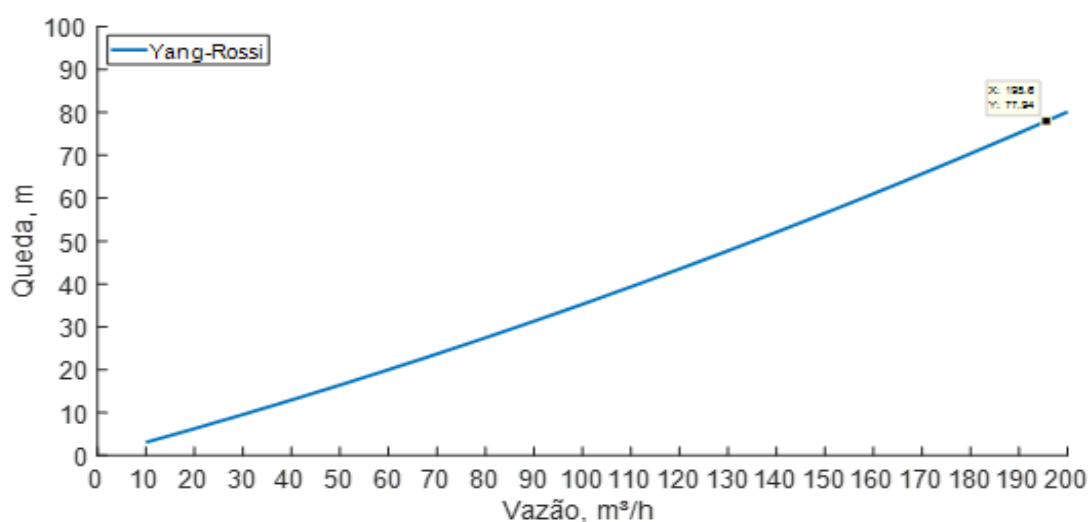


Figura 5.15 – Curva HxQ da BFT obtida para a VRP 2.4 com o uso do método de Rossi (2019).

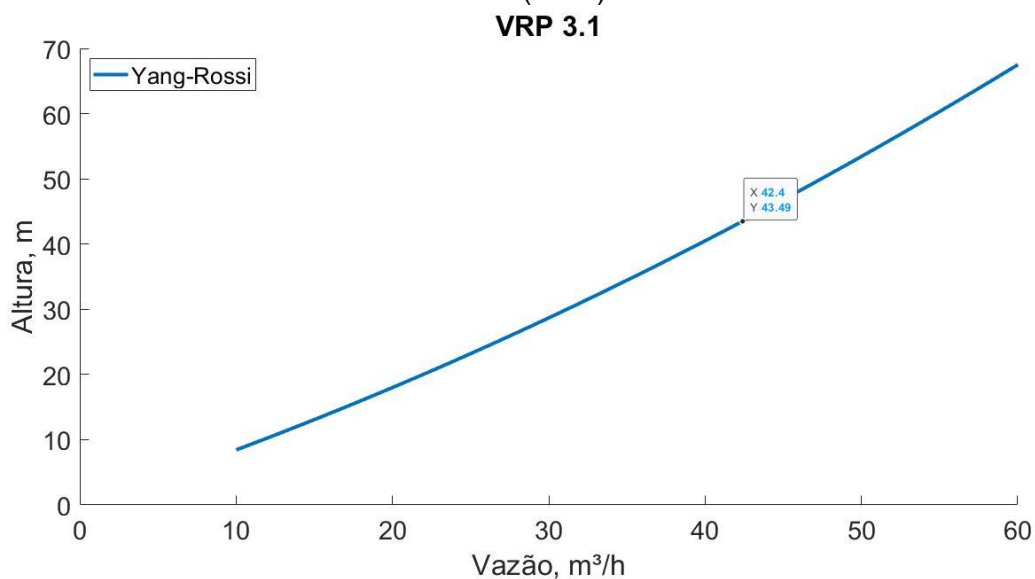


Figura 5.16 – Curva HxQ da BFT obtida para a VRP 3.1 com o uso do método de Rossi (2019).

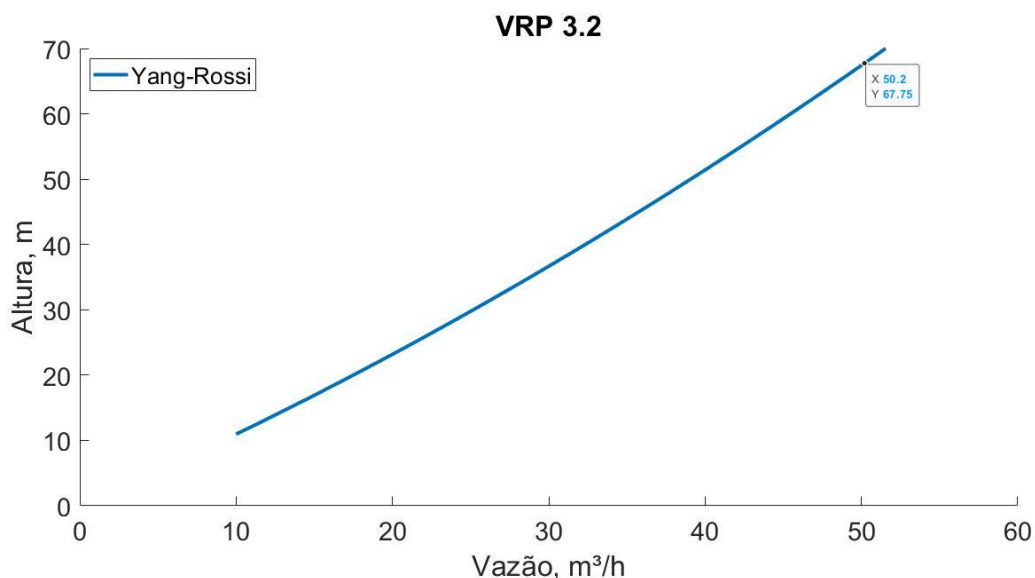


Figura 5.17 – Curva HxQ da BFT obtida para VRP 3.2 com o uso do método de Rossi (2019).

Com as curvas adquiridas pelo método de Rossi (2019) em combinação com o método de Yang (2012), que mostrou os melhores resultados, é possível verificar a faixa de operação das bombas selecionadas para funcionar como turbina em substituição às válvulas redutoras de pressão. Essas curvas contribuem para uma mais adequada visualização do funcionamento das BFTs quando a vazão não é constante. Desta forma, o uso das BFTs fica ampliado e com uma faixa de operação de sua performance apresentada de forma válida, mostrando não só apenas a região das curvas de Q x H mas também da eficiência em vários pontos de vazão.

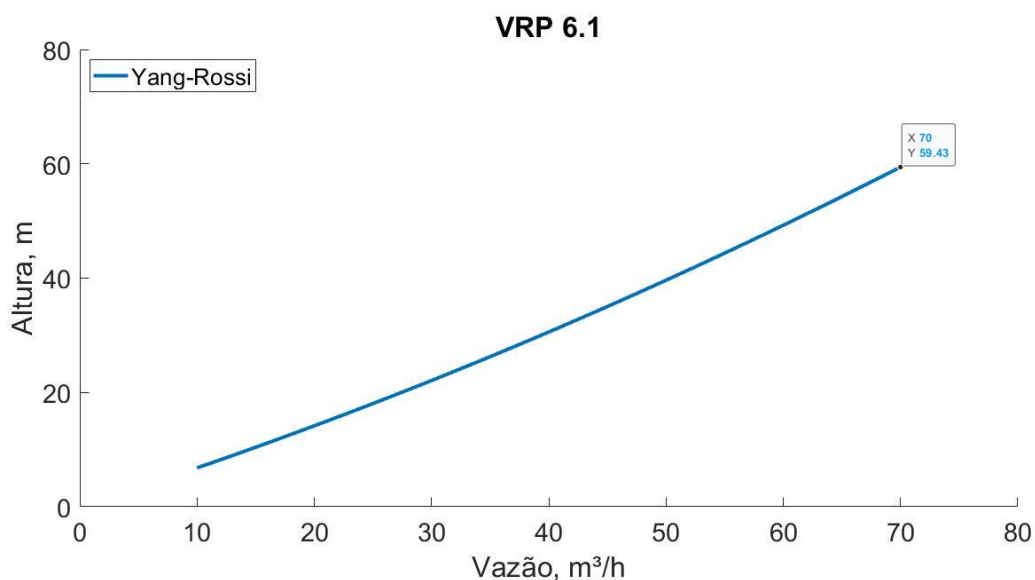


Figura 5.18 – Curva HxQ da BFT obtida para VRP 6.1 com o uso do método de Rossi (2019).

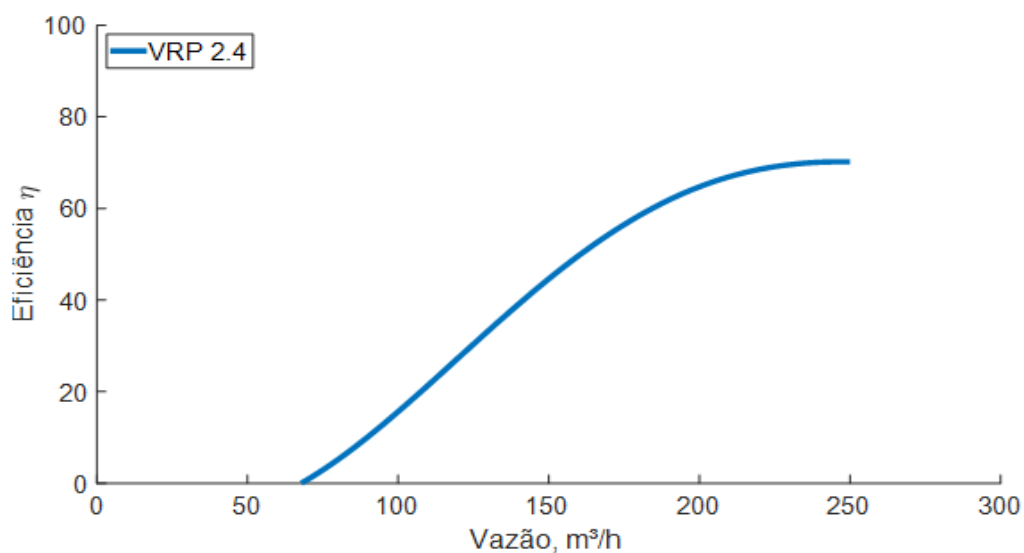


Figura 5.19 – Curva $\eta \times Q$ da BFT obtida para a VRP 2.4 com o uso do método de Rossi (2019).

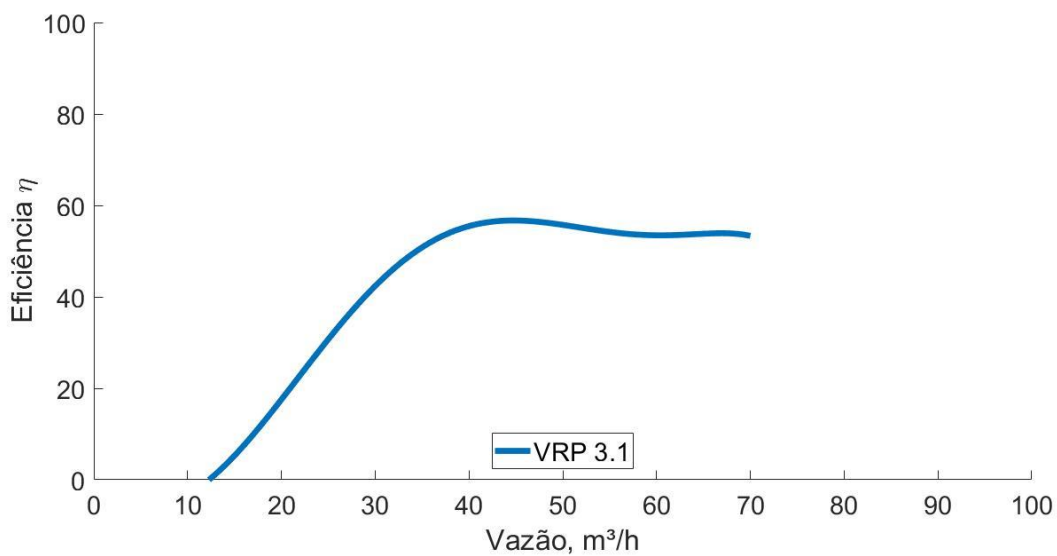


Figura 5.20 – Curva $\eta \times Q$ da BFT obtida para a VRP 3.1 com o uso do método de Rossi (2019).

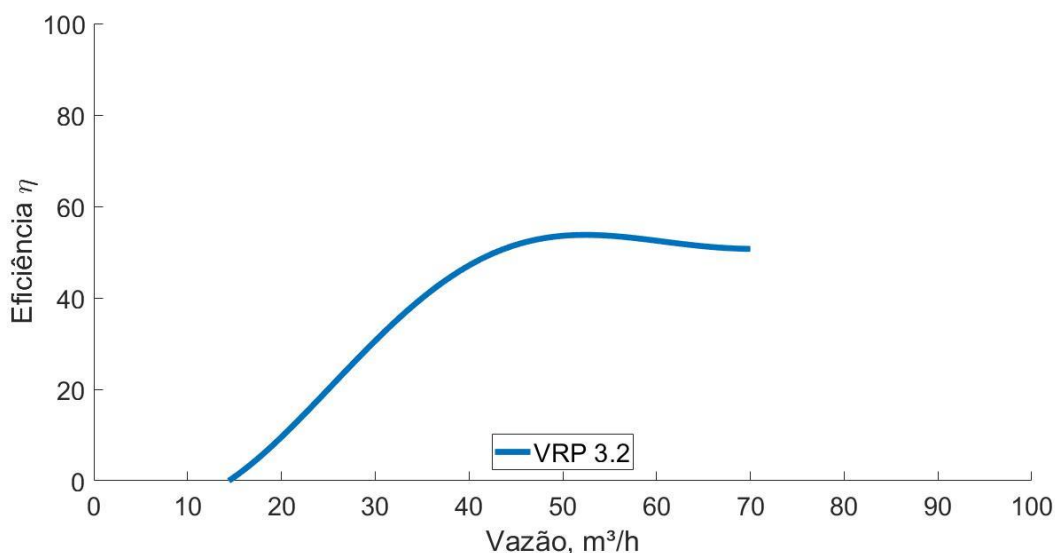


Figura 5.21 – Curva $\eta \times Q$ da BFT obtida para a VRP 3.2 com o uso do método de Rossi (2019).

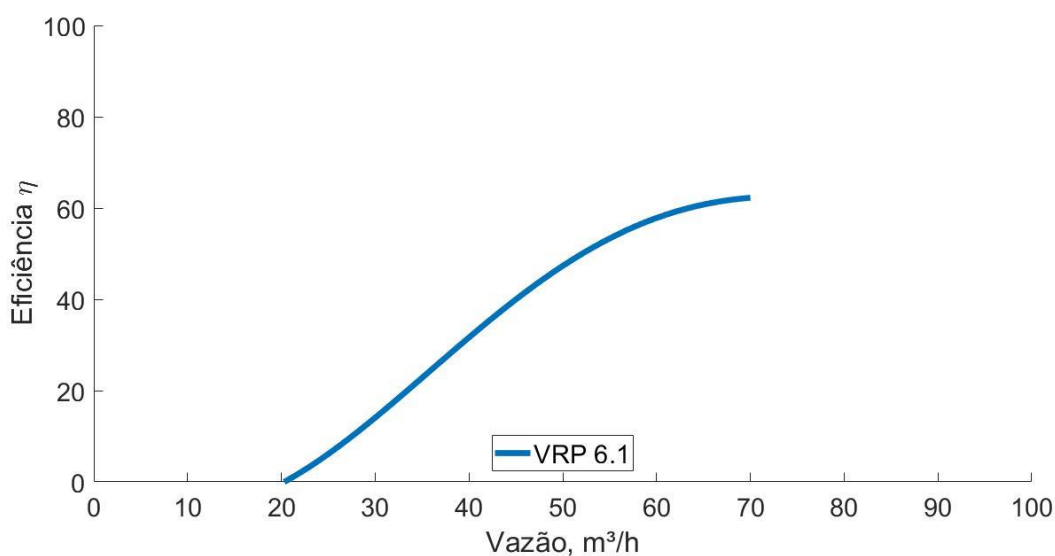


Figura 5.22 – Curva $\eta \times Q$ da BFT obtida para a VRP 6.1 com o uso do método de Rossi (2019).

Ao alcançar as curvas de $H \times Q$ e $\eta \times Q$ da BFT no modo turbina, percebe-se que a estimativa da faixa de operação da BFT é bem mais satisfatória do que apenas a previsão do BEP, pois desta maneira, pode-se verificar vários pontos de vazão, altura e eficiência em que a turbina poderá operar. Contudo, como se trata de uma avaliação teórica, não se deve descartar o uso dos métodos no BEP, pois são procedimentos auxiliares para encontrar as curvas características da BFT e sem eles essa avaliação não seria possível.

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi efetuada um estudo sobre bombas funcionando como turbinas (BFT), desde o histórico sobre as primeiras pesquisas nesse campo, apresentando-se os diversos métodos de seleção para previsão de seu funcionamento no modo turbina. Após isso, foram apresentados estudos experimentais com BFTs, apresentando suas principais curvas características e também os valores de vazão, altura e eficiência no BEP, revelando a maneira na qual foram conduzidos os estudos e os diversos métodos de predição (usando BEP ou outra característica da bomba) e também uma breve referência sobre as suas vantagens e desvantagens. Foi também realizada uma comparação entre três métodos de predição da BFT no BEP, aplicando-os em estudos de casos citados que tinham em sua proposta a análise empírica, para que assim pudesse ser feita a verificação e validação entre os valores calculados pelos métodos e os valores medidos experimentalmente. Aplicou-se primeiramente os métodos no BEP e em seguida, utilizou-se os valores no BEP no método de Rossi. Desta maneira, pode-se escolher o método que melhor se adaptou aos estudos, que no caso foi o método de Yang et al (2012) para o BEP, em conjunto com o método de método de Rossi (2019), para gerar as curvas $Q \times H$ e $Q \times \eta$, em uma faixa de operação fora do melhor ponto de eficiência, como foi discutido na seção 4.

Nos estudos de caso analisados, os resultados do modelo proposto por Yang et al (2012) são totalmente aceitáveis, por causa dos valores de erros encontrados. Em contrapartida, observa-se que os resultados reproduzidos pelo método de Rossi (2019), apesar de próximos, para um caso real, precisariam de ajustes, fato que pode ser observado pela comparação da aplicação desse método com as curvas obtidas experimentalmente pelos trabalhos apresentados na seção 4. Portanto, admite-se que tais resultados são aproximados e como diz Rossi (2019), o erro é de cerca de $\pm 7\%$, ou seja, são resultados que poderiam ser aperfeiçoados, porém são confiáveis para as aplicações em projetos de engenharia.

Com relação à recuperação de energia, para o caso de estudos realizado, o sistema de abastecimento de água da Vila Permanente, em Tucuruí. foi encontrado o valor total de 503.334,82 KW/h. Neste estudo foi de mostrado a viabilidade da instalação de BFTs para a substituição de válvulas reguladores de pressão, VRP,

Como sugestão de trabalho futuro, seria interessante a verificação da viabilidade da implantação do equipamento no caso do SAA da Vila Permanente, apresentado na seção 5. É recomendado realizar ensaios com as bombas selecionadas, de modo a apresentar as curvas reais da BFT no modo turbina com nas condições operacionais e a comparação com os resultados teóricos obtidos neste trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADEDEJI, K. B., HAMAM, Y., ABE, B. T., & ABU-MAHFOUZ, A. M. (2018). **Pressure management strategies for water loss reduction in large-scale water piping networks: A review**. *Advances in hydroinformatics*, 465-480.

AGOSTINELLI, A., & SHAFER, L. (2013). **Centrifugal pumps as hydraulic turbines**. *Power Fluids*, 7(3), 5-7.

ALATORRE-FRENK, C. (1994). **Cost minimisation in micro-hydro systems using pumps-as-turbines** (Doctoral dissertation, University of Warwick).

ALVES, Danilo Derick Silva. **Contribuição para o estudo e a aplicação de bombas funcionando como turbinas na geração descentralizada**. 2010. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Minas Gerais.

ANDRADE Furtado, Gilton Carlos de; Amarante Mesquita, André Luiz; Morabito, Alessandro; Hendrick, Patrick; Hunt, Julian D. **Using hydropower waterway locks for energy storage and renewable energies integration**. *APPLIED ENERGY*, v. 275, p. 115361, 2020.

BARBARELLI, S.; AMELIO, M.; FLORIO, G. **Predictive model estimating the performances of centrifugal pumps used as turbines**. *Energy*, v. 107, p. 103-121, 2016.

BINAMA, M., Su, W. T., Li, X. B., Li, F. C., WEI, X. Z., & AN, S. (2017). **Investigation on pump as turbine (PAT) technical aspects for micro hydropower schemes: A state-of-the-art review**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79, 148-179.

BRENTAN, B., MEIRELLES, G., LUVIZOTTO Jr, E., & IZQUIERDO, J. (2018). **Joint operation of pressure-reducing valves and pumps for improving the efficiency of water distribution systems**. *Journal of Water Resources Planning and Management*, 144(9), 04018055.

BUSE, F. et al. Using centrifugal pumps as hydraulic turbines. 1981.

C. ALATORRE-FRENK, C.; TRONCOSO-TORREZ, K. **Pequeños aprovechamientos hidráulicos para generación de energía. Diseño de una microcentral para Ticuahutipan, Ver.** (BEng Thesis), FI-IJNAM, Mexico, 1998.

CARRAVETTA, A., FECAROTTA, O., DEL GIUDICE, G., & RAMOS, H. (2014). **Energy recovery in water systems by PATs: A comparisons among the different installation schemes.** *Procedia Engineering*, 70, 275-284.

CHAPALLAZ, J. M.; EICHENBERGER, P.; FISCHER, G.; **Manual on Pumps Used as Turbines;** MHPG Series; Vol. 11; Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH; Germany, 1992.

CHILDS, S. M. Convert pumps to turbines and recover HP. **Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner**, v. 41, n. 10, p. 173-174, 1962.

CREACO, Enrico; WALSKI, Thomas. **Economic analysis of pressure control for leakage and pipe burst reduction.** *Journal of Water Resources Planning and Management*, v. 143, n. 12, p. 04017074, 2017.

CRUZ, Mario. **Unidad montada resbalón de alta presión de la bomba (JC230) para aerogeneradores de baja potencia.** *Universidad, Ciencia y Tecnología*, v. 13, n. 53, p. 329-338, 2009.

CUSTÓDIO, L. M., AVELAR, L., VALAMIEL, V., CARDOSO, R. B., & LOPES, R. E. (2018). **Utilização de bomba funcionando como turbina operando à frequência variável como alternativa de geração de energia.** *Revista Brasileira de Energias Renováveis*, 7(1).

DERAKHSHAN, S.; NOURBAKHS, A. **Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation.** *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32, p. 1620-1627, 2008.

FERNANDEZ, J. et al. Performance of a centrifugal pump running in inverse mode. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, v. 218, n. 4, p. 265-271, 2004.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**, ed. Guanabara dois, 1981.

GROVER, K. M. Conversion of pumps to turbines. **GSA Inter corp., Katonah, New York**, 1980.

GUPTA, Aditya; KULAT, K. D. **A selective literature review on leak management techniques for water distribution system.** *Water resources management*, v. 32, n. 10, p. 3247-3269, 2018.

GUPTA, Aditya; KULAT, K. D. A selective literature review on leak management techniques for water distribution system. **Water resources management**, v. 32, n. 10, p. 3247-3269, 2018.

HANCOCK, J. W. Centrifugal pump or water turbine. **Pipe Line News**, v. 6, p. 25-27, 1963.

ISBASOIU, E. C., STANESCU, P., MARIUS, S. T., & ANCA, C. (2007). **Swirling flows in the suction sumps of vertical pumps. Experimental.**

ISBĂȘOIU, Eugen Constantin et al. Using standard pumps as turbines. In: **CEEX2007 Conference**. 2007.

JAIN, S.; PATEL, R. **Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 30, p. 841–868, 2014.

KNAPP, R. T. Centrifugal-pump performance as affected by design features. **Transactions of the ASME**, p. 251-260, 1941.

LEWINSKY-KESSLITZ, Heinz-Peter. Pumpen als turbinen für Kleinkraftwerke. **Wasserwirtschaft**, v. 77, n. 10, p. 531-537, 1987.

LOPES, Rafael Emilio et al. O Uso de Bombas Funcionando como Turbinas Acionando Geradores de Indução. In: II Congresso de Inovação em Energia Elétrica. 2003.

LUENEBURG, R.; NELSON, R. M. Hydraulic power recovery turbines. **Centrifugal pumps: Design and applications**, p. 246-282, 1985.

M. RENZI, A. NIGRO, M. ROSSI, **A methodology to forecast the main non-dimensional performance parameters of pumps-as-turbines (PaTs) operating at Best Efficiency Point (BEP)**. Renew Energy. 160 (2020) 16–25. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.05.165>.

MCCLASKEY, B. M.; LUNDQUIST, J. A. Hydraulic-power recovery turbines. In: **Mechanical Engineering**. 345 E 47TH ST, NEW YORK, NY 10017: ASME-AMER SOC MECHANICAL ENG, 1977. p. 106-106.

MEIRELLES, G., MANZI, D., BRENTAN, B., GOULART, T., & LUVIZOTTO, E. (2017). **Calibration model for water distribution network using pressures estimated by artificial neural networks**. Water Resources Management, 31(13), 4339-4351.

MESQUITA, A. L. A., SILVA, L., ABRAHIM JÚNIOR, O., PEREIRA, J. A. R., & SILVA, A. C. P. (2006). **Aspectos importantes na utilização de bombas centrifugas em velocidade variável para a redução do consumo de energia**. VI SEREA-Seminário Iberoamericano sobre Sistemas de Abastecimento Urbano de Água, Anais... João Pessoa: Universidade Federal do Pará, 1-15.

PÉREZ-SÁNCHEZ, Modesto; LÓPEZ-JIMÉNEZ, P. Amparo; RAMOS, Helena M. **Modified affinity laws in hydraulic machines towards the best efficiency line.** *Water resources management*, v. 32, n. 3, p. 829-844, 2018.

RAWAL, Sonia et al. Numerical simulation on a pump operating in a turbine mode. In: **Proceedings of the 23rd international pump users symposium.** Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 2007.

RENZI, Massimiliano; NIGRO, Alessandra; ROSSI, Mosè. **A methodology to forecast the main non-dimensional performance parameters of pumps-as-turbines (PaTs) operating at Best Efficiency Point (BEP).** *Renewable Energy*, v. 160, p. 16-25, 2020.

ROSSI, Mosè et al. **Energy recovery in oil refineries by means of a Hydraulic Power Recovery Turbine (HPRT) handling viscous liquids.** *Applied Energy*, v. 270, p. 115097, 2020.

ROSSI, Mosè; NIGRO, Alessandra; RENZI, Massimiliano. **Experimental and numerical assessment of a methodology for performance prediction of Pumps-as-Turbines (PaTs) operating in off-design conditions.** *Applied Energy*, v. 248, p. 555-566, 2019.

ROSSI, Mosè; NIGRO, Alessandra; RENZI, Massimiliano. **Experimental and numerical assessment of a methodology for performance prediction of Pumps-as-Turbines (PaTs) operating in off-design conditions.** *Applied Energy*, v. 248, p. 555-566, 2019.

ROSSI, Mosè; RIGHETTI, Maurizio; RENZI, Massimiliano. **Pump-as-Turbine for energy recovery applications: the case study of an aqueduct.** *Energy Procedia*, v. 101, p. 1207-1214, 2016.

SANTOS, S. L; *Bombas & Instalações Hidráulicas.* LCTE Editora. São Paulo, 2007.

SOUZA, D. E. S. E; MESQUITA, A. L. A.; BLANCO, C. J. C. Pump-as-turbine for energy recovery in municipal water supply networks. A review. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 43, n. 11, p. 489, 2021.

SHARMA, K. J. K. E. C. (1985). **Small hydroelectric project-use of centrifugal pumps as turbines.** *Kirloskar Electric Co., Bangalore, India.*

STEFANIZZI, M., TORRESI, M., FORTUNATO, B., & CAMPOREALE, S. M. (2017). **Experimental investigation and performance prediction modeling of a single stage centrifugal pump operating as turbine.** *Energy Procedia*, 126, 589-596.

STEPANOFF, Alexey Joakim. Centrifugal and axial flow pumps. **Theory, Design, and Application**, 1957.

TABER, George; CRANSTON, R. I. Improving Pump Efficiency. **HPAC Engineering**—april, 2011.

TEUTEBERG, Bernhard Hein. **Design of a pump-as-turbine microhydro system for an abalone farm.** 2010. Tese de Doutorado. Stellenbosch: University of Stellenbosch.

THOMA, D.; KITTREDGE, C. P. Centrifugal pumps operated under abnormal conditions. **Journal of Power Sources**, v. 73, n. 1, p. 881-884, 1931.

TSUTIYA, M. T. **Abastecimento de água: Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo**, 643p. São Paulo, p. 42, 2006.

VENTURINI, M., MANSERVIGI, L., ALVISI, S., & SIMANI, S. (2018). **Development of a physics-based model to predict the performance of pumps as turbines.** *Applied Energy*, 231, 343-354.

VIANA, A. N. C. **Bombas Funcionando como Turbina.** Rio de Janeiro, Synergia Editora, 2012.

VIANA, A.N.C.; **Comportamento de Bombas Centrífugas Funcionando como Turbinas Hidráulicas;** Dissertação de Mestrado; EFEL; Itajubá; Dezembro, 1987.

Williams, A. A. (1994). **The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods.** *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 208(1), 59-66.

YANG, S.; DERAKHSHAN, S. KONG, F. **Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance.** *Renewable Energy*, 48, p. 507-513, 2012.

YANG, Sun-Sheng et al. **Effects of impeller trimming influencing pump as turbine.** *Computers & Fluids*, v. 67, p. 72-78, 2012.

