



**MÁRIO RUI FILIPE
MACHADO**

**MICROTURBINAS EM REDES DE ABASTECIMENTO
DE ÁGUA**



**MÁRIO RUI FILIPE
MACHADO**

**MICROTURBINAS EM REDES DE ABASTECIMENTO
DE ÁGUA**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Sistemas Energéticos Sustentáveis, realizada sob a orientação científica do Doutor António Gil d'orey de Andrade Campos, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

Dedico este trabalho à minha família, por todo o apoio, esforço, empenho e sobretudo por todo o amor que nos une.

o júri

presidente

Prof. Doutor Luís António da Cruz Tarelho
professor auxiliar, Departamento de Ambiente e Ordenamento, Universidade de Aveiro

vogal - Arguente principal

Prof. Doutor João Alexandre Dias de Oliveira
professor auxiliar, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro

vogal - Orientador

Prof. Doutor Antonio Gil d'orey de Andrade Campos
professor auxiliar, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro

agradecimento

Agradeço à minha Mãe e ao meu Pai que tanto lutaram para dar um rumo à minha vida e por todos os valores que me passaram. Agradeço à minha Irmã pelo apoio que me deu durante a realização deste trabalho. Agradeço ao meu amigo Fernando Lourenço pela ajuda no desenvolvimento da ferramenta numérica com as suas explicações tornou a realização do trabalho mais claro. Agradeço aos meus grandes amigos António, Zé, Carlos, Miguel, Tomás, Júlio, João e todos os outros colegas pelo apoio incondicional. Agradeço também ao André Rodrigues pela ajuda na tradução do resumo e de algumas expressões. Agradeço ao Professor Doutor António Gil d'orey de Andrade Campos, por toda a simpatia e dedicação que mostrou ao longo da orientação desta dissertação, e que sem ele tudo seria mais complicado. Agradeço ao grupo GRIDS pelas palavras de apoio. Agradeço à Bernardete Coelho pela disponibilidade e amabilidade aquando a contactei.

palavras-chaves

Sistemas de abastecimento, válvulas redutoras de pressão, microturbinas hidráulicas, produção de energia elétrica.

resumo

Nos dias de hoje a sociedade exige níveis qualitativos de vida cada vez mais elevados, o que torna prioritária a concepção de sistemas eficientes, não poluidores, económicos e diversificados que permitam uma gestão integrada e racionalizada de recursos tão escasso como é o da água e da energia. Em sistemas de abastecimento de água, o uso de válvulas redutoras de pressão (VRP) visa a uniformização e controlo de pressões, promovendo uma perda de carga localizada que dissipa a energia hidráulica presente através da redução dos valores de pressão a jusante. Estas são fundamentais no controlo e redução de pressão.

A utilização de microturbinas é uma alternativa sustentável para o controle de pressão e, simultaneamente, para a produção de energia elétrica. Trata-se de um método de mitigação para controlar as perdas referidas convergindo no âmbito da eficiência energética.

Na perspectiva de promover um aproveitamento de energia nas redes de abastecimento de água, o presente trabalho sugere a substituição de válvulas redutoras de pressão (VRP) por microturbinas. Desse modo, apresenta-se um método automático de seleção de (i) local para implementação e (ii) projeto de microturbinas para sistemas de abastecimento de água.

Para a modelação do funcionamento dos sistemas hidráulicos recorre-se ao simulador hidráulico EPANET. Esta ferramenta possibilita avaliação de caudais e pressões em todos os pontos da rede durante um determinado intervalo de tempo.

A metodologia desenvolvida permite selecionar o local ideal no sistema hidráulico através de uma análise de cada secção conduta-nó escolhendo-se a melhor opção baseada na produção de energia. Depois da localização procede-se à seleção do tipo de turbina (Kaplan, Francis, Pelton e Cross-flow) que vai depender das características do sistema hidráulico. Na etapa seguinte apresenta-se os resultados obtidos pela turbina nomeadamente a produção de energia elétrica anual, o investimento necessário, o tempo de retorno e a rentabilização ao final de um período de 25 anos. Na última etapa da metodologia, de forma avaliar o comportamento do sistema final, realiza-se uma nova simulação da rede mas tendo em conta a introdução da microturbina no local.

Apresentam-se alguns casos de estudo que validam a ferramenta desenvolvida. A metodologia desenvolvida é comparada com um caso de estudo real. Em ambos os exemplos simulados a metodologia aplicada permite obter soluções com ganhos energéticos significativos associados ao sistema. Apenas num dos exemplos se observaram que a implementação da microturbina no sistema hidráulico não seria economicamente rentável.

Keywords

Water supply systems, pressure reducing valves, hydraulic microturbines, electric generation.

abstract

Nowadays, society lives on increasing quality of life standards, which makes a priority, the creation of energy systems that are efficient, environmental friendly, cost effective and technologically diversified for a rationalized management of energy resources. In water supply systems, the use of pressure reducing valves, controls pressures and promotes located load pressures that will evaporate hydraulic energy, is of vital importance.

In alternative, you can use micro turbines who besides stated before, it simultaneously produces electric energy. This mitigation process, because it controls the losses, which means that it aims for energy efficiency.

Based on this concept, the aim of this paper is to suggest the replacement of the traditional pressure reducing valves for micro turbines. This way, it is presented an automatic method of test field to implement the micro turbines project for systems of water supply.

A hydraulic simulator EPANET is used to give data about the functioning of hydraulic systems.

The designed methodology allows selecting the ideal location in the hydraulic system through an analysis of each conduct node section by choosing the best option for energy production. Then we select the turbine (Kaplan, Francis, Pelton and Cross-flow) that will be selected according the characteristics of the hydraulic system. In the next step, it is presented the results of the turbine performance like its yearly energy production, budget needed, return time and profitability in a 25 year period. For the last step, to evaluate the behaviour of our final system, we run a new simulation, accounting the introduction of the micro turbine in the designed location.

This tool is explained in some case studies, and validates its purpose and effectiveness. The methodology created is compared with a real life case study. In both examples the simulated applied methodology allows significant energy savings associated with the system. Only in one of the examples, it was remarked that the introduction of a micro turbine in the hydraulic system would not be economically profitable.

Índice

Índice	I
Índice de figuras	III
Índice de tabelas	V
1. Introdução	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Objetivos	3
1.3 Guia de leitura	4
2. Estado da arte	5
2.1 Água e energia: Panorama nacional e mundial	5
2.2 Redes de abastecimento de água	7
2.2.1 Funcionamento das redes	8
2.2.2 Eficiência das redes	16
2.3 Simulador hidráulico	17
2.4 Turbinas	21
2.4.1 Turbinas de ação	22
2.4.2 Turbinas de reação	26
2.4.3 Seleção da turbina	30
2.4.4 Rendimento de vários tipos de turbina	30
2.5 Recuperação de energia hidráulica em sistemas de distribuição de água	33
2.5.1 Sistema de regulação por conduta forçada de uma barragem	33
2.5.2 Armazenamento de energia por bombagem	34
2.5.3 Bombas a funcionar como turbinas	35
2.5.4 Substituição de válvulas redutoras de pressão em sistemas de distribuição de água ...	36
2.6 Metodologias para o local ideal para implementação da microturbina ou PAT	38
3. Metodologia e Implementação	41
3.1 Descrição geral	41
3.1.1 Produção de energia elétrica	42
3.1.2 Seleção do local e escolha do tipo de turbina	43

3.1.3	Descrição do funcionamento das turbinas.....	44
3.1.4	Descrição da curva hidráulica da turbina.....	47
3.1.5	Análise financeira e económica	48
3.2	Implementação da metodologia	49
3.2.1	Construção do modelo de simulação do ciclo diário de abastecimento de água.....	49
3.2.2	Aplicação da metodologia de recuperação de energia hidráulica na rede de abastecimento de água.....	49
4.	Resultados	52
4.1	Validação utilizando um sistema de abastecimento básico	52
4.1.1	Descrição da rede de abastecimento de água	52
4.1.2	Resultados	55
4.2	Descrição da rede de abastecimento ramificada	59
4.2.1	Resultados	61
4.3	Sistema de abastecimento malhado	62
4.3.1	Descrição geral do sistema.....	62
4.3.2	Resultados obtidos com a ferramenta numérica e comparação	63
5.	Conclusão e perspectivas	71
5.1	Conclusão.....	71
5.2	Perspetivas futuras	72
	Bibliografia.....	75
	Anexos.....	77
A.1	Microturbina 1.0.....	77

Índice de figuras

Figura 1 - Energia primaria total consumida a nível mundial (International Energy Agency, 2014). 2	
Figura 2 - Peso das diferentes fontes de produção de eletricidade em Portugal Continental em 2014 (QUERCUS & APREN, 2015).	6
Figura 3 - Potencial Hidroelétrico utilizado na Europa (Filipe, 2011).	7
Figura 4 - Esquema dos tipos de rede: (a) malhada e (b) ramificada (Walski, et al., 2003).	8
Figura 5 - Esquema dos tipos de rede após rompimento de um tubo (Walski, et al., 2003).	9
Figura 6 - Linha piezométrica e linha de energia em escoamentos permanentes de líquidos perfeitos (Quintela, 2009).	11
Figura 7 - Modo genérico de funcionamento de uma VRP convencional (Ramos, Covas, & Araújo, 2004)	15
Figura 8 - Turbina Pelton (Quintela, 2009).	22
Figura 9 - Principio de funcionamento de uma turbina (Rocha, 2008).	23
Figura 10 - (a) Esquema global de uma turbina Cross-flow e (b) principio de funcionamento (Rocha, 2008).	24
Figura 11 - Curva de eficiência de uma turbina Cross-flow para várias gamas de caudal, em relação ao caudal nominal (Rocha, 2008).	25
Figura 12 - Turbina Francis (Quintela, 2009).	27
Figura 13 - Curva de eficiência de uma turbina Francis ao longo de uma gama de caudais, relativamente ao caudal nominal, para diferentes velocidades específicas (Rocha, 2008).	28
Figura 14 - Turbina Kaplan (Quintela, 2009).	29
Figura 15 - Curva de eficiência de uma turbina Francis, Kaplan e Pelton para varias gamas de caudal, em relação ao caudal nominal (Rocha, 2008).	29
Figura 16 - Campos de aplicação abrangidos por varios tipos de turbina (Rocha, 2008).	32
Figura 17 – Representação esquemática do sistema de recuperação de energia (Vilanova & Balestieri, 2014).	34
Figura 18 – Representação esquemática do sistema de armazenamento de energia por bombagem (Vilanova & Balestieri, 2014).	35
Figura 19 - Curvas típicas do desempenho de (a) bomba com funcionamento normal e (b) como turbina (Ramos, Covas, & Araújo, 2004).	36
Figura 20 – Representação esquemática do sistema de recuperação de energia substituindo diapositivo de pressão (Vilanova & Balestieri, 2014).	37
Figura 21 – Representação esquemática de instalação de uma PAT num sistema de distribuição (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012).	40
Figura 22 - Diagrama Q-H que indica a região de funcionamento de cada turbina (Bumba, 2012).	43
Figura 23 - Esquema da metodologia desenvolvida e implementada neste trabalho.	50

Figura 24 – Representação esquemática da rede de abastecimento da água utilizada para simulação no sistema de abastecimento básico.....	53
Figura 25 - Variação do consumo de água considerada para os nós de consumo do sistema de abastecimento básico.....	54
Figura 26 - Variação do caudal na conduta 14 do sistema de abastecimento de água.	54
Figura 27 - Variação do nível do reservatório 16 do sistema de abastecimento de água.....	55
Figura 28 - Variação de energia disponível para o local 12 do sistema de abastecimento básico.	55
Figura 29 - Diagrama <i>Q-H</i> que indica a região de funcionamento da microturbina do sistema de abastecimento básico.....	56
Figura 30 - Curva hidráulica da microturbina do sistema de abastecimento básico.	57
Figura 31 - Variação de caudal nas condutas 14 e 15 do sistema de abastecimento de água.	58
Figura 32 – Pressão no local no sistema de abastecimento básico.	59
Figura 33 – Representação esquemática da rede de abastecimento básico com a introdução da microturbina na rede.	59
Figura 34 – Representação esquemática da rede de abastecimento ramificada.....	60
Figura 35 - Variação do caudal na conduta 14 do sistema de abastecimento ramificado.	60
Figura 36 - Variação do nível no reservatório 16 do sistema de abastecimento de água.....	61
Figura 37 – Representação esquemática da rede de abastecimento de água utilizada para simulação no sistema de abastecimento malhado (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012).	63
Figura 38 - Consumo de água considerada pelo sistema de abastecimento de água malhado (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012).	63
Figura 39 - Variação de energia gerada para os locais J85, J86 e J104 do sistema de abastecimento de água malhado.	64
Figura 40 - Localização do segmento com maior potencial energético determinado pela ferramenta MicroTurbina 1.0.....	65
Figura 41 - Diagrama <i>Q-H</i> que indica a região de funcionamento da microturbina do sistema de abastecimento malhado.	65
Figura 42 - Curva hidráulica da microturbina para o sistema de abastecimento malhado.....	66
Figura 43 - Variação do caudal nas condutas P111 e 112 do sistema de abastecimento de água malhado.....	67
Figura 44 - Pressão no local no sistema de abastecimento de água malhado.	67
Figura 45 - Localização da microturbina no sistema de abastecimento.	68
Figura 46 - Variação da pressão no local no sistema de abastecimento.	69
Figura 47 - a) Localização da microturbina na rede e b) Localização das PAT's por (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) na rede.....	70
Figura 48 - Curvas hidráulicas das PAT e das microturbinas obtida por (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) e pela ferramenta numérica.....	70

Índice de tabelas

Tabela 1 - Classificação das Turbinas (Bumba, 2012).	44
Tabela 2 - Propriedades consideradas para as tubagens e os nós da rede representada no sistema de abastecimento básico.	53
Tabela 3 - Resultados obtidos pela ferramenta MicroTurbina 1.0 para o sistema de abastecimento básico.	57
Tabela 4 - Propriedades consideradas para os nós da rede apresentada no sistema de abastecimento básico.....	60
Tabela 5 - Resultados obtidos pela ferramenta MicroTurbina 1.0 para o sistema de abastecimento ramificado.	61
Tabela 6 - Resultados obtidos pela ferramenta MicroTurbina 1.0 para o sistema de abastecimento malhado.....	66
Tabela 7 - Resultados obtidos pela ferramenta MicroTurbina 1.0 para o sistema de abastecimento.	68
Tabela 8 - Resultados obtidos: a) pelos autores (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) e b) pela ferramenta numérica.	69

1. Introdução

Este capítulo compreende o enquadramento do tema da dissertação, bem como a motivação para o seu desenvolvimento e objetivos a serem alcançados.

1.1 Enquadramento

As sociedades modernas necessitam cada vez mais energia para o seu conforto e bem-estar, sendo o setor energético a base do seu desenvolvimento social e económico. O consumo de energia, em geral, e o de eletricidade, em particular tende a crescer mais do que o PIB, mesmo num cenário de ganhos de eficiência energética assinaláveis. A melhoria do bem-estar e dos níveis de vida, tanto nos países industrializados como, por maioria de razão, nos países em vias de desenvolvimento, induzem um maior consumo de energia.

Segundo a Key World Energy Statistic 2014 da International Energy Agency, a principal fonte energética à escala mundial é o petróleo (35,8%), seguido pelo Gás Natural (25,8%) e o carvão (19,4%), como se pode ver na figura 1. Esta dependência dos combustíveis fósseis tem o inconveniente de proporcionar desigualdades no poder económico e na qualidade de vida dos países desenvolvidos e subdesenvolvidos, e fomentar o aquecimento global através da poluição atmosférica à escala global. Apesar da utilização de combustíveis fósseis ser generalizada, cerca de 25% da população mundial não têm acesso a eletricidade.

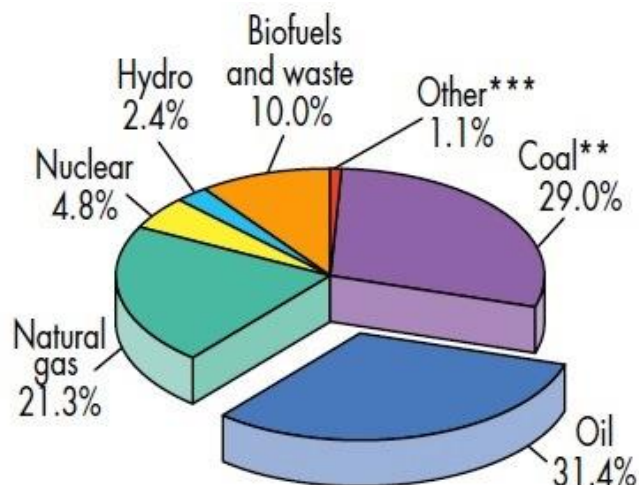


Figura 1 - Energia primaria total consumida a nível mundial (International Energy Agency, 2014).

Uma estratégia integrada das políticas energética e ambiental deverá encontrar um ponto de equilíbrio entre a viabilidade técnico-económica e as condicionantes ambientais, tendo em consideração a relação custo-eficácia e o desenvolvimento social e económico na promoção de um desenvolvimento sustentável, não perdendo de vista a segurança do abastecimento e sua competitividade.

A necessidade de reduzir o consumo de energia à escala global dita a necessidade de cada país desenvolver políticas energéticas capazes de cumprir metas. Tendo por base o compromisso assumido pelos países da União Europeia no âmbito do Protocolo de Quioto, os Estados Membros mobilizaram-se no sentido de adotar modelos energéticos que permitam alcançar um melhor desempenho no setor, não sendo Portugal exceção. Assim, esta experiência vai ao encontro de algumas linhas de ação da Política Energética Nacional, tais como ter em conta a energia no desenvolvimento sustentável, reduzir a intensidade energética, liberalização de mercado energético, aumentar a diversidade energética, promover a eficiência energética em 20%, promover as energias renováveis em 20%, redução de gases que promovem o aumento do efeito de estufa, nomeadamente o CO₂ em 20% até 2020.

Na área do abastecimento de água e saneamento de águas residuais, o grupo de Águas de Portugal (AdP) atua em todas as fases do ciclo urbano da água, integrando a captação, o tratamento e a distribuição de água para consumo público e a recolha, o tratamento e rejeição residuais urbanas e industriais, incluindo a sua reciclagem e reutilização. De acordo com o relatório de Sustentabilidade de 2013 do grupo AdP, em 2013 foram consumidos 701,055 MW/h de energia sob a forma de eletricidade. Atualmente existem 68 instalações consumidoras intensivas de energia nas empresas operacionais, 85% das quais pertencem ao setor de abastecimento e saneamento. Neste os consumos de eletricidade são mais elevados devido à necessidade de elevação da água e água residual. O aproveitamento dos ativos e recursos

endógenos permite a produção de energias alternativas, contribuindo para a descentralização da produção de energia elétrica e de combustíveis, utilizando fontes de energia não fósseis. As empresas de gestão de resíduos são as que mais contribuem para a produção de energias de fontes renováveis.

Em sistemas de abastecimento de água, o uso de válvulas redutoras de pressão visa a uniformização e controlo de pressões, promovendo uma perda de carga localizada. As válvulas redutoras de pressão (VRP), que dissipam a energia hidráulica presente através da redução dos valores a pressão a jusante, são fundamentais no controlo e redução de pressão. Porém, o seu uso reflete-se em energia dissipada. A utilização de microturbinas é uma alternativa sustentável para o controle de pressão e, simultaneamente, para a produção de energia elétrica.

Atualmente, o abastecimento e a conversão de energia procuram soluções cada vez mais eficientes, tanto a nível económico como ambiental. Neste sentido, a instalação de microturbinas nas redes de abastecimento de água surgem como uma solução quer na produção de energia elétrica, quer na otimização dos sistemas de abastecimento de água, convergindo, simultaneamente, com a Política Energética Nacional. Para esse efeito é necessário conceber sistemas eficientes, não poluidores, económicos e diversificados que permitam uma gestão integrada e racionalizada de um recurso tão escasso como é a água. Noutro sentido, a própria rede de abastecimento em Portugal é deficiente, uma vez que existe um consumo energético excessivo associado à bombagem e pressões desadequadas ao longo da rede. Este consumo energético adicional representa uma grande fatura podendo ser corrigido com a otimização da rede e com a reconversão de energias perdidas.

1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho que culminou nesta dissertação consiste no desenvolvimento de uma ferramenta que promove a seleção de microturbina hidráulicas para um sistema de abastecimento de água de uma dada região. A utilização de microturbinas apresenta-se como uma solução alternativa ao controlo localizado de pressões, e uma medida de mitigação relativamente às perdas energéticas do sistema. A existência de desníveis acentuados favorece a adoção deste tipo de solução, evitando a utilização de classes de pressão demasiado elevadas nas condutas. Propõe-se desenvolver uma metodologia que ira permitir ajudar a selecionar o local ótimo de implementação da microturbina no sistema de distribuição de água, de maneira a maximizar a produção de energia elétrica. Pretendendo, desta forma, concluir sobre qual (ou quais) o (s) tipo (s) de turbina que melhor se adapta a este tipo de sistemas, ou seja, aquele (s) que fornece (m) os maiores valores de produção de energia elétrica num maior tempo de análise possível.

1.3 Guia de leitura

Este trabalho é composto por cinco capítulos.

No capítulo 1, que se divide em três subcapítulos, inicia-se com uma introdução ao tema em questão, explicitando a sua importância nos dias de hoje fazendo um enquadramento do mesmo. Em seguida explicam-se os principais objetivos e ambições deste trabalho. Por fim, apresenta-se este subcapítulo com uma simples e breve descrição dos capítulos existentes, para uma melhor orientação por parte dos leitores.

O capítulo 2 corresponde à revisão bibliográfica que foi necessária efetuar durante a realização deste trabalho, fornecendo uma visão acerca do estado da arte. Dividido em seis subcapítulos expõe dados importantes relativamente a consumos de água e consumos energéticos relacionados com o abastecimento de água em Portugal e no Mundo; fornece uma abordagem sobre o funcionamento e constituição das redes de abastecimento de água bem como formas de aumentar a eficiência energética das mesmas; efetua uma introdução ao simulador hidráulico, evidenciando o simulador utilizado no trabalho; também apresenta uma pesquisa bibliográfica sobre turbomáquinas nomeadamente as principais turbinas e seus rendimentos; é também explicado os diversos sistemas de recuperação de energia hidráulica em sistemas de abastecimento de água existentes; e por fim explica se as diferentes metodologias de implementação de microturbinas.

No capítulo 3 é abordado, com detalhe, a metodologia seguida no trabalho. Enuncia se o problema a tratar bem como a forma de resolver o mesmo e por fim efetua se uma descrição da aplicação da metodologia selecionada.

O capítulo 4 apresenta os resultados obtidos na aplicação da metodologia em ambos os exemplos de redes de abastecimento apresentados.

Para finalizar, no capítulo 5, apresentam-se as principais conclusões retiradas desta dissertação bem como algumas recomendações do autor.

2. Estado da arte

Este capítulo fornece a informação necessária para a perceção do tema desta dissertação. Expõe-se a situação de Portugal e do mundo relativamente aos panoramas energéticos associados. Descreve-se o funcionamento das redes de abastecimento assim como formas de aumentar a eficiência das mesmas. Aborda-se a simulação hidráulica e apresentam-se os vários tipos de turbinas, rendimentos inerentes e condições de utilização. Por último, descrevem os vários métodos utilizados na recuperação de energia hidráulica em sistemas de distribuição de água, bem como a metodologia ideal de implementação de uma microturbina ou PAT.

2.1 Água e energia: Panorama nacional e mundial

A realidade das sociedades modernas está baseada num consumo crescente de energia. À medida que os países emergentes vão progredindo nas suas etapas de crescimento, essa realidade tende a agravar-se. Os combustíveis e a eletricidade são fundamentais para a qualidade de vida atual e para a atividade económica desenvolvida pelas empresas.

Em Portugal, essa realidade é bem visível. De 1990 a 2010, o consumo de eletricidade aumentou cerca de 78%, relativo a um crescimento anual superior a 5% atingindo o seu pico máximo de consumo. A partir de 2010 o consumo de eletricidade tem vindo a decrescer sendo a principal causa a conjuntura económica registada em Portugal (Filipe, 2011).

O consumo de eletricidade referente ao ano de 2014 está 6,5% abaixo do máximo verificado em 2010. Em 2014, a produção de eletricidade a partir de fontes renováveis em Portugal foi responsável por 62,7% do total energia elétrica consumida, com um aumento de 6% em relação a 2013. Considerando apenas a produção nacional, a contribuição das renováveis cifrou-se no valor recorde de 63,8%. Quase dois terços de toda a eletricidade consumida em Portugal em 2014 foram produzidos a partir de fontes renováveis. A maior fatia de produção elétrica veio das barragens, que supriram 29,4% do consumo seguido pelos parques eólicos, com 23,7%, com se pode ver na figura 2 (QUERCUS & APREN, 2015).

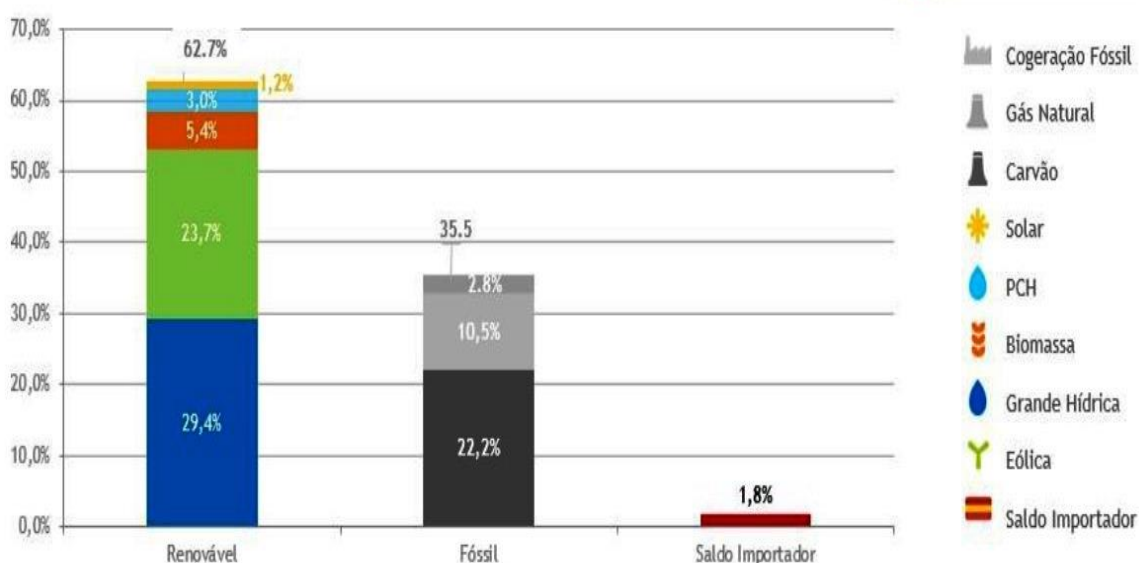


Figura 2 - Peso das diferentes fontes de produção de eletricidade em Portugal Continental em 2014 (QUERCUS & APREN, 2015).

Consequentemente deste aumento de produção das renováveis no ano de 2014, assistiu-se a uma redução do valor de eletricidade importada para 1,8% relativamente ao consumo mais baixo desde 2002. Em 2014 a produção de eletricidade de origem renovável permitiu também poupar 1500 milhões de euros na importação de combustíveis fósseis (gás natural e carvão) e 65 milhões de euros em licenças de emissão de CO₂ (QUERCUS & APREN, 2015).

O *mix* energético de Portugal está assente principalmente em importações de petróleo e gás natural, trazendo graves prejuízos ambientais e económicos. Portugal está vulnerável aos mercados externos. Por isso, é fundamental reforçar a segurança energética, reduzindo as importações e a exposição à instabilidade dos países fornecedores de combustíveis fósseis.

Portugal produz energia elétrica proveniente da energia cinética da água dos rios desde os finais do século XIX. O desenvolvimento industrial promoveu o desenvolvimento de grandes projetos hidroelétricos. Porém, alguns sofreram algumas condicionantes devido a contestações

ambientais, suspendendo a construção de alguns projetos. No início deste século, a barragem do Alqueva, inserida no aproveitamento de fins múltiplos, deu origem ao maior lago artificial da Europa. Na Europa, vários países têm investido no aproveitamento da água dos seus rios, já que é um recurso com elevado potencial para o desenvolvimento económico e em particular para a produção de eletricidade. A Alemanha apresenta uma percentagem de potencial hidroelétrico de 96% enquanto Portugal, para o ano de 2011, apresenta uma percentagem de 46%, como se observa na figura 3 (Filipe, 2011).

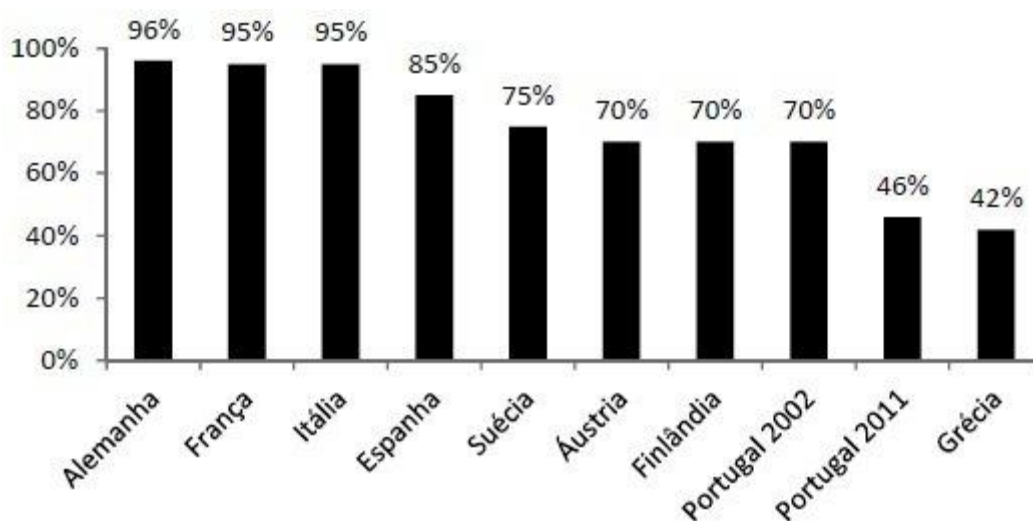


Figura 3 - Potencial Hidroelétrico utilizado na Europa (Filipe, 2011).

Com a hidroeletricidade é possível dotar o setor elétrico de um recurso endógeno e renovável, fundamental para estabilizar a rede elétrica e com capacidade de dar uma rápida resposta em situações de perturbação do sistema provocadas por variações bruscas da oferta ou da procura. É também possível integrar outras formas de energias renováveis. Adicionalmente dentro das energias renováveis, as albufeiras são reservas estratégicas de energia elétrica, potenciada com estações de bombagem. Em Portugal, a ausência de uma política económica orientada para a valorização da água nas diversas vertentes e as dificuldades dos promotores em enquadrar as questões ambientais conduziram a uma reduzida utilização do potencial hidroelétrico instalado (Filipe, 2011).

2.2 Redes de abastecimento de água

Um sistema de distribuição de água é o conjunto de condutas, acessórios, reservatórios, bombas, etc., que tem a finalidade de atender, dentro de condições sanitárias, de caudal e pressão convenientes, a cada um dos diversos pontos de consumo de uma cidade ou setor de

abastecimento. Em função do valor do problema, o sistema de abastecimento torna-se bastante complexo, não só quanto ao dimensionamento, mas também quanto à operação e manutenção.

2.2.1 Funcionamento das redes

O projeto é dimensionamento do sistema de reservatórios e condutas, que definem uma rede de distribuição, dependem da capacidade da cidade a ser abastecida, bem como de características viárias e topográficas. De modo geral, qualquer que seja o desenho da rede, esta é constituída por condutas que são classificadas como: condutas principais ou condutas secundárias. As condutas principais são aquelas de maior diâmetro que têm por finalidade abastecer as condutas secundárias, enquanto estas, de menor diâmetro, tem a função de abastecer diretamente os pontos de consumo do sistema (Walski, et al., 2003).

De acordo com a disposição das condutas principais e o sentido de escoamento nas condutas secundárias, as redes podem ser classificadas como rede ramificada e/ou rede malhada como se pode ver na figura 4.

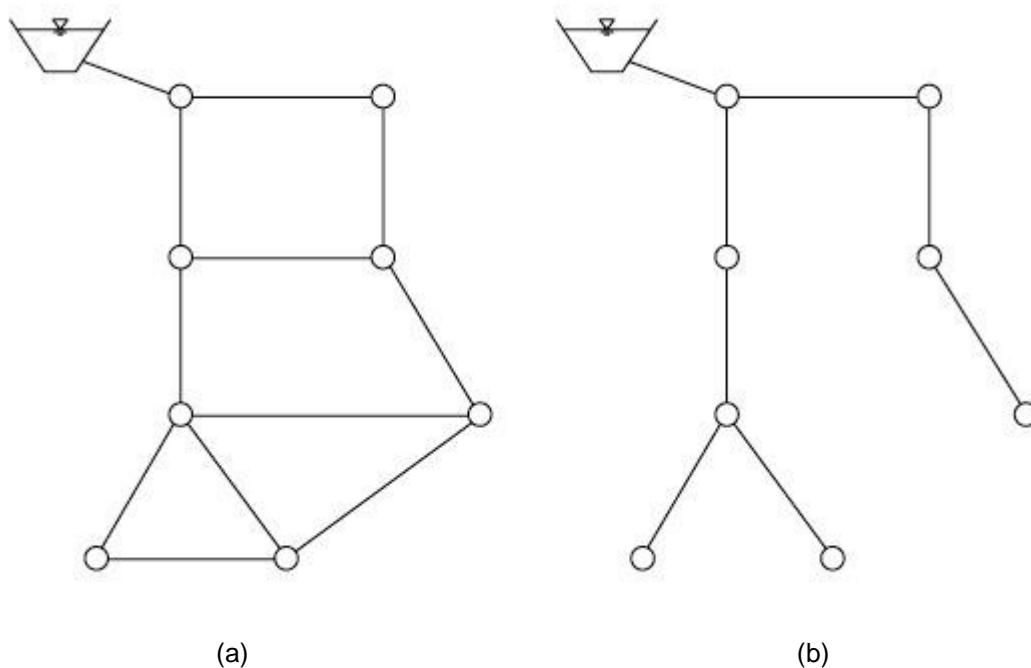


Figura 4 - Esquema dos tipos de rede: (a) malhada e (b) ramificada (Walski, et al., 2003).

A rede é classificada como ramificada quando o abastecimento se faz a partir de uma conduta principal, alimentada por um reservatório a montante ou mesmo sob pressão de um bombeamento, e a distribuição da água é feita diretamente para as condutas secundárias, e o sentido do caudal de qualquer trecho da rede é conhecido. Esta concepção geométrica é utilizada para o abastecimento de pequenas comunidades, acampamentos ou sistemas de irrigação. O padrão geométrico da rede ramificada impõe que a distribuição do caudal fique condicionada à

conduta principal de modo que, se ocorrer um rompimento num ponto descrito na figura 5, toda a área a jusante ficara prejudicada (Porto, 2006).

As redes malhadas, em vez de possuírem uma única conduta principal, são constituídas por varias condutas principais que formam anéis ou malhas e nas quais há possibilidade de reversibilidade no sentido dos caudais, em função das solicitações de procura. Com esta disposição, pode se abastecer qualquer ponto do sistema por mais de um caminho, o que permite uma maior flexibilidade em satisfazer a procura e a realização da manutenção da rede com o mínimo de interrupção no fornecimento de água. A vantagem desta rede é garantir o abastecimento de água quando há a necessidade de fechar algum ponto da rede (Porto, 2006).

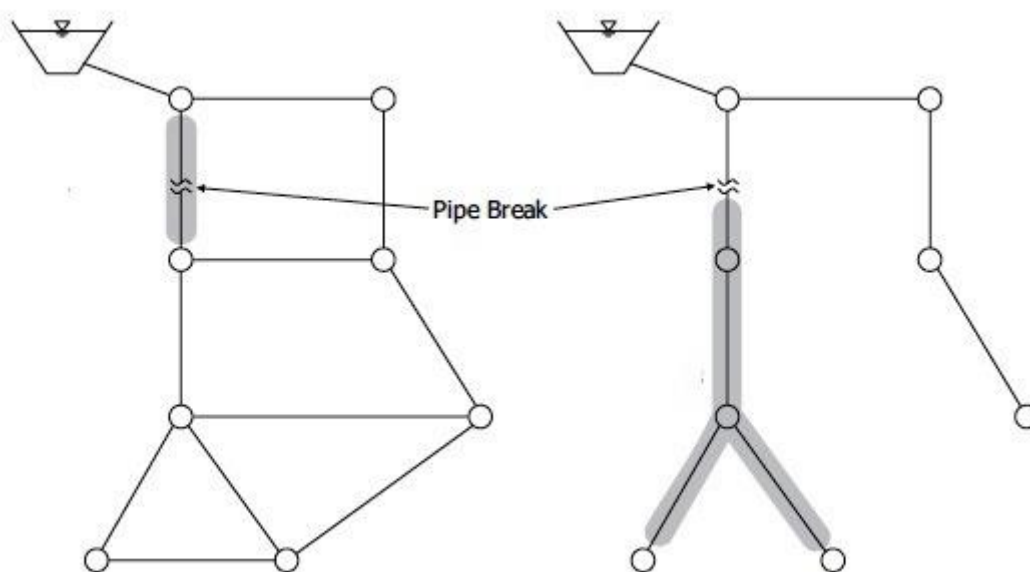


Figura 5 - Esquema dos tipos de rede após rompimento de um tubo (Walski, et al., 2003).

O esquema geométrico de uma rede malhada, como se pode ver na figura 4, é o mais comum na maioria das cidades, nas quais o sistema viário tem um desenvolvimento em várias direções. Para qualquer que seja o tipo da rede, malhada ou ramificada, o projeto deve satisfazer algumas condições hidráulicas limitantes, como pressões, velocidades e diâmetros (Porto, 2006).

Em redes de elementos hidráulicos, cada elemento é influenciado por cada um dos seus vizinhos e todo o sistema está inter-relacionada de tal forma, que o estado de um elemento deve ser coerente com a condição de todos os outros elementos. Dois conceitos definem essas interconexões:

- Conservação Massa;
- Conservação de Energia.

O princípio de conservação da massa dita que o fluido ao entrar em qualquer tubo é igual ao fluido que sai do tubo. Em modelação de rede, todas as saídas são aglomeradas em nós. Considerando simulações de períodos prolongados, a água pode ser armazenada e retirada em tanques, sendo necessário descrever a acumulação da água em determinados nós. A equação da conservação da massa é aplicada a todos os nós e tanques de uma rede sendo escrita uma equação para cada um deles (Walski, et al., 2003).

O princípio da conservação da energia diz que a diferença entre dois pontos deve ser o mesmo, independentemente do caminho que é tomado (Bernoulli, 1783). Em conformidade dentro de uma análise hidráulica, a equação é escrita da seguinte forma:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + \sum h_p = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \sum h_L + \sum h_m, \quad (2.1)$$

em que Z , representam a elevação, P a pressão, γ o peso específico do fluido, V a velocidade do fluido, g a aceleração gravítica, h_p o aumento de carga da bomba, h_L a perda de carga nos tubos e h_m a perda de carga localizada. Assim, a diferença de energia em quaisquer dois pontos ligados em rede é igual aos ganhos de energia a partir das bombas e às perdas de energia em tubos e conexões que ocorrem no caminho entre eles (Walski, et al., 2003).

Um sistema de distribuição de água não consiste num único tubo e não pode ser descrito por um único conjunto de equações de continuidade e de energia. Em vez disso, uma equação de continuidade deve ser desenvolvida para cada nó do sistema, e uma equação de energia deve ser desenvolvido para cada tubo, dependendo do método utilizado.

A quantidade de energia depende do movimento do fluido (energia cinética), da elevação (energia potencial) e da pressão (energia de pressão). Num sistema hidráulico, um líquido pode ter todos estes três tipos de energia associados simultaneamente. A energia mecânica total por unidade de peso de líquido é designada por carga total ou simplesmente carga (Walski, et al., 2003),

$$H_n = Z_a + \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}, \quad (2.2)$$

onde o H_n é a perda de carga total, Z_a a cota geométrica.

Considere-se uma trajetória de que se conhecem as cotas geométricas em relação a um plano horizontal de referência, as quais se representam num gráfico, em função do arco de trajetória como se pode ver na figura 6. Representando, a partir das cotas geométricas, os valores da altura piezométrica, obtém-se uma linha designada por linha piezométrica, cujas cotas em relação ao plano horizontal de referência são as cotas piezométricas ou cargas piezométricas.

Representando os valores da altura cinética acima da linha piezométrica obtém-se a linha de cargas totais ou linha de energia, cujas cotas em relação ao plano horizontal de referência representam os valores de energia mecânica total por unidade de peso de líquido (ou de carga total) (Quintela, 2009).

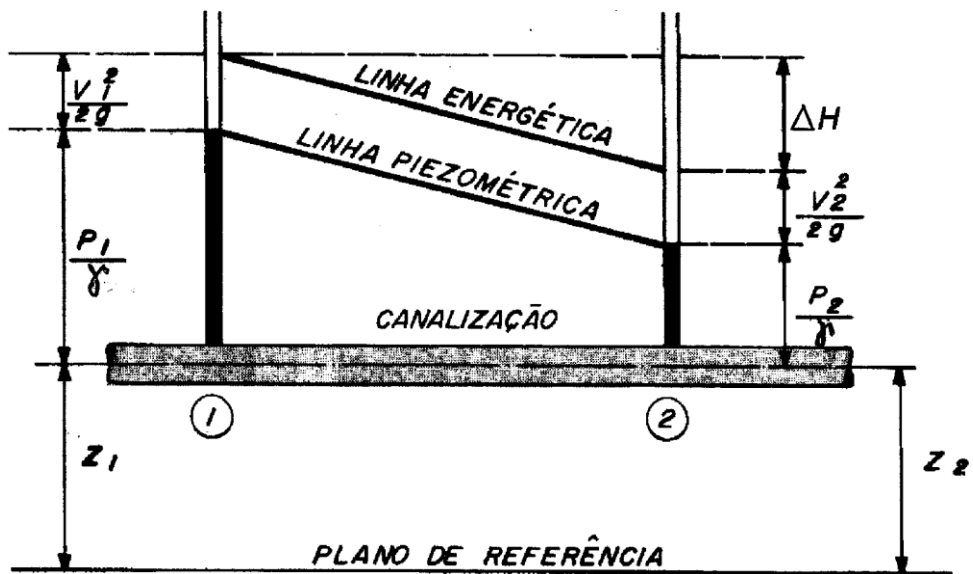


Figura 6 - Linha piezométrica e linha de energia em escoamentos permanentes de líquidos perfeitos (Quintela, 2009).

Os principais componentes constituintes de um modelo de um sistema de distribuição de água sendo um conjunto de troços ligados a nós. Os troços representam as condutas, bombas e válvulas de controlo. Os nós representam junções, reservatórios de nível fixo e reservatórios de nível variável. De modo como estes objetos se podem ligar entre si, por forma a construir uma rede (Rossman, 2000).

Condutas

As condutas são responsáveis pela condução da água. As perdas de energia, também denominado por perdas de carga, são geralmente resultado de (i) perdas de carga por fricção e (ii) perdas de carga localizadas (singulares).

Do ponto de vista pratico, as leis de distribuição de velocidade, em qualquer tipo de regime, permitem o cálculo da resistência oferecida ao fluido pela superfície sólida que o cerca. Tanto no escoamento forçado quanto no livre, tal resistência se traduz em perda de energia, sendo então parâmetro fundamental nos problemas de transporte de líquidos. O fator de atrito torna-se o elemento básico na análise dos vários tipos de problemas em escoamentos (Quintela, 2009).

Sendo importante ter em consideração as perdas de carga por fricção, traduzidas pela equação:

$$h_L = aQ^b, \quad (2.3)$$

em que Q o caudal, a o coeficiente de resistência (também denominado termo de perda de carga) e b o expoente de caudal.

A maioria dos modelos hidráulicos tem recursos que permitem ao utilizador calcular as perdas de carga através das seguintes fórmulas: Darcy-Weisbach, Hazen-Williams ou Chezy-Manning, dependendo da natureza do problema.

Usando uma análise dimensional a fórmula Darcy-Weisbach é uma equação que expressa a perda de carga dada por:

$$h_L = \frac{8fLQ^2}{gD^5\pi^2}, \quad (2.4)$$

onde Q é o caudal na conduta, D o diâmetro da conduta, L o comprimento da conduta e f é o coeficiente de atrito de Darcy-Weisbach é função das variáveis de tensão tangencial junto da parede. Uma relação funcional para o fator de atrito pode ser dada por:

$$f = \left(Re, \frac{\varepsilon}{D} \right), \quad (2.5)$$

onde Re é o número de Reynolds. A fórmula de Darcy-Weisbach é a mais correta teoricamente e adapta-se a todo tipo de líquidos e escoamento. O fator de atrito de Darcy-Weisbach é dependente da velocidade, da densidade, da viscosidade do fluido, do tamanho do tubo em que o líquido flui e da rugosidade interna do tubo. Algumas destas propriedades são expressas em termo do número de Reynolds. A rugosidade interna é expressa em termos de uma variável chamada rugosidade relativa, que é a razão entre a rugosidade interna do tubo (ε) e pelo diâmetro do tubo (D) (Walski, et al., 2003).

Outra expressão de perda de carga utilizada com frequência é a fórmula de Hazen-Williams. Contudo, esta não pode ser utilizada para outros líquidos senão a água e foi inicialmente desenvolvida apenas para escoamento turbulento (Rossman, 2000). A fórmula é descrita da seguinte maneira:

$$h_L = \frac{10,7L}{C^{1,852}D^{4,87}}Q^{1,852}, \quad (2.6)$$

em que C é o fator de Hazen-Williams. A fórmula Hazen-Williams utiliza muitas das mesmas variáveis usadas na fórmula Darcy-Weisbach, mas em vez de utilizar o fator de atrito, a fórmula Hazen-Williams utiliza o fator de rugosidade, C , que depende da natureza e do estado das paredes do tubo (Walski, et al., 2003).

A perda de carga tipicamente associado em escoamentos em superfície livre é a fórmula Chezy-Manning, como se pode ver:

$$h_L = \frac{10,29L(n_r Q^2)}{D^{5,33}}, \quad (2.7)$$

onde n_r é o coeficiente de rugosidade de Chezy-Manning. Tal como acontece com as expressões de perda de carga anteriores, a perda de carga utilizando a fórmula de Mannig depende do comprimento do tubo, do diâmetro, da entrada e saída de caudal através do tubo e do coeficiente de rugosidade. Neste caso, quanto maior for o n_r , maior é a rugosidade da conduta interna.

As instalações de transporte de água sob pressão são normalmente formadas por trechos de condutas (constituídas por tubos montados em série) de eixo retilínto, unidos por acessórios como transições bruscas ou suaves, curvas, cotovelos, válvulas e derivações, e compreendem, eventualmente máquinas hidráulicas.

A presença de cada um destes acessórios, necessários para a operação do sistema, concorre para que haja alteração de módulo ou direção da velocidade média, e conseqüentemente da pressão, localmente. Isto se reflete num acréscimo de turbulência que produz perdas de carga que devem ser agregadas às perdas contínuas, devido ao atrito, ao longo dos troços retilíneos das condutas. Estas podem ser consideradas associando à tubagem um coeficiente de perda de carga singular (Quintela, 2009).

A perda de carga localizada ou singular é traduzida por uma expressão do tipo:

$$h_m = K_L \frac{v^2}{2g}, \quad (2.8)$$

onde K_L é o coeficiente de perda de carga localizada que depende da geometria da singularidade, do número de Reynolds e, em alguns casos, de determinadas condições de escoamento.

Nós

Os nós são os pontos de rede onde as condutas se ligam entre si e onde a água entra e sai da rede. Representam também pontos de consumo e devem ainda ser caracterizados por informação relativa ao respetivo consumo base e ao(s) padrão(ões) temporal(ais) associado(s). O consumo base representa o valor médio ou nominal do consumo de água da categoria principal de consumo do nó. O padrão temporal multiplica o consumo base e representa um comportamento ao longo do tempo (Olaia, 2012).

Reservatório de nível fixo

Os reservatórios de nível fixo (RNF) são nós especiais que representam um volume de armazenamento água de capacidade ilimitada e carga hidráulica constante. Representam fontes infinitas como lagos, rios aquíferos ou, mais frequentemente ligações a outros sistemas. O

reservatório de nível fixo é um ponto de fronteira cujas propriedades são totalmente independentes do funcionamento da rede, o que decorre da sua capacidade ser ilimitada. Assim a respetiva carga hidráulica e qualidade da água não podem ser afetadas pelo que se passa dentro da rede (Rossman, 2000).

Reservatórios de nível variável

O reservatório de nível variável (RNV) também é um nó, mas ao contrário de um reservatório de nível fixo o volume armazenado e a cota da superfície livre variem, como consequência do balanço entre o caudal de entrada e o caudal de saída. É importante ter atenção o diâmetro ou forma do reservatório (normalmente cilíndrica), o nível inicial de água, bem como os níveis mínimos nos quais o reservatório pode operar (Olaia, 2012).

Bombas

As bombas são troços da rede que transferem energia para o escoamento aumentando a sua carga hidráulica. É comum atribuir-se a cada bomba a sua curva de característica, que consiste na combinação de valores de carga hidráulica e caudal. Se não for conhecida a curva da bomba, esta pode ser representada pela potência, fornecendo um valor constante de energia ao escoamento. A velocidade de rotação da bomba pode ser variável ou constante e deve operar nos limites de carga e caudal impostos pela sua curva característica (Rossman, 2000).

Válvulas

As válvulas são elementos que limitam a pressão ou o caudal num ponto particular da rede. Os principais tipos de válvulas são as seguintes (Rossman, 2000):

- Válvula de Controlo da Pressão a Jusante ou Válvula Redutora de Pressão, VRP;
- Válvula de Controlo da Pressão a Montante ou Válvula de Alívio, VA;
- Válvula de Perda de Carga Fixa, VPCF;
- Válvula Reguladora de Caudal, VRC;
- Válvula de Controlo de Perda de Carga ou Válvula de Borboleta, VB.

A utilização de válvulas redutoras de pressão num sistema de distribuição de água tem por objetivo a uniformização e o controlo da pressão através da divisão da rede em zonas definidas por patamares de pressão de acordo com a sua topografia. Em geral, cada zona é abastecida dentro de uma determinada gama de pressões. Estas pressões são garantidas ou pela utilização de reservatórios intermédios (elevados ou apoiados) ou pela instalação de válvulas redutoras de pressão nas entradas ativas da zona.

Ao controlar-se a pressão está-se ao mesmo tempo a controlar a ocorrência de fugas, uma vez que estas são uma função dependente da pressão ocorrida no sistema e é tema de preocupação dos gestores dos sistemas de abastecimento e distribuição (Ramos, Covas, & Araújo, 2004).

Genericamente, o princípio de funcionamento de uma VRP consiste em acionar o dispositivo de obturação sempre que a pressão a jusante for demasiado elevada, por forma a aumentar a perda de carga localizada no sistema, reduzindo o valor da pressão a jusante até ao valor pretendido (valor designado por carga da válvula redutora de pressão, H_{VRP}). Se pelo contrário, a pressão a jusante descer abaixo de um determinado valor, a válvula abre, diminuindo a perda de carga, aumentando a linha de energia e a pressão a jusante atinge o valor pretendido. As válvulas redutoras de pressão podem ser controladas mecanicamente ou eletronicamente, de modo a funcionarem, não apenas para um único valor de pressão, mas para diversos patamares de pressão definidos em função da variação de consumo, permitindo, assim uma gestão mais eficiente dos níveis de serviço e um melhor desempenho hidráulico do sistema. Existem diversos tipos de válvulas redutoras de pressão, sendo as mais comuns as válvulas de mola, de pistão e de diafragma (Ramos, Covas, & Araújo, 2004).

.Deste modo, as válvulas redutoras de pressão distinguem-se fundamentalmente por três tipos de funcionamento como se pode verificar na figura 7. No primeiro caso a válvula provoca uma perda de carga localizada no sistema reduzindo o valor de pressão a jusante, designando-se por estado ativo da válvula. Na hipótese da pressão a montante for insuficiente e inferior à H_{VRP} , a válvula abre por completo promovendo uma pressão constante entre montante e jusante, designando-se por estado passivo da válvula. Na possibilidade da pressão a jusante for superior à pressão a montante, a válvula fecha totalmente, retendo e impedindo a inversão do escoamento. Este funcionamento designa-se por estado passivo da válvula (Ramos, Covas, & Araújo, 2004).

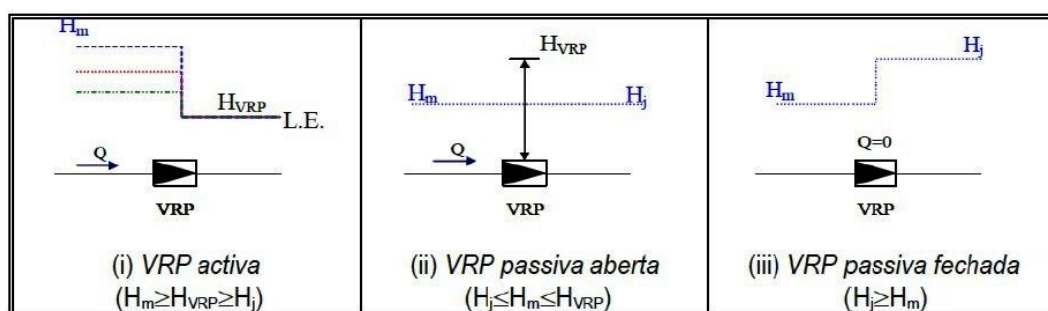


Figura 7 - Modo genérico de funcionamento de uma VRP convencional (Ramos, Covas, & Araújo, 2004)

2.2.2 Eficiência das redes

De forma tornar as redes de abastecimento de água eficientes é necessário um conjunto de medidas de eficiência quer a nível da água quer a nível energético. Por outras palavras, é possível caminhar para a eficiência das redes de abastecimento numa ótica de poupança de água, evitando desperdícios e ainda numa ótica da poupança dos recursos energéticos necessários à utilização da água. Eficiência pressupõe que na produção ou utilização de qualquer bem se utilize o mínimo de recursos possíveis, aos mais baixos custos.

Existem diversas formas de aumentar a eficiência das redes de abastecimento de água: (i) a utilização de energias renováveis, reduzindo a dependência de combustíveis fósseis; (ii) criar uma gestão de perdas, através de uma monitorização e manutenção regular; (iii) evitando o desperdício quer de água quer de energia nas redes, através de uma gestão da procura; (iv) evitando o bombeamento da água em excesso ou procurando fazê-lo em horários cujo custo energético seja inferior; (v) substituição de equipamentos ineficientes e aumentar a eficiência do bombeamento (Coelho B. d., 2011)

No que respeita ao funcionamento dos sistemas de abastecimento em Portugal, não se verifica ainda uma utilização eficiente dos mesmos. No entanto, segundo as entidades reguladoras do setor neste âmbito, estão previstas aplicações de medidas. De acordo com o segundo Plano Estratégico de Abastecimento de Água e de Saneamento de Águas Residuais (PEAASAR II), entre as medidas mais importantes que as entidades gestoras deverão respeitar podem-se destacar as seguintes: (PEAASAR, 2007):

- A universalidade, a continuidade e a qualidade do serviço;
- A sustentabilidade do setor, implicando a melhoria da produtividade e da eficiência;
- A proteção dos valores de saúde pública e ambiental.

Face ao término do horizonte temporal do PEAASAR II, as entidades reguladoras criaram um novo plano: o PENSAAR 2020 é uma estratégia para o Sector de Abastecimento e Saneamento de Águas Residuais, tendo por base os seguintes pressupostos (PENSAAR, 2014):

- Apoiar a nova estratégia para o setor nos pilares em que assentaram os anteriores planos, designadamente o PEAASAR I (2000-2006) e o PEAASAR II (2007-2013);
- Identificar e clarificar de forma consistente os problemas que afetam o setor;
- Definir a estratégia com base em objetivo de sustentabilidade em todas as suas vertentes: técnica, ambiental, económica financeira e social. Deste modo, esta estratégia permitira criar um contexto de aceitação global a medio (2014-20) e a longo prazo (para além de 2020).

Encontra-se a decorrer o procedimento de elaboração do Plano Estratégico de Abastecimento de Água e Saneamento de Águas Residuais 2020 e respetiva avaliação ambiental, da qual a Agência Portuguesa do Ambiente (APA) é a entidade responsável.

A água é necessária para a produção de energia e a energia é indispensável para a produção de água para consumo humano e para utilização nos setores produtivos (captação de água, processamento, distribuição e utilização final requerem eletricidade). A intrínseca interdependência entre a energia e água torna-se mais complexa à medida que o crescimento económico, o aumento da população, a crise energética e os impactos das alterações climáticas intensificam.

2.3 Simulador hidráulico

A realização de simulações ou modelos do funcionamento de sistemas hidráulicos tem conhecido na última década avanços significativos, em particular, no estudo dos sistemas de transporte e abastecimento de água a aglomerados populacionais. São avanços ao nível informático, onde os programas disponíveis no mercado e em comunidade mais centradas em determinadas matérias foram desenvolvidos e aperfeiçoados com base em dados recolhidos de situações reais aliados ao desenvolvimento da linguagem de programação.

O EPANET desenvolvido pela EPA (*U.S Environmental Protection Agency*) é um programa de computador que permite executar simulações estáticas e dinâmicas do comportamento hidráulico e de qualidade da água de sistemas de distribuição em pressão. O programa permite também obter os valores do caudal em cada conduta, da pressão em cada nó, da altura de água em cada reservatório de nível variável e a concentração de substâncias químicas, ao longo da rede durante um período de simulação (Rossman, 2000).

Esta ferramenta possibilita assim a realização de tarefas como estabelecimento de cenários de projeto como, por exemplo, no dimensionamento ou expansão de redes de forma eficiente a calibração de modelos hidráulicos, a avaliação dos consumos e a modelação do funcionamento de válvulas e bombas. O EPANET contém um conjunto de ferramentas de cálculo para apoio à simulação hidráulica, de que se destacam como principais características (Rossman, 2000):

- Permite a análise de redes de dimensão ilimitada;
- Cálculo da perda de carga utilizando as fórmulas de Hazen-Williams, Darcy-Weisbach ou Chezy-Manning;
- Modelação de bombas de velocidade constante ou variável;
- Cálculo da energia de bombeamento e do respetivo custo;
- Modelação dos principais tipos de válvulas, incluindo válvulas de seccionamento, de retenção, reguladoras de pressão e de caudal;
- Modelação de reservatórios de armazenamento de nível variável de formas diversas, através de curvas de volume em funções da altura de água;

- Múltiplas categorias de consumo nos nós, cada uma com um padrão próprio de variação no tempo.

A modelação de um sistema de distribuição de água através do EPANET utiliza tipicamente os seguintes passos:

- Desenhar uma representação esquemática do sistema de distribuição;
- Editar as propriedades dos objetos que constituem o sistema;
- Descrever as condições de operacionalidade do sistema;
- Selecionar um conjunto de opções de simulação;
- Executar uma simulação hidráulica ou de qualidade da água;
- Visualizar os resultados da simulação.

Na metodologia utilizada pelo EPANET consideram-se as equações da continuidade e da conservação da energia e a relação entre o caudal e a perda de carga, que caracterizam as condições de equilíbrio hidráulico da rede num dado instante. Estas equações podem ser resolvidas através de um Método Híbrido Nó-Malha, também designado por Método do Gradiente. A única diferença entre estes métodos é o modo como os caudais nas condutas são atualizados após uma nova solução de cotas piezométricas nos nós ter sido encontrada durante o processo iterativo. Sendo o Método Híbrido Nó-Malha o mais simples, este foi escolhido para obter os valores de caudal e cota piezométrica na rede no EPANET (Rossman, 2000).

Considere-se que a relação caudal-perda de carga numa tubagem entre os nós i e j passa ser traduzida pela seguinte:

$$E_i - E_j = h_{ij} = rQ_{ij}^b + mQ_{ij}^2, \quad (2.9)$$

em que E é a cota piezométrica no nó, o h_{ij} é a perda de carga local, r o termo de perda de carga e m coeficiente de perda de carga localizada. O valor deste último depende da fórmula de resistência adotada, que no caso das bombas obtém-se pela seguinte lei:

$$h_{ij} = -w^2 + (h_0 - x(\frac{Q_{ij}}{w})^y), \quad (2.10)$$

em que h_0 é a altura de elevação para o ponto de funcionamento em vazio (caudal nulo), w é a regulação de velocidade e x e y são os coeficientes da curva da bomba.

O segundo conjunto de equações que devem ser satisfeitas refere-se à conservação dos caudais nos nós:

$$\sum_j Q_{ij} - D_i = 0 \quad \text{para } i=1, \dots, N, \quad (2.11)$$

em que D_i é o consumo no nó i , e, por convenção, o caudal que chega ao nó é positivo. Assim, conhecendo a cota piezométrica nos nós de cota piezométrica fixa, pretende-se obter os valores de cota piezométrica, E_i , e de caudal, Q_{ij} , na rede que satisfaçam as equações 2.9 e 2.11.

O Método do Gradiente arbitra uma primeira distribuição de caudais nas condutas que não tem necessariamente que satisfazer as equações de continuidade nos nós. Em cada iteração do método, novas cotas piezométricas são obtidas resolvendo a seguinte matriz:

$$\mathbf{AH} = \mathbf{F} \quad (2.12)$$

em que \mathbf{A} é a matriz Jacobiana ($N \times N$), \mathbf{H} é o vetor ($N \times 1$) de incógnitas em termos de cotas piezométrica e \mathbf{F} como vetor ($N \times 1$) dos termos do lado direito da equação.

Os elementos da diagonal da matriz \mathbf{A} são dados por:

$$A_{ij} = \sum_j p_{ij}, \quad (2.13)$$

enquanto que os elementos não nulos fora da diagonal são:

$$A_{ij} = -p_{ij}, \quad (2.14)$$

em que p_{ij} é o inverso da derivada de perdas de carga total no troço entre os nós i e j em relação ao caudal. Para condutas,

$$p_{ij} = \frac{1}{br|Q_{ij}|^{b-1} + 2m|Q_{ij}|}, \quad (2.15)$$

enquanto que para bombas,

$$p_{ij} = \frac{1}{yw^2x\left(\frac{Q_{ij}}{w}\right)^{y-1}}. \quad (2.16)$$

Cada termo do lado da matriz \mathbf{F} é composto por uma parcela respeitante ao balanço de caudal no nó, à qual é adicionado um fator de correção de caudal dado por

$$p_{ij} = (\sum_i Q_{ij} - D_i) + \sum_j y_{ij} + \sum_f p_{if} H_f, \quad (2.17)$$

sendo o último termo aplicável a qualquer conduta que ligue um nó i a um nó f de cota piezométrica fixa e o fator de correção de caudal, y_{ij} é dado pela seguinte expressão para condutas:

$$y_{ij} = p_{ij}(r|Q_{ij}|^b + m|Q_{ij}|^2)\text{sgn}(Q_{ij}), \quad (2.18)$$

Para bombas, é válida a seguinte expressão:

$$y_{ij} = -p_{ij}w^2(h_0 - x(\frac{Q_{ij}}{w})^y), \quad (2.19)$$

em que $\text{sgn}(x)$ é 1 se $x > 0$ e -1 caso contrário Q_{ij} é sempre positivo para bombas.

Após terem sido calculadas as cotas piezométricas, resolvendo a equação 2.12, os novos caudais podem ser obtidos de acordo com a equação seguinte:

$$Q_{ij} = Q_{ij} - (y_{ij} - p_{ij}(H_i - H_j)), \quad (2.20)$$

Se a soma de todas as variáveis de caudal (em valor absoluto) relativamente ao caudal total em todos os troços for superior à tolerância especificada, as equações 2.12 e 2.20 serão resolvidas novamente. O novo caudal obtido a partir da equação 2.20 satisfaz o princípio da continuidade do caudal nos nós, após a primeira iteração (Rossman, 2000).

A metodologia do EPANET segue alguns pontos essenciais, destacando-se os seguintes (Rossman, 2000):

1. Resolução da equação 2.12 através de um método de matriz baseando na reordenação dos nós;
2. Considera-se, na primeira iteração, que o caudal numa conduta é de 1 ft/s (30,48 cm) e o caudal que passa numa bomba é o mesmo considerado ao seu dimensionamento;
3. O termo de perda de carga para uma conduta (r) é calculado tal como descrito na secção 2.2.1;
4. O coeficiente de perda de carga localizada k , definido em função da altura cinética, é convertido para um coeficiente m definido em função do caudal, de acordo com a expressão seguinte:

$$m = \frac{0.02517K}{d^4}. \quad (2.21)$$

5. Às válvulas abertas são atribuídas um valor r assumindo que a válvula aberta funciona como uma tubagem lisa ($f=0.02$), cujo comprimento é duplo do diâmetro. No que se refere a troços fechados, assume-se que a perda de carga segue uma relação linear com um elevado fator de resistência;
6. A verificação do estado das bombas, válvulas de retenção (VR), válvulas reguladoras de caudal (VRC) e tubagens ligadas a RNV cheios/vazios é efetuada após cada iteração, até à 10ª iteração. Após este número de iterações, a verificação do estado destes componentes é apenas efetuada quando a convergência tiver sido atingida. O estado das válvulas de controlo de pressão (VRP e VA) é verificado após cada iteração;
7. Durante a verificação do estado, as bombas são fechadas se a altura de elevação for maior que a altura de elevação para o ponto de funcionamento em vazio (para evitar a inversão do escoamento). À semelhança, as válvulas de retenção são fechadas se a perda de carga for negativa. Quando estas condições não se verificarem, o troço é reaberto. Uma verificação similar de estado é efetuada para os troços ligados a RNV vazios/cheios. Os troços são fechados se a diferença de cotas piezométricas conduzir à saída de caudal a partir de um reservatório que se encontra cheio. Estes componentes da rede são reabertos novamente na próxima verificação de estado em que estas condições já não se verificarem.

2.4 Turbinas

A Turbina é uma turbomáquina hidráulica, que transforma a energia da água em energia mecânica, conduzindo a um movimento de rotação do veio. A seleção de uma turbina hidráulica depende das características de um determinado local sendo as especificações com maior relevância a altura de queda útil e o caudal disponível (Rocha, 2008).

As turbinas classificam-se em dois grandes grupos consoante (i) a roda é atuada pela água à pressão atmosférica (turbinas de ação também designadas por turbinas de impulsão) ou (ii) é atravessada pelo escoamento sob pressão (turbina de reação). As turbinas de ação que se encontram mais frequentemente são do tipo Pelton, Turgo e Cross-flow. As turbinas de reação mais importantes são as turbinas Kaplan e Francis. As turbinas de reação podem ainda classificar-se consoante a direção do movimento do fluido relativamente à roda: radiais, axiais ou mistas (Quintela, 2009).

2.4.1 Turbinas de ação

As turbinas de ação compreendem, essencialmente, a roda e um ou mais órgãos, designados por injetores, cuja função é transformar a energia de pressão do escoamento em energia cinética e dar saída a jatos convencionalmente orientados para a roda. As turbinas Pelton usam-se para quedas altas. As rodas destas turbinas têm, na periferia, pás com a forma de colher dupla. Cada injetor tem no interior uma agulha, cuja deslocação faz variar a área de saída do injetor e, portanto, o caudal do jato. O jato proveniente do injetor incide quase tangencialmente sobre a roda, abandonando-a com velocidade relativamente baixa e caindo para canal de restituição, situado inferiormente o que implica que a parte inferior da roda de uma turbina Pelton se situe acima do nível da água a jusante, designado por nível da restituição. O movimento da agulha do injetor é comandado pelo regulador automático da velocidade de rotação do grupo turbina-alternador, ou simplesmente regulador de velocidade. O injetor é dotado de um deflector que, em caso de anulação brusca da potência pedida à turbina, desvia o jato da roda, tornando, assim, possível que o injetor feche lentamente, sem originar altas sobrepressões e velocidades elevadas indesejáveis de rotação do grupo (Quintela, 2009).

As turbinas Pelton (ver figura 8), aplicadas em aproveitamentos com caudais pequenos e altura de queda útil elevada. Nos pequenos aproveitamentos hidroelétricos costuma-se utilizar turbinas de eixo horizontal, porque assim utiliza-se um gerador de eixo horizontal que tem um custo menor. Em grandes aproveitamentos, este tipo de turbinas só é considerado para quedas superiores a 50 metros. No centro em pequenos aproveitamentos, já são tidas em conta para pequenas quedas. Como exemplo tem-se que uma turbina Pelton de reduzido diâmetro, a alta velocidade de rotação é capaz de produzir 1kW num aproveitamento com uma queda inferior a 20 metros (Rocha, 2008).



Figura 8 - Turbina Pelton (Quintela, 2009).

A turbina Turgo é muito semelhante a uma turbina Pelton, pelo que partilha o mesmo princípio de funcionamento. No entanto apresentam diferenças ao nível das conchas e o jato não incide na turbina de forma perpendicular, mas sob um ângulo típico de 20° como se pode ver na figura 9. Neste tipo de turbina a água entra por um lado e sai pelo outro. Como consequência, o fluxo de admissão não se encontra limitado pelo fluido residual, que no caso das Pelton interfere com o jato de admissão. Assim sendo, para o mesmo nível de potência, é possível ter uma turbina Turgo com menor diâmetro do que uma Pelton, tendo no entanto que funcionar a uma maior velocidade de rotação (Silva, 2011).

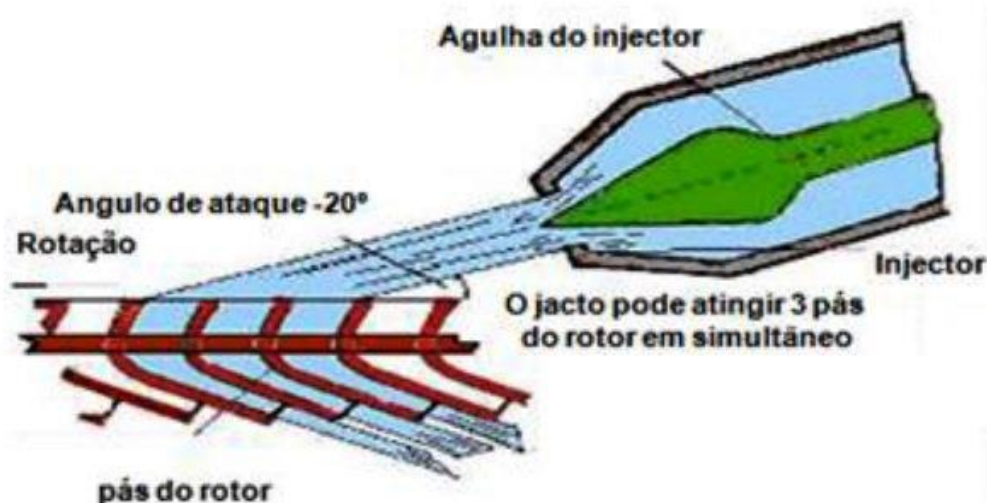


Figura 9 - Princípio de funcionamento de uma turbina (Rocha, 2008).

No entanto, estas turbinas apresentam também certas desvantagens. Comparativamente com as Pelton o seu valor de rendimento máximo é cerca de 5 a 6 % inferior e são de fabrico mais complicadas, pelo que as conchas ou canais são mais complexos, sobrepõem-se uns aos outros e são mais frágeis.

As turbinas Cross-flow podem ser chamadas de Banki-Mitchell ou Ossberger. Este tipo de turbina é usado principalmente na gama de baixas potências. O seu rendimento é inferior aos das turbinas de projetos convencionais, mas mantém-se elevado ao longo de uma extensa gama de caudais. Esta característica torna-a adequada à operação num espectro largo de caudais. Para um mesmo caudal é possível aumentar o rendimento da turbina através da criação de uma diferença de pressão entre o canal de admissão e o canal de restituição das turbinas. Devido à simetria de uma turbina Cross-flow, como se pode ver na figura 10 o seu comprimento pode ser teoricamente aumentado para qualquer tamanho sem que altere qualquer das suas características hidráulicas. Assim, ao duplicar o tamanho da turbina, quase que se duplica a potência fornecida para a mesma velocidade. Compreende-se assim que, quanto menor for a queda, maior será o tamanho da

turbina, e que se torna mais compacta à medida que se refere quedas de maior nível (Rocha, 2008).

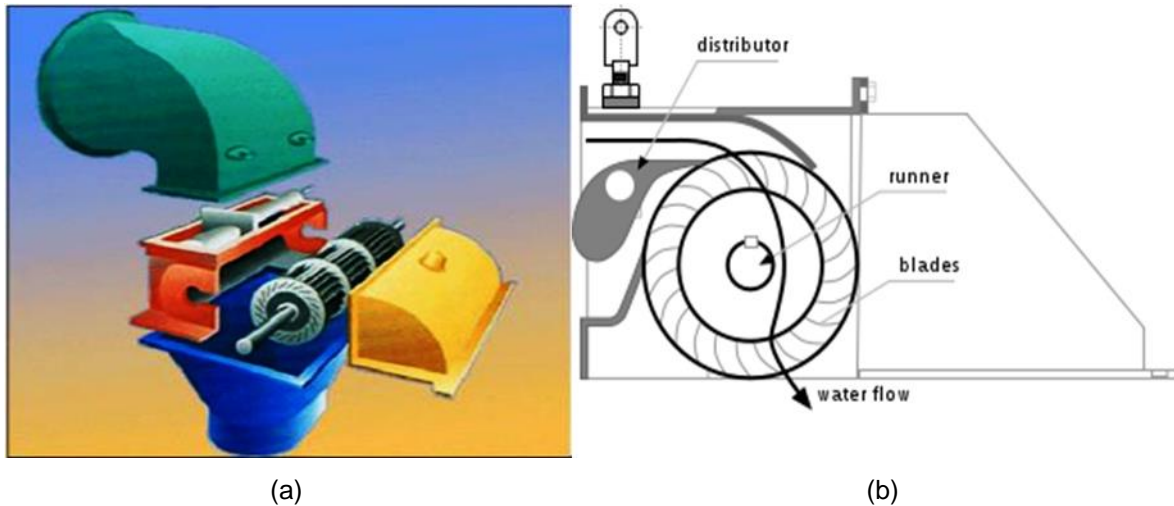


Figura 10 - (a) Esquema global de uma turbina Cross-flow e (b) princípio de funcionamento (Rocha, 2008).

Esta turbina tem uma curva de eficiência muito constante, característica das turbinas de ação. O rendimento não varia muito com o caudal como se observa na figura 11. Quando se recorre à criação de vácuo, todo o sistema fica obrigatoriamente mais caro pois torna-se necessário garantir que se mantém a diferença de pressão desejada. Em máquinas mais sofisticadas alcançam-se eficiências na ordem dos 85 % e nas máquinas mais simples na ordem dos 60 a 75%. A sua eficiência pode ser mantida elevada em situações de caudal parcial, até cerca de 50% do caudal. Para tal é necessária a inclusão de um dispositivo repartidor de caudal, que determina que partes da turbina são usadas ou através da orientação de um direcionador de caudal, que poderá fazer uma gestão do caudal que será turbinado (Rocha, 2008).

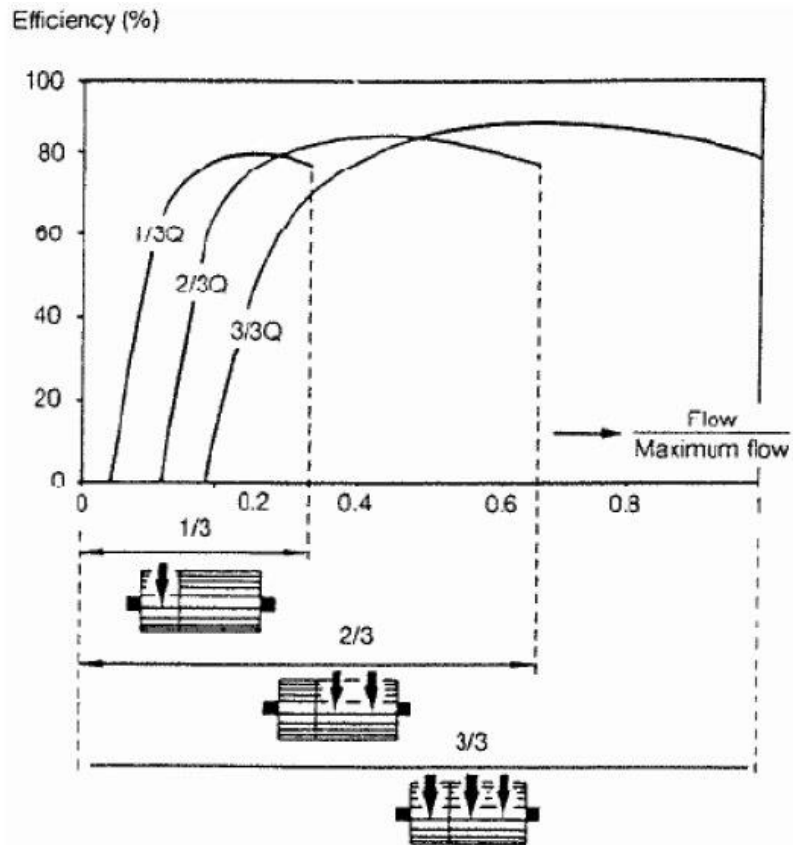


Figura 11 - Curva de eficiência de uma turbina Cross-flow para várias gamas de caudal, em relação ao caudal nominal (Rocha, 2008).

Em conclusão é possível afirmar que esta máquina se torna bastante apelativa para aproveitamentos de pequena escala devido a dois motivos. Apresenta um design ajustado para uma vasta gama de quedas e potências, e são de fácil construção. Ao poderem ser implementadas recorrendo a técnicas simples de construção tornam-se uma solução interessante para países em desenvolvimento. O seu design simples torna-a barata e fácil de reparar, especialmente no caso de o rotor ser danificado devido ao elevado stress mecânico a que é sujeito. As turbinas Cross-flow possuem uma baixa eficiência quando comparadas com outras turbinas, e a elevada perda de queda útil, devido ao espaço entre o rotor e a água a jusante. Estes fatores devem ser tidos em conta quando se lida com quedas baixas ou médias. No caso de altas quedas, as turbinas podem também sofrer problemas de fiabilidade devido ao ainda mais elevado stress mecânico a que são sujeitas. Representam então uma alternativa interessante para quando se possui água suficiente, necessidades de potência bem definidas e fracos poderes de investimento (Rocha, 2008)

2.4.2 Turbinas de reação

Neste tipo de turbinas, a água circula entre as pás variando a velocidade e a pressão. Esta pressão por não ser constante (menor a saída do que à entrada) obriga à variação da secção transversal aproveitando a energia presente na água (uma parte na forma de energia cinética e o resto na forma de energia de pressão) (Silva, 2011)

Nas turbinas de reação distinguem-se dois grandes grupos: (i) as turbinas radiais, do tipo Francis, são turbinas adequadas para operação com condições intermédias de queda e de caudal, (ii) as turbinas axiais, do tipo Kaplan e Hélice, são indicadas para funcionamento sob queda baixa e caudais elevados (Rocha, 2008)

As turbinas de reação e de ação apresentam alguns elementos em comum, tais como a câmara de entrada, o distribuidor, a roda móvel ou rotor e o difusor (Silva, 2011)

Uma turbina de reação compreende, essencialmente, além da roda (Quintela, 2009):

- O distribuidor, cuja função é transformar parte da energia de pressão do escoamento em energia cinética, orientar a entrada da água para a roda, distribuindo-a uniformemente em toda a periferia, e regular o caudal absorvido pela turbina;
- A espiral, a montante do distribuidor, que ao longo do seu desenvolvimento alimenta de água aquele órgão, pelo que a respetiva secção decresce progressivamente para jusante;
- O difusor constituído por uma conduta de secção de secção progressivamente crescente, com a finalidade de promover a recuperação parcial da energia cinética à saída da roda.

O distribuidor das turbinas de reação é constituído por lâminas de secção pisciforme, denominadas diretrizes. As diretrizes são articuladas em torno de eixos, as quais são, em geral, atuadas simultaneamente pelo anel de regulação. As diretrizes formam, no seu conjunto, uma espécie de cortina de persianas dispostas circularmente. Consoante a abertura entre diretrizes, o caudal admitido na turbina é maior ou menor na posição de fecho e as diretrizes encostam-se duas a duas (Quintela, 2009)

O acionamento do anel de regulação é comandado pelo regulador de velocidade. A espiral é provida, do lado interior, de lâminas fixas, as pré-diretrizes, dispostas circularmente, as quais orientam as trajetórias na passagem para o distribuidor e constituem o pré-distribuidor (Quintela A.C., 2009). O facto das turbinas de reação possuírem uma elevada velocidade de rotação representa uma vantagem, pois permite o acoplamento direto ao gerador e não necessitam de sistemas reguladores de velocidade. Como desvantagem surge associado o fenómeno de cavitação a este tipo de turbinas (Silva, 2011)

A turbina Francis caracteriza-se por ter uma roda formada por uma coroa de alhetas fixas, que constituem uma série de canais hidráulicos que recebem a água radialmente e a orientam para a saída do rotor numa direção axial. Os outros componentes desta turbina são a câmara espiral (que pode ser aberta ou fechada com uma forma espiral), o distribuidor constituído por uma roda de alhetas fixas, ou móveis, que regulam o caudal, e o tubo de saída de água. O distribuidor permite controlar a entrada da água na turbina e regular a potência, mantendo a velocidade constante; também permite fechar a admissão de água numa paragem da central. O eixo das turbinas Francis pode ser horizontal ou vertical (e, ainda inclinado nas unidades pequenas). A primeira disposição tem, em relação à segunda, a vantagem de facilitar, para a manutenção, o acesso às diferentes partes da turbina e o inconveniente de exigir maior área, sendo reservada, em geral para unidades pequenas e médias (Quintela, 2009). Figura 12 representa uma turbina Francis.



Figura 12 - Turbina Francis (Quintela, 2009).

A turbina Francis tem uma grande adaptabilidade a diferentes quedas e caudais. Emprega-se para quedas úteis superiores a vinte metros (20 m). Para valores inferiores da queda utilizam-se turbinas de caixa aberta. A queda útil pode ter grandes variações (60-125%) e o caudal também pode variar (40-105%) do valor nominal como se pode ver na figura 13 (Rocha, 2008).

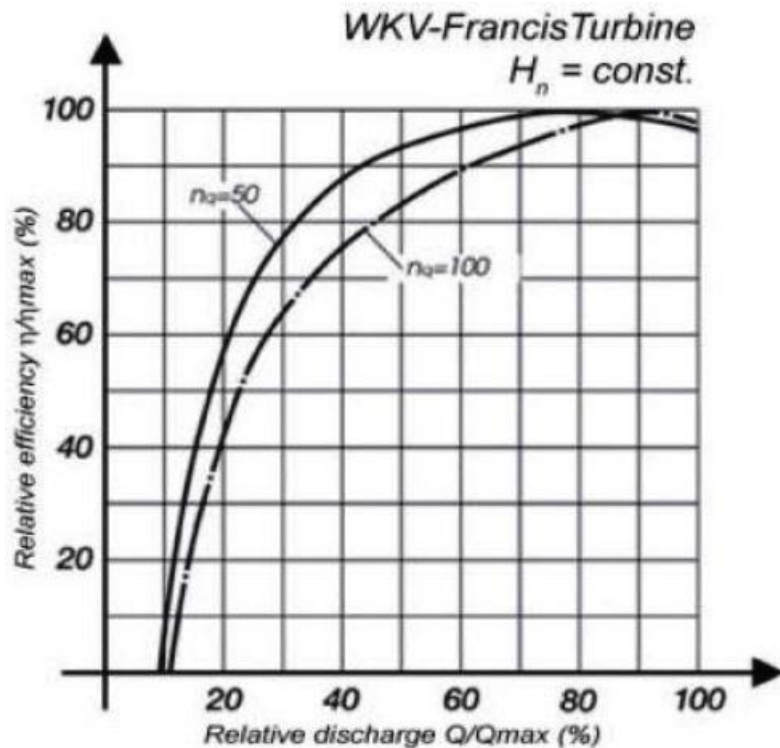


Figura 13 - Curva de eficiência de uma turbina Francis ao longo de uma gama de caudais, relativamente ao caudal nominal, para diferentes velocidades específicas (Rocha, 2008).

As turbinas Kaplan e Hélice (ver figura 14) estão associadas a caudais elevados e quedas reduzidas (entre 9 e 70 metros) e apresentam eficiências que podem alcançar os 94%. São constituídas por uma câmara que pode ser aberta ou fechada, por um distribuidor e normalmente por uma roda com 6 pás. Se as pás forem fixas, a turbina é do tipo Hélice. Se as pás forem móveis com a presença de um regulador, a turbina é do tipo Kaplan.

As turbinas Kaplan são reguladas quer através da ação do distribuidor quer com o auxílio da variação do ângulo de ataque das pás do rotor, conferindo-lhes uma grande capacidade de regulação. Pode admitir-se que a cada posição da pá corresponde uma turbina hélice, pelo que uma turbina Kaplan mantém rendimentos aliciantes para regimes de funcionamento diferentes (Silva, 2011)

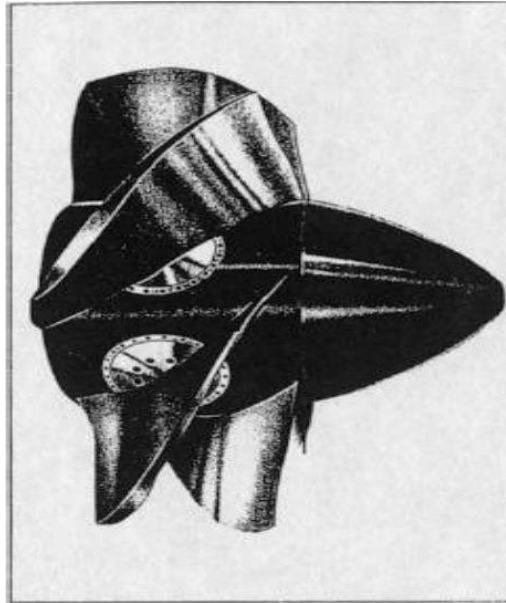


Figura 14 - Turbina Kaplan (Quintela, 2009).

Utilizam-se estas turbinas para pequenas quedas, inferiores a trinta metros. A queda útil pode ter grandes variações (60-140%) e o caudal também pode variar (15-110%) do valor nominal como se pode ver na figura 15. Esta maior versatilidade da turbina Kaplan implica um maior custo (Rocha, 2008).

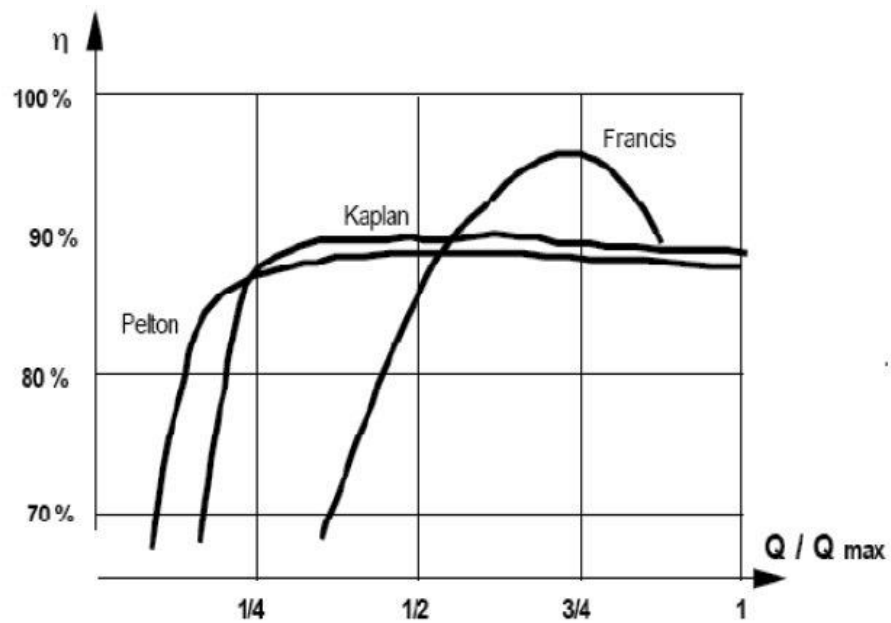


Figura 15 - Curva de eficiência de uma turbina Francis, Kaplan e Pelton para varias gamas de caudal, em relação ao caudal nominal (Rocha, 2008).

As turbinas Hélice e Kaplan têm geralmente o eixo vertical, mas existem outras variedades construtivas com o eixo horizontal, com escoamento axial, como as turbinas do tipo bolbo.

A turbina axial é também conhecida como turbina propeller de pás variáveis, sendo usada em pequenas quedas. A entrada da água é regulada através da presença de palhetas diretrizes. Variando a velocidade das pás do rotor simultaneamente, com as palhetas do distribuidor é possível alcançar rendimentos elevados com caudais volumétricos parciais (Silva, 2011)

2.4.3 Seleção da turbina

Os fabricantes de turbinas costumam apresentar ábacos ou diagramas em mosaico, onde estão representadas as áreas de aplicação dos diferentes tipos de turbinas que fabricam. Desta forma torna-se mais fácil a seleção de uma turbina para um determinado aproveitamento hidroelétrico.

Cada turbina tem um conjunto de requisitos e especificações que é desenvolvido a partir do projeto no qual sobressai a altura de queda da água, caudal e a sua potência de saída. As condições ambientais do local são também para se ter em consideração na implementação da turbina. A turbina necessita de ter uma manutenção regular verificada a partir de um operador no local. A escolha da turbina é também crucial para um bom rendimento da central e deve ser feita de acordo com estes requisitos descritos anteriormente (Williamson, Stark, & Booker, 2014).

Na escolha de uma determinada turbina, para além dos valores do caudal (Q) e da queda útil (H_u), podem ser considerados outros parâmetros. Normalmente este tipo de trabalho é executado pelo fabricante de turbinas que, em função dos dados relativos ao aproveitamento e de um conjunto de valores estatísticos da máquina (velocidade de rotação do veio, n_t), e as dimensões dos seus elementos constituintes (que se encontram relacionados por valores específicos do fabricante com os parâmetros do aproveitamento) dentro de uma gama normalizada (Rocha, 2008)

2.4.4 Rendimento de vários tipos de turbina

Ao atravessar a turbomáquina o fluido sofre uma evolução passando de um estado termodinâmico inicial para um estado termodinâmico final, cedendo energia. A evolução do fluido é geralmente adiabática. No entanto, não é isentrópica devido à existência de turbilhões e deslocamentos. Estes fenómenos são acompanhados por perdas de energia que dependem fundamentalmente da geometria da máquina. A máquina possuirá um rendimento maior quanto menor forem as perdas supra referidas. Para além das perdas hidráulicas mencionadas, tem que ser consideradas também as perdas mecânicas.

A escolha da turbina tem que ser estudada, uma vez que esta implica um grande investimento financeiro, permitindo assim uma correta exploração energética da mesma. (Silva, 2011).

Uma turbina apresenta um valor máximo de rendimento para um determinado ponto de funcionamento, ou seja, escolhida a velocidade de rotação, para um dado par de valores Q e H , procura-se que o grupo escolhido seja tal que esse par de valores corresponda à situação de regime nominal, em que a queda útil seja o valor tomado para a definição da potência máxima instalada, e o caudal correspondente ao valor do caudal máximo turbinável considerado.

Tal será conseguido se a turbina tiver sido projetada para funcionar de um modo “perfeito” para esse ponto de funcionamento, apresentando para essa combinação de valores de caudal quedas, às menores perdas de eficiência, conduzindo portanto, ao valor máximo do rendimento. Contudo, à necessidade das ações de regulação irão, conjuntamente com a variação natural do caudal e da queda, obrigar a que a turbina trabalhe para pontos de funcionamento distintos do regime, vindo assim apresentar, para essas situações, valores de rendimento inferiores ao máximo valor (Rocha, 2008)

Conclui-se que as turbinas tipo Kaplan, Pelton e Cross-flow são as mais adequadas para funcionarem com um caudal variável, devido à reduzida variação do rendimento. A turbina do tipo Francis são as mais adequadas para operar com rotação variável, uma vez que há pouca variação do rendimento. No entanto, quando estas turbinas operam fora das condições normais de funcionamento, às turbinas tipo Francis estão sujeitas a problemas relacionados com a formação de vórtice no núcleo do rotor, ou da conduta da restituição. A formação do vórtice representa uma dificuldade para a estabilidade do grupo e também pode contribuir para uma vibração mecânica. Outro problema associado é a cavitação à saída do rotor, devido à redução de pressão de água em relação à pressão de vapor. No entanto, se o caudal for menor que o caudal nominal, o rendimento da turbina diminui, assim como a potência hidráulica (Quintela, 2009). Na figura 16 representam-se os limites compreendidos pelas diferentes turbinas supra abordadas

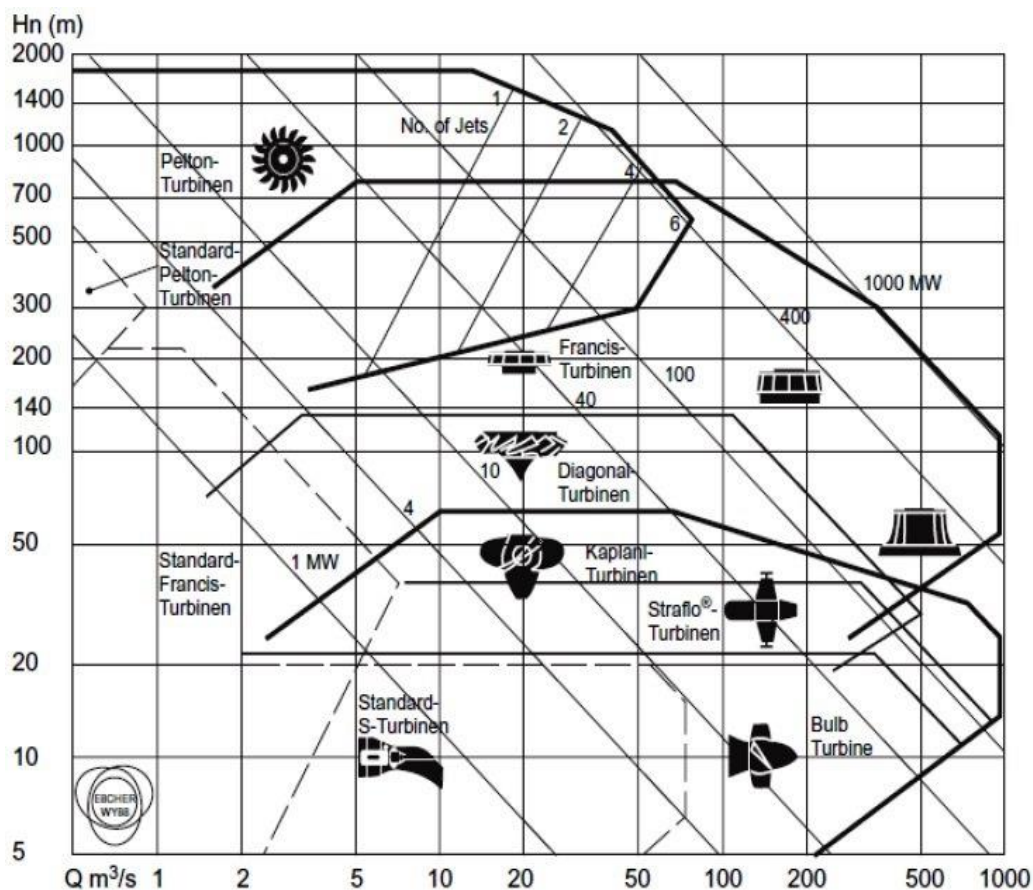


Figura 16 - Campos de aplicação abrangidos por varios tipos de turbina (Rocha, 2008).

Geralmente, para uma altura de queda útil superior a 800 metros ou inferior a cerca de 10 metros, só é aplicável, a turbina Pelton ou Kaplan, respetivamente, no entanto intervalos de altura de queda útil nos quais se pode aplicar mais do que um tipo. Nestas situações, a escolha entre os tipos pré-selecionados a partir da queda útil será feita pela consideração das vantagens e desvantagens associadas relativamente aos pontos de vista de funcionamento, de instalação e de manutenção, para cada tipo de turbinas, bem como as características exigidas para os alternadores. Como tal, a favor da turbina Pelton, relativamente à Francis, tem-se a possibilidade de fazer face a grande variação da potência sem baixar, sensivelmente, o rendimento; maior facilidade de evitar altas sobrepressões; maior simplicidade de manutenção. Por sua vez a turbina Francis, apresenta um menor espaço exigido, maior velocidade de rotação e rendimentos superiores para as potências elevadas. As turbinas Kaplan apresentam, relativamente às Francis, maior velocidade de rotação, um maior rendimento numa vasta variação de potência e da queda. No entanto, apresentam um custo acrescido (tanto relacionado com a turbina com as obras de construção civil inerentes (Silva, 2011).

2.5 Recuperação de energia hidráulica em sistemas de distribuição de água

Por esta altura, com o objetivo de satisfazer as necessidades energéticas de uma população em franco crescimento e com níveis de qualidade de vida mais exigentes, surgiu a necessidade de projetar aproveitamentos hidroelétricos com capacidade de armazenamento de água turbinada para sua futura reutilização. Sucintamente, este tipo de instalações constitui, desde aí, a forma mais eficiente e ambientalmente mais aceitável de armazenar energia potencial hidráulica durante fases de baixa necessidade para tomá-la disponível na rede em picos de procura (Oliveira, 2008).

2.5.1 Sistema de regulação por conduta forçada de uma barragem

Algumas construções de sistema de abastecimento de água consideram a utilização de barragens e a criação de reservatórios para regular os caudais, garantindo a continuidade do fornecimento, mesmo durante períodos hidrológicos secos. O volume útil dos referidos reservatórios é diretamente proporcional à energia hidráulica acumulada que permite gerir a procura de água e a geração de energia devido aos pontos altos de consumo e a variabilidade sazonal.

A altura da barragem e a sua posição geográfica em relação à estação de tratamento de água vai definir os possíveis esquemas do sistema hidroelétrico associado. Nesse sentido, este pode ser instalado (1) um aproveitamento hidroelétrico, em que a barragem está longe da estação de tratamento de água (neste caso, a queda bruta disponível é calculado a partir da soma da altura da barragem e a topografia natural inclinação), e a turbina é instalado à entrada da estação de tratamento de água ou (2) a acumulação hidroelétrica, em que a turbina é instalada na base da barragem (sendo o queda bruta criada pela altura da barragem). No caso 2 a descarga da água é conduzida por um canal aberto até a turbina. A instalação proposta segue o esquema sugerido na figura 17, em que a figura superior representa caso 1 e figura inferior o caso 2. Tal como referido o caso 2 pode ter o inconveniente no transporte de energia sendo necessário a instalação de um sistema de controlo remoto, pois a acumulação de energia nas barragens pode estar localizado longe das possíveis unidades de consumo de energia ou pontos de conexão da rede local (Vilanova & Balestieri, 2014).

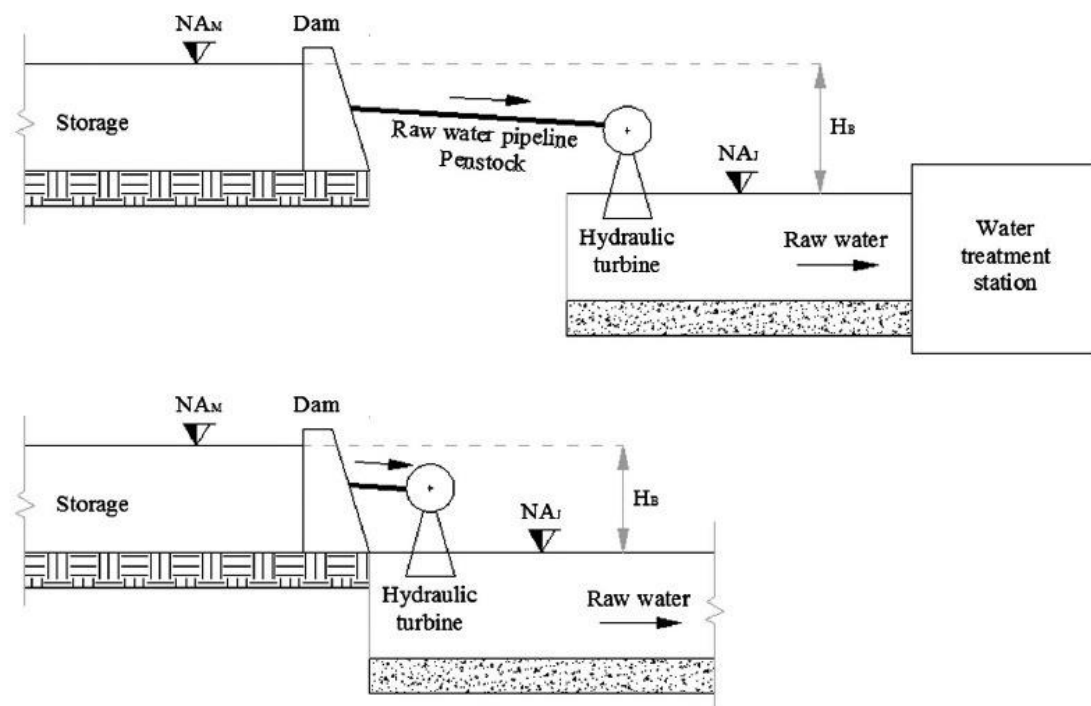


Figura 17 – Representação esquemática do sistema de recuperação de energia (Vilanova & Balestieri, 2014).

2.5.2 Armazenamento de energia por bombagem

O sistema de armazenamento de energia por bombagem consiste no bombeamento da água para reservatórios a uma cota superior durante o período baixo de custo de eletricidade. Posteriormente, durante o pico de consumo a água é libertada do reservatório passando pela turbina e produz energia. Para além de suportar o aumento da procura em períodos de pico, este sistema também proporciona benefícios económicos de gestão de tarifas de energia, que podem ter valores diferentes no período de pico.

Associar o de armazenamento de energia por bombagem com o sistema de abastecimento de água pode ser gerido de forma integrada, oferecendo vantagens financeiras e operacionais. A procura de água e de energia ocorre simultaneamente, o que indica que o volume de água bombeada é armazenada durante o período de baixa pode ser ativado durante o período de pico para suprir a crescente procura de água, ao mesmo tempo que gera energia, evitando assim o consumo de energia para o bombeamento durante o período onde a energia é mais cara (Vilanova & Balestieri, 2014).

A partir dos pontos de vista financeiros, ambientais e de vista energético, o máximo benefício do sistema de armazenamento de energia por bombagem associado com os sistemas de abastecimento de água pode ser alcançada através da utilização e de otimização operacional

de fontes renováveis durante o período de bombagem, o que elimina ou reduz a dependência energética da rede local. Pode ser considerado o uso de turbinas reversíveis ou a associação de turbinas e bombas convencionais. A posição dos grupos geradores depende do *layout* do sistema, especialmente sobre a posição relativa das bacias hidrográficas, como se poder na figura 18. A captação de água bruta (à esquerda da Figura) normalmente utiliza bombas hidráulicas convencionais quando projetados para fornecer exclusivamente água ou bomba-turbinas reversíveis, PAT (*Pump as Turbine*), quando esta é projetada para o abastecimento de água e de geração de energia em simultâneo (Vilanova & Balestieri, 2014).

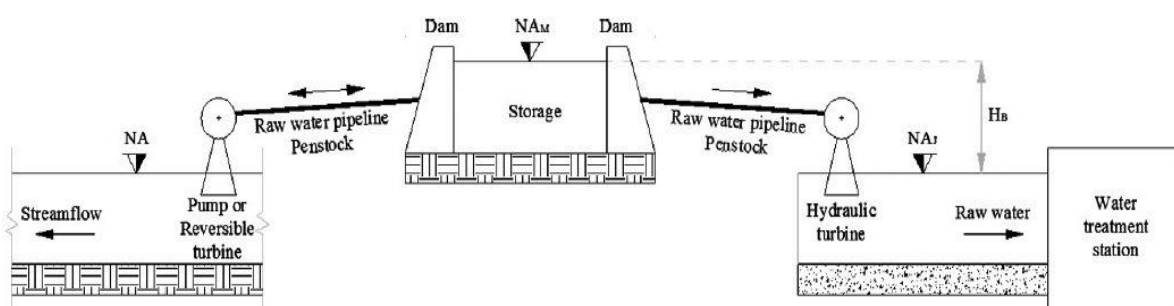


Figura 18 – Representação esquemática do sistema de armazenamento de energia por bombagem (Vilanova & Balestieri, 2014).

2.5.3 Bombas a funcionar como turbinas

A utilização de bombas a funcionar como turbinas, PAT (*Pump as Turbine*), em sistemas de transporte de água, nomeadamente, abastecimento de água a populações pode ser uma alternativa valiosa para a produção de energia elétrica, no contexto da eficiência energética, com baixo custo e favorável em termos ambientais. A opção da escolha de bombas é aplicável sempre que exista no sistema excesso de energia e que as potências a instalar (ou caudais a turbinar) sejam reduzidas, que se torne economicamente inviável a instalação de turbinas. Nesta conformidade, os sistemas com excesso de energia disponível, em certas secções do circuito hidráulico, podem apresentar condições especialmente favoráveis à instalação de bombas a funcionar como turbinas para aproveitamento dessa energia, que de outro modo seria dissipada através de válvulas redutoras (Ramos, Covas, & Araújo, 2004).

Na figura 19 podem observar-se as curvas de características do funcionamento de bombas (funcionamento normal) e turbinas (ou bombas com turbinas), que caracterizam a variação da potência, altura de elevação/queda útil e rendimento com a variação de caudal.

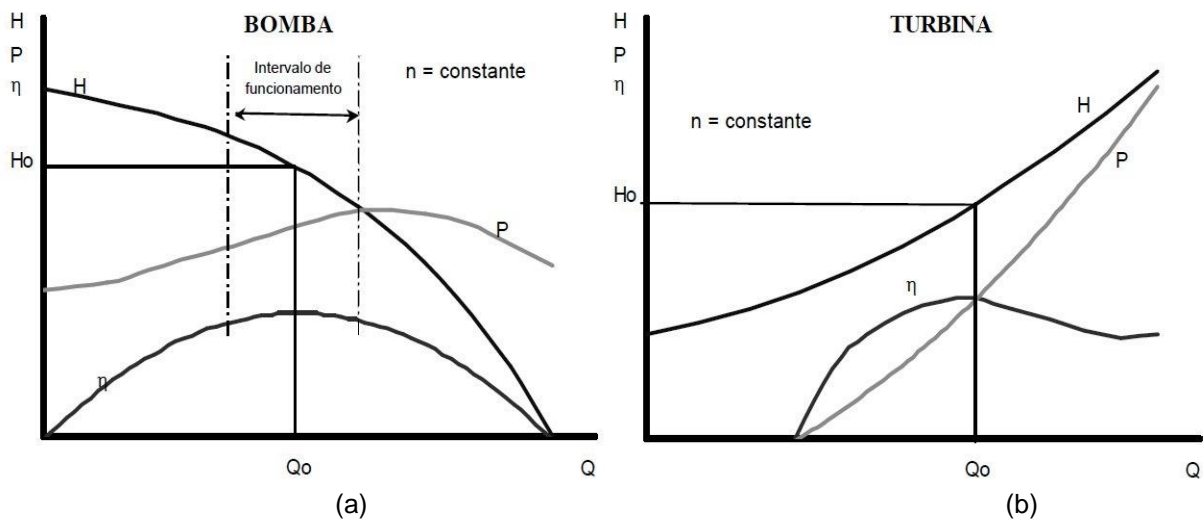


Figura 19 - Curvas típicas do desempenho de (a) bomba com funcionamento normal e (b) como turbina (Ramos, Covas, & Araújo, 2004).

A utilização de bombas a funcionar como turbinas para a produção de energia, como solução economicamente viável, apresenta várias vantagens, sendo de considerar como as mais importantes o facto de ser uma solução de baixo custo e uma fonte de energia limpa, sem impactes ambientais negativos significativos. Este tipo de solução apresenta vantagens económicas em termos de custos de investimento e de disponibilidade no mercado de uma gama variada de bombas, aplicáveis a diferentes caudais, comparativamente à utilização de microturbinas, cujos custos são mais elevados (Ramos, Covas, & Araújo, 2004).

2.5.4 Substituição de válvulas redutoras de pressão em sistemas de distribuição de água

Alguns *layouts* de sistema de abastecimento de água utilizam válvulas ou caixas de passagem para o alívio da pressão, o que vai originar uma redução de pressão ao longo das condutas, especialmente em casos de tubagens longas e terrenos com alta variabilidade topográfica entre a bacia hidrográfica e a estação de tratamento de água. Isto porque (i) as condutas que se estende para jusante desses dispositivos/estruturas podem não suportar o aumento da pressão (no caso das válvulas redutoras de pressão) ou (ii) originar a diferença de pressões. Nesta situação, as estruturas de alívio de pressão ou válvulas redutoras construídas para evitar a diferença de pressões podem ser substituídas ou combinadas com uma turbina hidráulica, que pode converter o excesso de pressão útil em energia ou recuperar a carga hidráulica existente entre a admissão da água e a válvula redutora (Vilanova & Balestieri, 2014).

No caso de condutas de água tratada, a possibilidade de recuperação de energia (ver figura 20) é mais viável no caso em que os tanques de distribuição estão localizados em altitude mais baixas do que a estação de tratamento de água ou em condutas que interconectam dois tanques pertencentes à rede de distribuição. Estes tanques podem funcionar como reservatórios de abastecimento ou estruturas de restituição de água turbinada, de acordo com o tipo de turbina. Nestes casos, deve ser dada atenção à eliminação de possíveis fontes de contaminação da água tratada durante a inserção da turbina hidráulica. O uso de turbinas hidráulicas inserido diretamente na distribuição de água na rede parece ser uma das formas mais complexas da recuperação de energia hidráulica em sistemas de abastecimento de água, uma vez que é necessário manter os níveis de pressão nos pontos de consumo, de maneira a evitar adversidades hidráulicas nomeadamente fenómeno de cavitação (Vilanova & Balestieri, 2014).

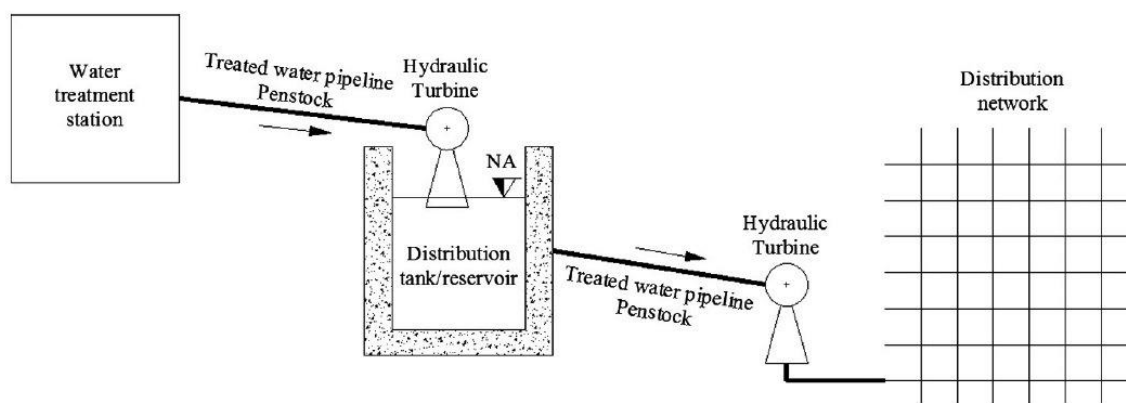


Figura 20 – Representação esquemática do sistema de recuperação de energia substituindo dispositivo de pressão (Vilanova & Balestieri, 2014).

A procura intensiva de água e de energia por parte das populações e das indústrias levou a criação de um sistema hidrelétrica *in-pipe* de maneira a gerar eletricidade renovável a partir da água que flui através das suas tubagens, sem interromper o fluxo. Este sistema consiste numa turbina de eixo vertical que gera energia através da extração de sobrepressões dentro das condutas de águas residuais.

Apesar da energia gerada pelo sistema não ser suficiente para abastecer uma cidade inteira, as turbinas de eixo vertical podem gerar energia suficiente para habitações como escolas e bibliotecas. E, ao contrário da energia solar ou eólica, o sistema pode gerar eletricidade em qualquer horário ou clima.

Outra questão importante a ser abordada durante a conceção deste modelo de recuperação de energia hidrelétrica é a alta variabilidade da descarga e pressões na rede de distribuição, o que depende das exigências dos consumidores. Esta variabilidade irá influenciar,

por exemplo, a seleção de tipos de turbinas, de acordo com as descargas, altura de queda útil e velocidades de rotação (Vilanova & Balestieri, 2014).

2.6 Metodologias para o local ideal para implementação da microturbina ou PAT

Apesar das enormes contribuições dos métodos mencionados anteriormente para a melhoria da eficiência energética em sistemas de distribuição de água, a dependência destes sistemas nos combustíveis fósseis continuará a ser notório. A melhor maneira de tornar esses sistemas energeticamente sustentáveis é através da introdução de fontes de energia renováveis ou mesmo extrair o excesso de energia disponível. O principal obstáculo para a implementação desse tipo de solução para a eficiência do sistema de distribuição está relacionado com o custo de implementação. Em sistemas hidroelétricos o uso de turbinas ou bombas a operar como turbinas (PAT) é usual para a recuperação do excesso de energia que é geralmente perdida no sistema de distribuição de água devido ao uso de válvulas redutoras de pressão (VRP). Geralmente, uma turbina pode ser classificada com base no princípio da operação, como: (i) turbinas de ação ou turbinas de reação. O principal problema das turbinas é a eficiência reduzida, tipicamente entre 30% e 60% (Coelho & Andrade-Campos, 2014).

Embora a perda de água ocorre em todos os sistemas de distribuição, em muitas redes a perda de água são ainda maiores do que 30 a 40%, atribuível ao envelhecimento, deterioração dos componentes do sistema (como tubos e válvulas). Consequentemente, a gestão de pressão é quase sempre uma parte integrante de uma estratégia da gestão do caudal. A pressão pode ser reduzida para limitar o caudal, mas em condições eficientes de funcionamento deve ser garantida uma pressão adequada através da rede: para horas de maior pico de procura ou no caso de uma rutura na rede de distribuição. Uma estratégia eficiente de controlo de pressão é manter a pressão a um nível suficiente para proporcionar a procura requerida em cada nó e assim alcançar um valor padrão de pressão. Uma maneira comum de reduzir a pressão é a instalação válvulas redutoras de pressão (VRP) nas redes de distribuição, o que reduz a global capacidade hidráulica, aumentando as perdas de carga atribuível para cada secção. O nível de pressão ótimo deve ser realizado utilizando uma estratégia operacional eficiente. Muitos matemáticos utilizaram modelos para a localização ideal e configuração de válvulas nos sistemas de distribuição. A abordagem proposta pode efetivamente melhorar a gestão de distribuição de água, com efeitos positivos sobre a redução de pressão e da perda de água. Nos últimos anos, a oportunidade de combinar a redução de perdas de água com a geração de energia foi destacada, substituindo VRP por turbinas ou bombas como turbinas (PAT) (*Pump as Turbine*) (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012).

A gestão de pressão em sistemas de distribuição de água utilizando válvulas redutoras de pressão tem sido abordada por diversos investigadores. A obtenção das perdas de carga que minimizem as pressões nodais e, por conseguinte, a ocorrência de fugas no sistema, ou a

maximização do aproveitamento de energia disponível no sistema que seria desperdiçado, constituem objetivos fundamentais aplicados aos sistemas de distribuição. Os dados são gerados aleatoriamente, utilizando para o efeito a técnica dos Algoritmos Genéticos (AG) para que o sistema atinja o seu valor ótimo em termos de minimização de fugas e maximização de energia. Os AG fazem parte das técnicas de busca e otimização, que manipulam um espaço de possíveis soluções utilizando mecanismos adaptados à “Seleção Natural de Darwin”. São, assim, robustos e eficientes em espaços de busca irregulares, multidimensionais e complexos e apresentam características que operam numa população de pontos, trabalham de forma codificada os parâmetros (normalmente representação binária), utilizam regras não determinísticas ou, probabilísticas, e, para cada elemento da população de indivíduos, requerem informações apenas sobre o valor da função de aptidão. Têm sido utilizados com sucesso na resolução dos complexos problemas de otimização, em particular, na modelação de sistemas de abastecimento de água. A principal desvantagem reside nos altos requisitos computacionais para atingir a melhor ou a solução ideal. A localização e o ajuste de abertura das válvulas foram avaliados pela minimização do erro quadrático medio entre a pressão real e a alvo (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012),

$$Z_J = \sum_{i=1}^{n_o} \alpha \times (P_{ij} - P_{\min})^2, \quad (2.22)$$

onde o n_o é o numero de nós da rede, P a pressão calculada no nó, P_{\min} a pressão alvo e α o coeficiente de penalização. Em cada nó a pressão deve ser igual ou maior a P_{\min} para assegurar um serviço adequado.

A instalação de turbinas em sistemas de distribuição ainda consiste num pedido incomum que requer uma análise preliminar para garantir a escolha de uma turbina ideal, sendo necessário efetuar uma caracterização do local bem como a contabilização dos consumos diários e avaliar os padrões sazonais da procura, o que pode modificar drasticamente o funcionamento da turbina e esta deve garantir pressão suficiente na rede para um serviço adequado.

As turbinas de reação atingem melhores desempenhos, embora tenham um custo elevado de fabrico. As bombas, ao operar em sentido inverso, têm vantagens importantes sobre as turbinas convencionais na produção de energia hidroelétrica, ao passo que no caso das turbinas são projetadas para cada local. No entanto, a gama de caudal em que a PAT pode operar é muito mais pequeno do que a de uma turbina convencional e deve ser cuidadosamente selecionada para obter a melhor eficiência possível.

Por conseguinte, uma VRP deve ser instalada em série com uma PAT ou turbina como se pode ver na figura 21 onde na primeira ramificação ocorre a dissipação de energia hidráulica através da válvula onde posteriormente essa energia é recuperada transformando-a em energia elétrica com ajuda de uma PAT ou de uma turbina. A segunda ramificação consiste num *by-pass* onde a água

atravessa a válvula e segue o seu curso normal onde a dissipação de energia hidráulica é menor comparando na primeira ramificação, logo a energia recuperada é de baixo valor.

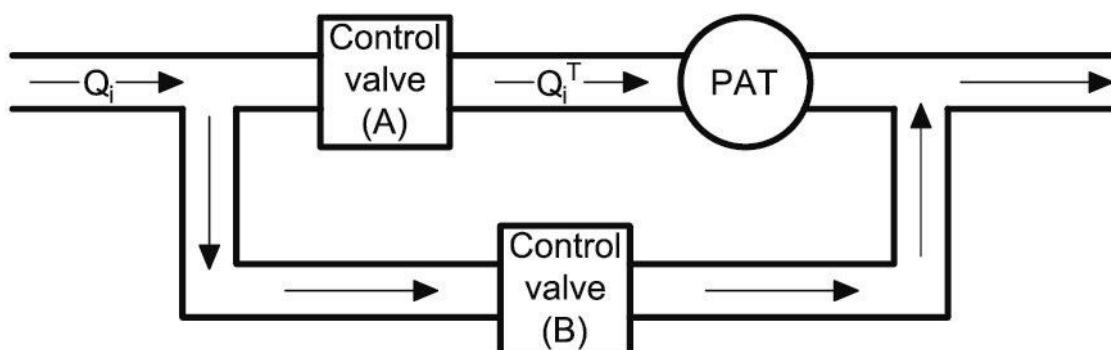


Figura 21 – Representação esquemática de instalação de uma PAT num sistema de distribuição (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012).

A curva de rendimento da PAT ou de uma Turbina é a relação entre a queda útil e o caudal nominal. Identificar o ponto de melhor eficiência (BEP) é importante, o que varia de acordo com o tipo e tamanho da bomba, geralmente 40 a 80%. As curvas de características das PAT podem ser calculadas de acordo com experiência de alguns investigadores, resultado das seguintes relações entre bomba e PAT:

$$Q_{t1} = \frac{Q_{pb}}{\eta_{pb}^{0.8}}, \quad H_{t1} = \frac{H_{pb}}{\eta_{pb}^{1.2}} \quad (2.23)$$

$$\frac{H_{tb}}{H_{t1}} = \left(\frac{N_t}{N_p}\right)^2, \quad \frac{Q_{tb}}{Q_{t1}} = \frac{N_t}{N_p} \quad (2.24)$$

em que o N é a velocidade rotacional e η a eficiência.

Portanto, a potência teórica capaz de ser gerada por uma PAT ou Turbina é dada por:

$$P_{tb} = \rho \times g \times Q_{tb} \times H_{tb} \times \eta_{tb} . \quad (2.25)$$

A PAT pode trabalhar em condições de projeto, mas a maioria dos métodos permite o cálculo de apenas do ponto de melhor eficiência da PAT. Estimar as curvas características de uma PAT sobre a base do seu ponto de eficiência é uma operação complexa.

O trabalho de (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) fornece um estudo da utilização de PAT em vez de VRP para redução de perda de água e de produção de energia em sistemas de distribuição de água. Os ensaios experimentais foram realizados na cidade de Nápoles (Itália). Numa fase inicial, os autores utilizaram um modelo de simulação e algoritmos genéticos para a localização ótima de VRP.

3. Metodologia e Implementação

Neste capítulo descreve-se a metodologia desenvolvida neste trabalho assim como a sua implementação. Introduce-se o problema a resolver bem como os passos a seguir durante a sua resolução.

3.1 Descrição geral

Neste trabalho, de forma a aproveitar a energia desperdiçada na redução de pressão e de velocidade na rede de abastecimento propõem-se a substituição das VRP por microturbinas que tentam aproveitar a redução de pressão para a geração de energia elétrica onde as variáveis consideradas são dadas pelo padrão de funcionamento da rede de abastecimento de água ao longo de um ano.

As condições de funcionamento de turbinas integradas numa dada instalação dependem das respetivas curvas características da instalação para o caso de sistemas de abastecimento de água, nomeadamente o caudal e a pressão manométrica, em virtude de serem às que apresentam maior variação. De salientar que existe um conjunto de problemas a resolver em que intervêm vários parâmetros influenciadores, tais como: a escolha dos caudais nominais passíveis de ser turbinados, utilização das curvas características para a definição de funcionamento da turbina em correspondência com as diferentes quedas brutas e caudais turbinados.

O valor ótimo de energia que se pretende obter recorrendo à implementação de microturbinas corresponde ao maior ganho energético possível de produção. Este valor é obtido através do projeto e da seleção do local de implementação de microturbinas, representando o melhor padrão de funcionamento conseguido. Estas variáveis são encontradas através de uma metodologia desenvolvida e implementados numa ferramenta numérica. Pretende-se que esta metodologia forneça os seguintes dados de saída:

- a) a localização da implementação de uma turbina;
- b) a seleção do tipo de turbina;
- c) a potência nominal da turbina (em kW);
- d) energia anual produzida (em MWh/ano);
- e) rendimento máximo da Turbina (em %);
- f) o investimento global (em euros);
- g) o tempo de retorno (em anos);
- h) receitas ao final de 25 anos (em euros).

Mediante as condições de entrada, os dados de saída da metodologia e consequentemente, da ferramenta numérica desenvolvida neste trabalho representam as melhores soluções possíveis para as várias turbinas já descritas anteriormente.

3.1.1 Produção de energia elétrica

É fundamental a associação do grupo turbina-gerador ou microturbina-gerador com o objetivo de transformar a energia de rotação em energia elétrica. A potência nominal do sistema pode ser dada por:

$$\dot{W} = Q \times P \times g \times \rho_{\text{água}} \quad (3.1)$$

onde P representa a pressão manométrica num determinado ponto do nó candidato a receber uma turbina em metros, Q é o caudal, g a aceleração da gravidade e $\rho_{\text{água}}$ a massa volúmica da água.

A energia produzida pelo sistema é conseguida através do cálculo integral da potência útil num determinado intervalo de tempo. A energia produzida pelo sistema pode ser dada por:

$$E = \int_{t_0}^{t_1} Q \times P \times \eta_t \times g \times \rho_{\text{água}} dt, \quad (3.2)$$

onde η_t é o rendimento da turbina. Mediante o caudal nominal escolhido calcula-se a energia produzida para um determinado local para cada hora. O tempo de retorno do investimento pode ser calculado mediante o custo da turbina por potência instalada, contabilizando os custos relacionados com a instalação de obra civil.

Para além da altura de queda, há que se ter em conta outro parâmetro fundamental na seleção criteriosa da turbina hidráulica: a potência. A figura 22 ilustra um diagrama usado na seleção de turbinas para pequenos aproveitamentos hidroelétricos e que tem como função principal pré-selecionar a turbina mais adequada para cada tipo de situação. Com a ajuda deste

diagrama é possível escolher um determinado caudal médio de abertura (Q_d) para cada tipo de turbina de forma tornar uma correta avaliação a escolha do caudal de projeto a turbinar.

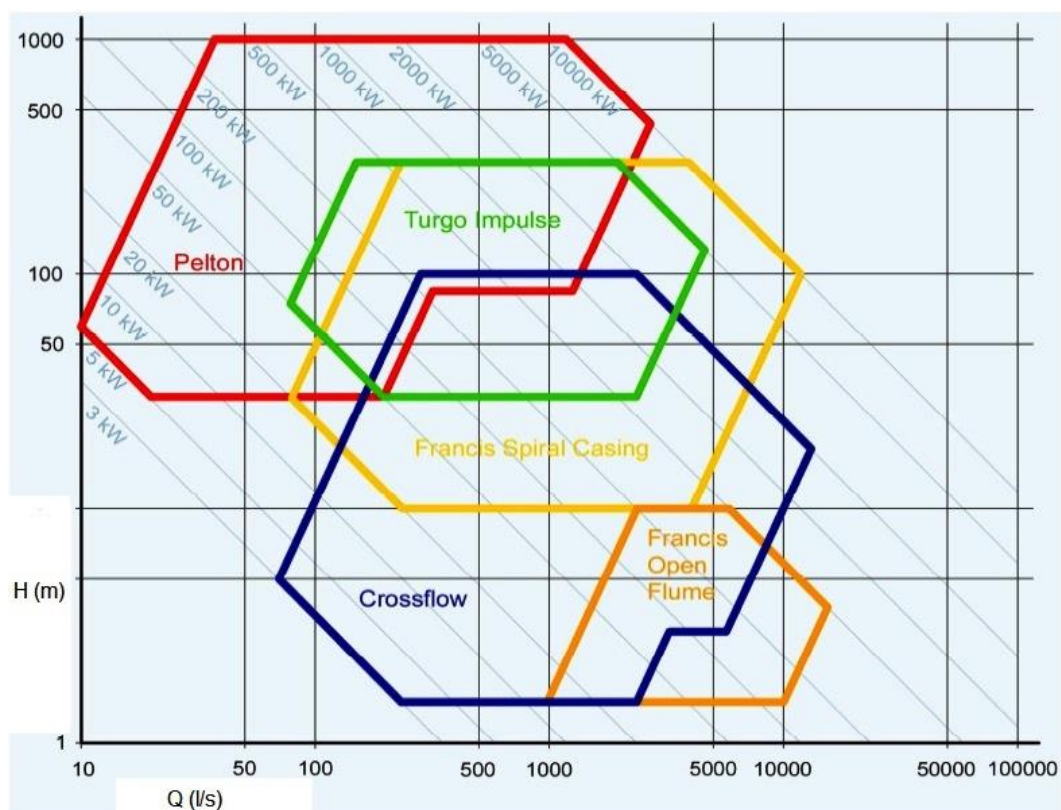


Figura 22 - Diagrama Q-H que indica a região de funcionamento de cada turbina (Bumba, 2012).

3.1.2 Seleção do local e escolha do tipo de turbina

Para determinar as zonas com melhor potencial energético disponível são analisadas as pressões e os caudais do sistema onde existem VRP e zonas com desnível de cotas geométricas. Em análise considera-se a instalação de um conversor de energia onde se pode aproveitar a carga excedente para a produção de energia, mantendo a função das VRP para o controlo da pressão. Neste caso, o estudo da implementação de equipamento hidromecânico para produção de energia (e.g. microturbinas) tem que ser desenvolvido por forma a determinar para cada conjunto condutano a melhor opção, baseada na produção de energia, em análises de viabilidade económica bem como a análise do comportamento da rede hidráulica após a implementação da microturbina. A energia gerada por equipamento adequado pode ser usada localmente ou ser vendida à rede elétrica nacional, dependendo da tarifa e das vantagens locais.

A turbina hidráulica corresponde a uma parcela muito significativa do custo de um aproveitamento hidroelétrico, pelo que a sua seleção criteriosa reveste-se de particular interesse.

Por isso, antes de selecionar a turbina a instalar é necessário conhecer a altura manométrica e o caudal disponível, para se determinar o tipo de turbina a utilizar, se é de ação ou reação. A classificação das turbinas geralmente encontra-se em função da altura manométrica, como se pode observar na tabela 1, bem como através do diagrama de seleção de turbinas que têm como função principal auxiliar e pré-selecionar a turbina mais adequada (ver figura 22). Em caso de selecionar uma turbina em zonas de sobreposição no diagrama é selecionada aquela que tem um custo de aquisição mais baixo com uma produção de energia elétrica elevada. Como regra geral, utilizam-se turbinas de ação para grandes alturas manométricas e pequenos caudais, já as turbinas de reação são utilizadas para pequenas alturas manométricas e grandes caudais.

Através das variáveis da potência e da altura manométrica presentes na figura 22 é possível retirar o caudal médio de abertura (Q_0) para cada tipo de turbina.

Tabela 1 - Classificação das Turbinas (Bumba, 2012).

Turbina	Altura manométrica		
	Baixa (<10 m)	Média (10 a 50 m)	Alta (> 50m)
Ação	Cross-flow	Cross-flow	Pelton
Reação	Francis Kaplan	Francis Kaplan	

Grande parte das características de bombas, turbinas e turbinas-bombas podem ser representadas sob a forma gráfica em função da sua velocidade específica. Por seu turno, qualquer turbomáquina hidráulica poderá ser caracterizada por uma série de velocidades específicas para uma dada velocidade de rotação, dependendo do seu ponto de funcionamento. A velocidade específica (n_s) constitui num critério viável para a seleção da turbina, através da seguinte equação (Penche, 1998) :

$$n_s = n \frac{\sqrt{P_u}}{H^{1,25}}, \quad (3.3)$$

onde n representa o número de rotações por minuto do gerador, P_u a potência da turbina e o H a altura manométrica da turbina.

3.1.3 Descrição do funcionamento das turbinas

O cálculo de rendimento da turbina foi conseguido através da metodologia de cálculo pelo RetScreen International “*Clean Energy Project Analysis: RETScreen Engineering & Cases Textbook, Chapter, Small Hydro Project Analysis*” (International, 2005). A presente metodologia de cálculo do rendimento da turbina Francis inicia-se com a determinação do diâmetro de corrida, D_r

(*runner diameter*), relacionada com o caudal máximo de abertura da turbina Q_d para o qual é projetada, representado por:

$$D_r = 0.46 \times Q_d^{0.473}. \quad (3.4)$$

A velocidade de rotação, n_q depende da altura de queda útil, h que é representada por:

$$n_q = 600 \times h^{-0.5}. \quad (3.5)$$

Consequentemente, procede-se ao cálculo do pico de eficiência ajustado à velocidade de rotação, conseguida através de:

$$e_{nq}^p = \left\{ \frac{n_q^{-56}}{256} \right\}^2. \quad (3.6)$$

O pico de eficiência é ajustado ao diâmetro de corrida e é dado por:

$$e_d^p = (0.081 + e_{nq}^p) (1 - 0.789 D_r^{-0.2}). \quad (3.7)$$

No seguimento das equações anteriores, calcula-se o pico de eficiência da turbina, e^p , dado por:

$$e^p = (0.919 - e_{nq}^p + e_d^p) - 0.0305 + 0.005 \times R_m, \quad (3.8)$$

sendo que R_m representa o coeficiente de fabrico e design da turbina, variando entre 2,8 a 6,1, e onde, por defeito, considera-se 4,5.

O pico de eficiência do caudal da turbina é dado por:

$$Q^p = 0.65 \times Q_d \times n_q^{0.05}. \quad (3.9)$$

Com base nas equações anteriormente referidas, calcula-se o pico de eficiência da turbina e_q^p relativamente ao escoamento. Esta é dada por:

$$e_q^p = \left\{ 1 - \left[1.25 \times \left(\frac{Q^p - Q}{Q^p} \right) (3.94 - 0.0195 \times n_q) \right] \right\}. \quad (3.10)$$

A turbina Kaplan apresenta um rendimento semelhante a turbina Francis, com a determinação do diâmetro de corrida e da velocidade de rotação representados respetivamente por:

$$D_{r1} = 0.41 \times Q_d^{0.473}, \quad (3.11)$$

$$n_{q1} = 800 \times h^{-0.5}. \quad (3.12)$$

Procede-se ao cálculo do pico de eficiência da turbina ajustado à velocidade de rotação, através de:

$$e_{nq1}^p = \left\{ \frac{n_q - 170}{256} \right\}^2. \quad (3.13)$$

O pico de eficiência é ajustado ao diâmetro de corrida e pode ser dado por:

$$e_{d1}^p = (0.095 + e_{nq1}^p) (1 - 0.789 D_r^{-0.2}). \quad (3.14)$$

Através deste conjunto de equações, calcula-se o pico de eficiência da turbina e^{p1} através de:

$$e^{p1} = (0.905 - e_{nq1}^p + e_{d1}^p) - 0.0305 + 0.005 \times R_m. \quad (3.15)$$

A determinação do pico de eficiência do caudal é dado por:

$$Q^{p1} = 0.75 \times Q_d. \quad (3.16)$$

Com o apoio destas equações anteriormente descritas, calcula-se o pico de eficiência da turbina e_{q1}^p relativamente ao escoamento através de:

$$e_{q1}^p = \left[1 - 3.25 \times \left(\frac{Q^{p1} - Q}{Q^{p1}} \right)^6 \right] \times e^{p1}. \quad (3.17)$$

A metodologia de cálculo de rendimento da turbina Pelton pode ser determinada com ajuda das seguintes equações. Inicia-se com a determinação da velocidade rotacional da turbina dado por:

$$n_{q2} = 31 \times \left(h \times \frac{Q^p}{j} \right)^{0.5}, \quad (3.18)$$

onde o j representa o número de jatos que varia de 1 a 6 consistindo em aumentar a velocidade com que a água sai do conjunto de injetor.

De seguida determina-se o cálculo do diâmetro externo de corrida através de:

$$D_{r2} = 49.4 \times h^{0.5} \times j^{0.02} / n_{q2}. \quad (3.19)$$

Com ajuda do conjunto de fórmulas utilizadas anteriormente calcula-se o pico de eficiência da turbina através da seguinte equação

$$e^{p2} = 0.864 \times D_{r2}^{0.04}. \quad (3.20)$$

A determinação do pico de eficiência do caudal pode ser feito por:

$$Q^{p2} = (0.662 + 0.001j)Q_d. \quad (3.21)$$

Com base nas equações referidas, calcula-se o pico de eficiência da turbina, associado ao escoamento. Esta é dada por:

$$e_{q2}^p = \left[1 - \left\{ (1.31 + 0.025j) \left[\left(\frac{Q^{p2} - Q}{Q^{p2}} \right)^{(5.6+0.4j)} \right] \right\} \right] \times e^{p2}. \quad (3.22)$$

Por fim, a turbina Cross-flow apresenta uma determinação do rendimento mais simples do que as turbinas anteriormente descritas, podendo ser determinado através de:

$$e_{q3}^p = 0.79 - 0.15 \times \left(\frac{Q^{p3} - Q}{Q^{p3}} \right) - 1.37 \times \left(\frac{Q^{p3} - Q}{Q^{p3}} \right)^{14}, \quad (3.23)$$

onde Q^{p3} representa o caudal máximo de abertura da turbina para o qual foi projetada e Q representa o caudal instantâneo.

3.1.4 Descrição da curva hidráulica da turbina

Uma turbina apresenta um valor máximo de rendimento para um dado ponto de funcionamento, ou seja, para velocidade de rotação constante para um dado par de valores Q_p e H . Tal será conseguido se a turbina for projetada para funcionar de um modo perfeito para esse ponto de funcionamento, apresentando para essa combinação de valores de caudal e altura manométrica as menores perdas de eficiência, conduzindo, portanto ao máximo valor de rendimento. A utilização de bombas centrífugas a funcionar como turbinas é aplicável sempre que existe excesso de energia disponível, em certas secções do circuito hidráulico. A curva hidráulica é obtida pela seguinte equação (Ramos & Borga, 2000):

$$H = Z_t + K_a Q_p^2, \quad (3.24)$$

onde H é a altura manométrica Z_t é a queda bruta, K_a é a perda de carga e o Q_p o caudal. No decorrer deste trabalho efetuou-se uma aproximação desta equação da curva hidráulica da bomba

centrífuga com a curva hidráulica da turbina de maneira a obter uma curva representativa do funcionamento ótimo da microturbina no local. Procurar-se-á que o grupo escolhido seja tal que esse par de valores corresponda à situação de regime, em que a altura manométrica seja o valor tomado para definição da potência máxima instalada, e o caudal correspondente ao valor do caudal máximo turbinável considerado.

3.1.5 Análise financeira e económica

O custo unitário total de uma instalação hidroelétrica varia de forma não linear, dependendo da potência instalada. Neste estudo apresenta-se uma estimativa dos custos de investimento considerando a obra civil a implementar e o preço da microturbina. Para as análises económicas e estudos de viabilidade, alguns indicadores económicos foram utilizados como a receita durante o horizonte de projeto e o período de retorno de investimento (*Payback*), embora não permitam obter conclusões de eficiência e rentabilidade económica por comparação de soluções.

Sabendo a previsão de evolução dos caudais de turbinagem e das alturas manométricas durante o período de funcionamento (e.g. até ao horizonte de projeto) calcula-se a energia produzida. Estabelecendo a energia útil para o ano comum então o benefício anual líquido é calculado através de uma tarifa bi-horária sugerida: 0,14 €/kwh das 8h às 20h e 0,07 €/kwh das 20h às 8h.

A presente metodologia inicia-se com a determinação do preço da turbina que é dado por:

$$\text{Preço da turbina} = \dot{W} \times C_{\text{turbina}}, \quad (3.25)$$

onde o C_{turbina} representa a variação do custo da turbina por kW de potência instalada onde varia entre 3000 €/kW e 5000 €/kW.

Quanto às receitas obtidas durante o período de funcionamento da microturbina durante um horizonte de projeto de 25 anos, utiliza-se a seguinte equação:

$$\text{Lucro} = (E_{\text{ano}} \times \text{Horiz. Projeto}) - \text{Invest. total}, \quad (3.26)$$

onde o E_{ano} é a energia recuperada pela microturbina em euros por ano e o investimento total consiste na soma do preço da turbina e das construções civis. De referir que para as construções civis considerou-se um valor igual ao da turbina.

O período de retorno consiste na razão entre o investimento total sobre as receitas obtidas no horizonte de projeto. Este é dado por:

$$\text{Payback} = \frac{\text{lvest.total}}{\text{Lucro}}. \quad (3.27)$$

3.2 Implementação da metodologia

De uma forma genérica, a metodologia proposta compõem-se essencialmente em duas fases: (i) a primeira corresponde ao desenvolvimento de simulações de rede de abastecimento de água, e (ii) estas redes são utilizadas na segunda fase do trabalho, no qual se procede à aplicação de cálculos do potencial nominal a instalar e da energia produzida por microturbinas com o objetivo gerar energia elétrica passível de ser recuperada do sistema de abastecimento de água. Nesta última fase é ainda necessário a avaliação da rede de abastecimento de água com a turbina implementada através da simulação hidráulica. Esta ferramenta numérica desenvolvida chama-se MicroTurbina 1.0.

3.2.1 Construção do modelo de simulação do ciclo diário de abastecimento de água

Para efetuar as simulações de redes de abastecimento de água utiliza-se o simulador hidráulico EPANET 2.0 (Rossman, 2000). Após a análise e modelação do sistema pretendido é exportado do EPANET um ficheiro contendo todos os dados de entrada (componentes, padrões, curvas, etc.) para cada uma das redes simulada. Este ficheiro de extensão inp serve de ficheiro base para a próxima etapa do trabalho (ver figura 23).

Nesta fase inicial e com os parâmetros iniciais, executando o programa EPANET, é possível exportar um relatório de resultados da simulação hidráulica efetuada para a rede em análise. Neste relatório é possível visualizar o caudal que atravessa nas condutas e a pressão manométrica registada nas junções, para o tempo selecionado de simulação. No entanto, estes valores também podem ser obtidos diretamente usando as bibliotecas do EPANET, podem ser integradas num programa especificamente desenvolvida para o efeito.

3.2.2 Aplicação da metodologia de recuperação de energia hidráulica na rede de abastecimento de água

Nesta fase do trabalho pretende-se utilizar o método de cálculo para maximizar recuperação de energia do sistema. O método de cálculo selecionado incluiu cálculos da potência nominal da turbina, energia produzida pela turbina, o rendimento máximo da turbina bem como o local ideal da colocação da turbina.

Na aplicação do método de recuperação de energia, e em cada processo iterativo, é necessário recorrer ao EPANET para efetuar a simulação hidráulica. Efetuar estes passos, que

implica a utilização de programas computacionais distintos (programa de cálculo de geração de energia e o simulador hidráulico) em cada iteração, pode tornar-se um processo computacionalmente exigente, principalmente quando o número de iterações é elevado. De forma a tornar este processo automático, rápido e eficiente optou-se pelo desenvolvimento de um programa que permite a ligação entre o método de cálculo e o simulador hidráulico. Esta interface foi criada na linguagem de programação C++ e resolve, de forma rápida, as etapas assinaladas na figura 23. Esta interface efetua, em cada iteração, (i) execução da simulação hidráulica (ii) calcula a energia disponível de ser recuperada em todos os pontos da rede, (iii) efetua a seleção do local ideal para implementação da turbina em função da energia disponível, bem como o projeto da turbina, (iv) calcula a energia produzida pela turbina o seu investimento, lucro e payback para o ponto selecionado (v) ainda se avalia a rede hidráulica após a implementação da turbina, com recurso ao programa EPANET.

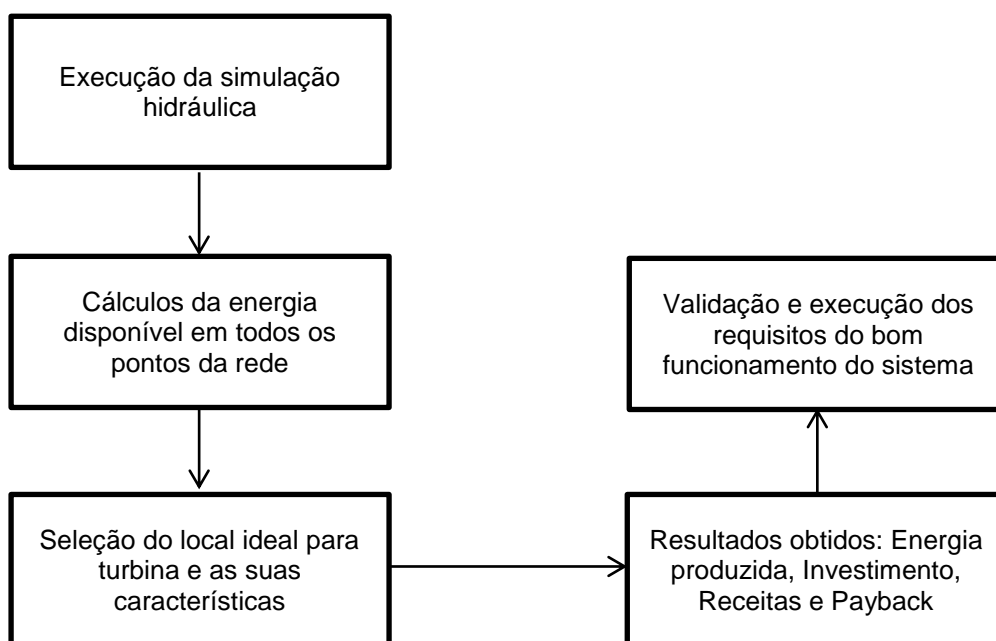


Figura 23 - Esquema da metodologia desenvolvida e implementada neste trabalho.

É importante referir que o programa criado durante este trabalho se aplica a simulações onde existe a possibilidade de recuperação de energia, consistindo em transformar a energia cinética e cargas hidráulicas em energia elétrica.

O método de recuperação de energia hidráulica numa rede de abastecimento de água encontra-se representado no algoritmo 1.

-
- Etapa 1. Leitura dos valores das variáveis caudal e de pressão manométrica em todas as secções condutas-nós.
- Etapa 2. Cálculo da energia disponível em todas as secções conduta-nó.
- Etapa 3. Seleção do local ideal com maior potencial energético pela eq. 3.2;
Selecionar o tipo de turbina (Francis, Kaplan, Pelton e Cross-flow) para o local selecionado.
- Etapa 4. Cálculo da potência disponível na secção ideal tubagem-nó;
Determinação de \dot{W} pela equação 3.1;
Determinar o rendimento da turbina através das eqs. 3.10, 3.17, 3.22 ou 3.23.
- Etapa 5. Cálculo da energia produzida pela turbina.
- Etapa 6. Análise económica e financeira;
Cálculo do investimento total;
Cálculo da receita (ver eq. 3.26);
Determinação do período de retorno (ver eq. 3.27).
- Etapa 7. Verificação do funcionamento da rede hidráulica após a implementação da turbina.

Algoritmo 1 – Algoritmo do programa desenvolvido para validação da metodologia apresentada neste trabalho.

De referir que os códigos da ferramenta numérica desenvolvida ao longo deste trabalho encontram-se em Anexo A.

4. Resultados

Neste capítulo apresentam-se os modelos e as simulações de redes de abastecimento de água que foram utilizadas para a validação da metodologia e do programa, evidenciando soluções de implementação de microturbinas. Segue-se para cada sistema, a aplicação da metodologia e a avaliação dos resultados obtidos.

4.1 Validação utilizando um sistema de abastecimento básico

Tendo em vista a validação da metodologia desenvolvida, tomou-se como primeira aplicação um sistema de abastecimento de água constituído apenas com os órgãos essenciais de um sistema de abastecimento de água. Pela sua simplicidade, o funcionamento desta rede torna-se intuitiva, facilitando a análise de resultados.

4.1.1 Descrição da rede de abastecimento de água

A rede, apresentada na figura 24, é constituída por reservatório de nível fixo (fonte) com 180 m de cota, três reservatórios de nível variável com cotas de 230, 200 e 110 m e uma bomba responsável por bombear a água da fonte até aos diversos pontos de consumo (nós). O primeiro reservatório de nível variável apresenta um diâmetro de 25 m, o segundo reservatório tem um diâmetro de 5 m e o terceiro reservatório de nível variável tem um diâmetro de 5,5 m. As cotas e os consumos que caracterizam cada nó da rede, assim como as dimensões das tubagens existentes, encontram-se descritos na tabela 2.

As válvulas são órgãos de extrema importância na operação de sistemas de abastecimento, nomeadamente quando se pretende alterar o caudal ou interromper o

escoamento. Deste modo, existem diferentes tipos de válvulas com vista a desempenhar estas funções. Esta rede é constituída por duas válvulas redutoras de pressão com um padrão de funcionamento. As válvulas encontram-se maior parte do tempo abertas mas, ao início da manhã estas fecham durante uma hora (desde às 6h até às 7h). A bomba representada nesta rede é caracterizada por um ponto de funcionamento ótimo correspondente a uma altura de elevação de 185 m e um caudal de 22 l/s. Considerou-se também para este caso o consumo base padrão de água durante o ano (ver figura 25). Procedeu-se então à simulação hidráulica da rede apresentada, selecionando-se a fórmula de Hazen-Williams para o cálculo das perdas de carga no sistema.

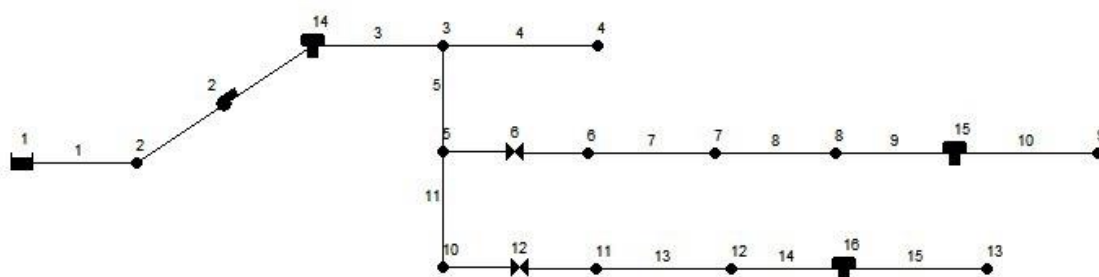


Figura 24 – Representação esquemática da rede de abastecimento da água utilizada para simulação no sistema de abastecimento básico.

Tabela 2 - Propriedades consideradas para as tubagens e os nós da rede representada no sistema de abastecimento básico.

Tubagens	Comprimento (m)	Diâmetro (mm)	Fator C	Nós	Cotas (m)	Consumo (l/s)
1	1	180	100	4	230	5,25
3	500	300	100	10	200	1
4	500	300	100	13	110	37
5	1500	150	100			
6	1000	150	100			
7	1000	150	100			
9	1000	150	100			
10	500	300	100			
11	500	150	100			
12	1000	150	100			
13	1000	150	100			
14	1000	150	100			
15	700	300	100			

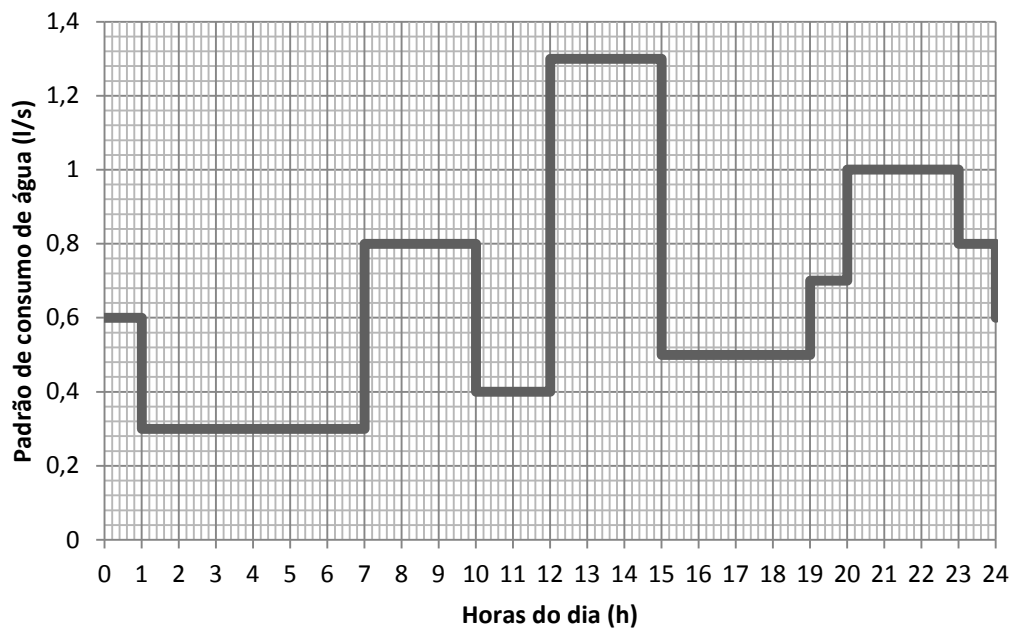


Figura 25 - Variação do consumo de água considerada para os nós de consumo do sistema de abastecimento básico.

Na imagem 26 pode-se visualizar o caudal que atravessa na conduta 14 onde se regista a variação do caudal ao longo de um dia típico. Na imagem 27 constata-se a alteração do nível dentro do reservatório 16 durante um dia típico.

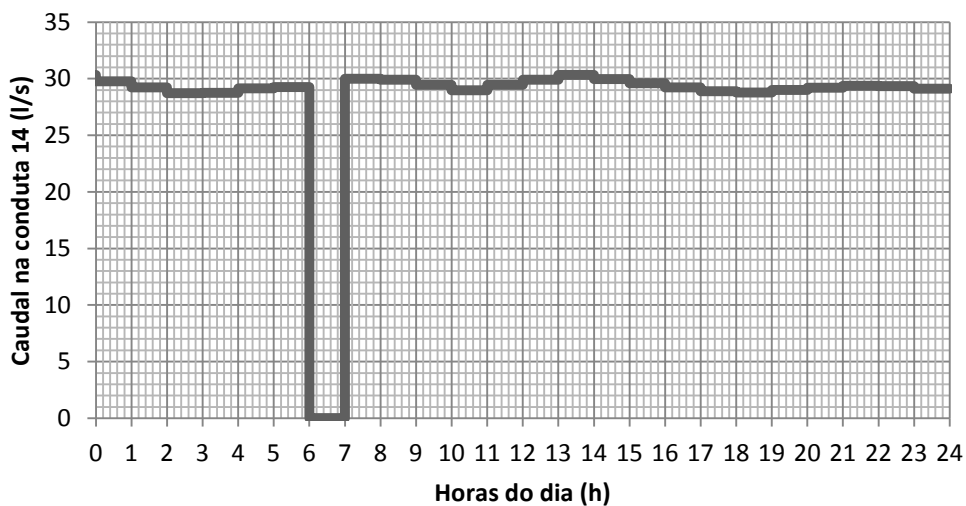


Figura 26 - Variação do caudal na conduta 14 do sistema de abastecimento de água.

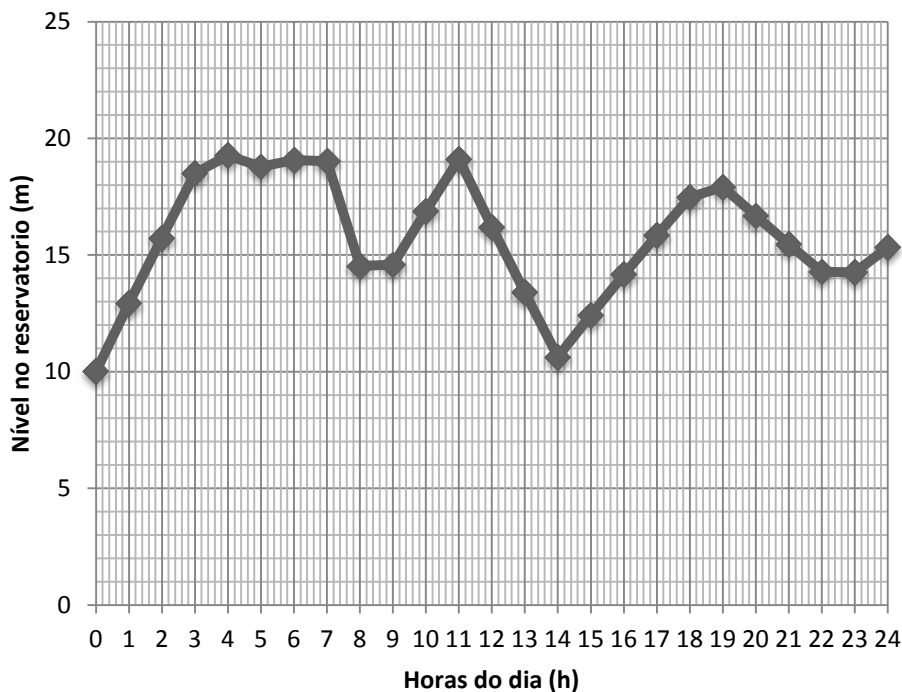


Figura 27 - Variação do nível do reservatório 16 do sistema de abastecimento de água.

4.1.2 Resultados

A ferramenta MicroTurbina 1.0 após realizar os vários cálculos associados à determinação do aproveitamento energético ao longo de cada dia típico fornece os seguintes resultados.

Para a determinação do local com potencial energético disponível mais elevado foram analisadas as pressões manométricas e os caudais nas secções do sistema. A análise culminou na instalação da microturbina no local 12 onde se aproveita a carga excedente para a produção de energia. A energia disponível de ser gerada pela microturbina está representada na figura 28 onde se pode verificar a variação da energia disponível ao longo de um dia típico.

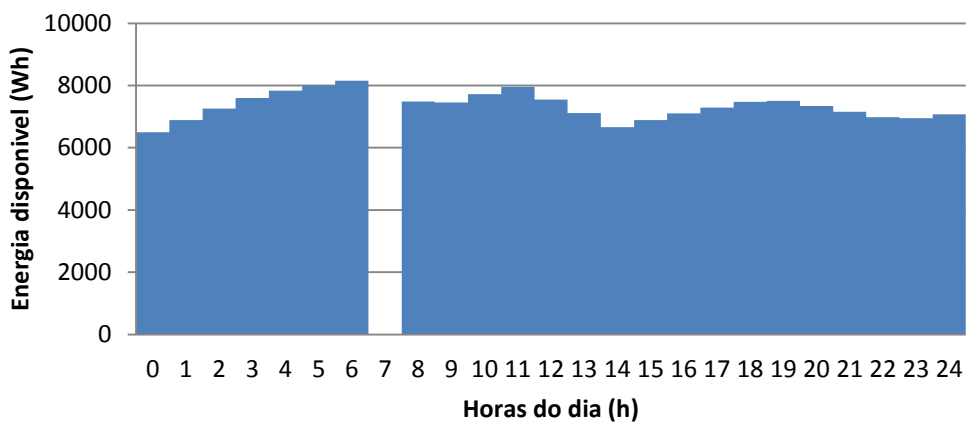


Figura 28 - Variação de energia disponível para o local 12 do sistema de abastecimento básico.

Salienta-se que existem três períodos de pico de produção de energia. Um deles no período da manhã, onde se atinge um valor máximo de cerca de 8158,56 Wh. Constatou-se que existe uma paragem na energia gerada devido a válvula existente neste trecho, onde se fecha por uma hora. Existem ainda dois picos de maior produção de energia, no período antes de almoço e no início da noite. Esta variação ao longo do dia da produção de energia deve-se a variação do consumo de água durante um dia típico. Para a obtenção destes cálculos foi considerado um consumo intermédio ao longo de 330 dias, não havendo distinção do consumo de água em dias úteis e de fim de semana. Esta produção de energia poderia ser ainda maior no período do verão visto existir um maior consumo de água nesta fase da época do ano. Foi considerada esta a localização ideal da instalação da microturbina pois constatou-se através da ferramenta MicroTurbina 1.0 ser este o local onde é possível gerar mais energia em comparação com outros segmentos do sistema.

Para determinação da turbina adequada para o sistema de abastecimento é necessário ter em conta que a turbina hidráulica instalada no sistema em causa está sujeita a caudais e alturas manométricas que variam dentro de determinados intervalos. Um sistema pode necessitar de operar em diversos pontos de funcionamento, os quais determinarão a escolha da turbina.

Assim, a observação do diagrama da figura 29 de utilização de turbina conduziu a que se estabeleça a adaptabilidade dos diferentes tipos de turbina a diferentes gamas de alturas manométricas e de caudais. No diagrama importa focar a sua área mais lateral onde se enquadra uma turbina do tipo Kaplan. Este tipo de turbomáquinas apresenta uma grande gama de utilização para alturas manométricas baixas e caudais elevados.

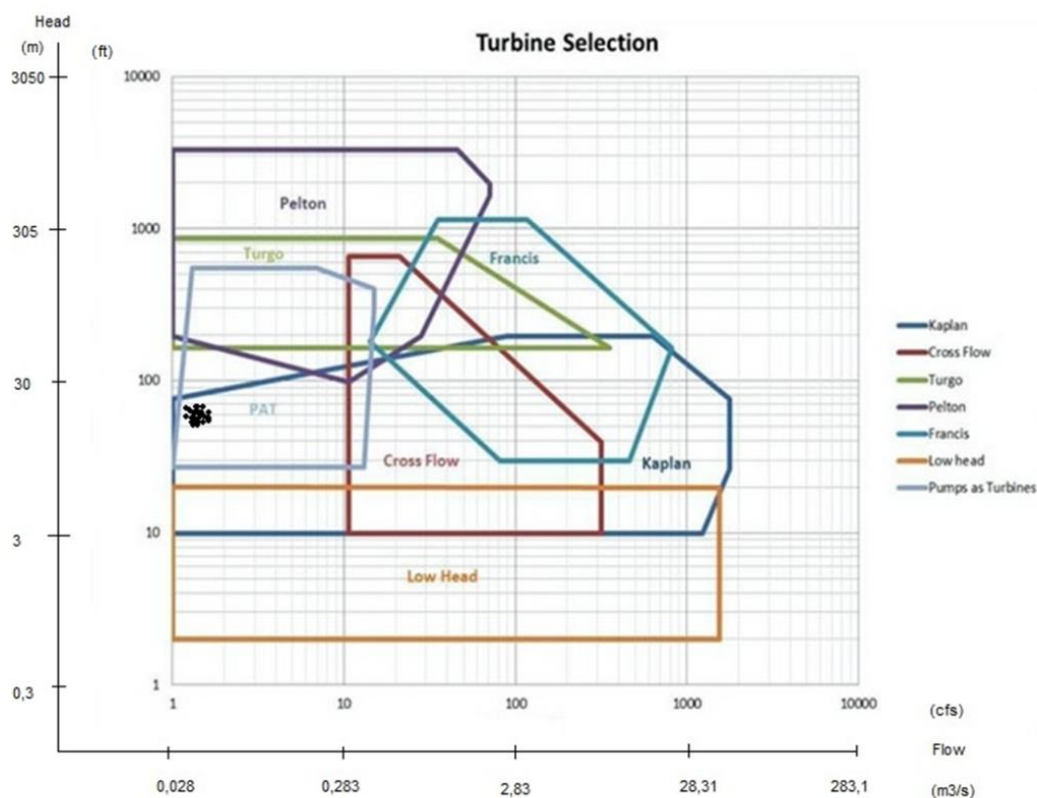


Figura 29 - Diagrama Q-H que indica a região de funcionamento da microturbina do sistema de abastecimento básico.

A microturbina apresentada nesta rede é caracterizada por um ponto de funcionamento ótimo correspondente a uma altura manométrica de 20 m que corresponde ao valor médio do conjunto de pontos de funcionamento da turbina Kaplan e um caudal de 0,028 m³/s obtida pela eq. 3.21 com um pico máximo de eficiência de 92% obtida pela eq. 3.20 (Ramos, Vieira, & Covas, 2010). A sua curva característica e o ponto ótimo de funcionamento encontram-se na figura 30 que foi obtida pela seguinte equação

$$H(m) = 8504 \times Q^2 - 7 \times 10^{-12} \times Q + 13. \quad (4.1)$$

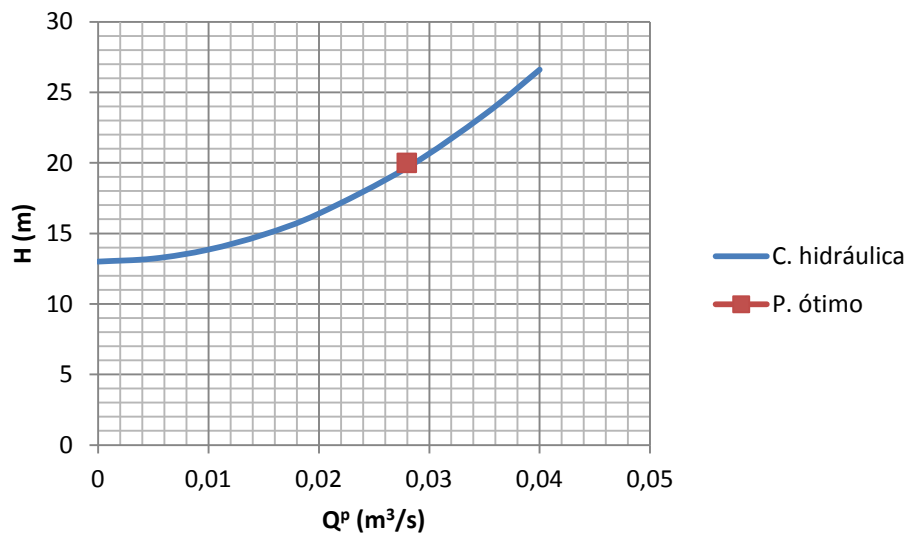


Figura 30 - Curva hidráulica da microturbina do sistema de abastecimento básico.

Tabela 3 - Resultados obtidos pela ferramenta MicroTurbina 1.0 para o sistema de abastecimento básico.

Características da Turbina Kaplan	Nó 12
Potencia Instalada (kW)	6
Rendimento Máximo (%)	90
Velocidade específica (-)	6,05
Energia Produzida (MWh/ano)	35,76
Emissões de CO ₂ evitadas (ton/ano)	28,50
Custo da turbina (€)	24539
Construções Civas (€)	24539
Receitas (€)	48568
Payback (anos)	12,5

A solução apresentada na tabela 3 resulta numa turbina Kaplan com uma potência nominal a instalar de 6 kW, pois trata-se da situação mais favorável a nível económico e energético. Prevê-se que se consiga uma produção energética anual de 35,76 MWh/ano e um tempo de retorno de aproximadamente 12 anos e 5 meses. Com uma duração de 25 anos, este projeto permite uma receita a rondar os 48 mil euros, não considerando custos relacionados com a manutenção.

Depois de efetuar a análise de seleção e projeto da turbina para recuperação de energia hidráulica do sistema de abastecimento de água realizou-se uma nova simulação da rede, mas agora com a introdução da microturbina no local, para avaliar o comportamento do sistema e se a inclusão de uma turbina iria provocar alguma alteração relevante no sistema. Com a implementação da microturbina constatou-se através das figuras 31 e 32 que o sistema se mantém em funcionamento normal. Os valores de caudal na conduta antes do reservatório de nível variável registaram valores semelhantes nas duas simulações efetuadas, garantindo assim as condições normais de enchimento do reservatório e consequentemente, o bom funcionamento do sistema. No que se refere aos valores de pressão em toda a rede registou uma pressão mínima de funcionamento de 20 m o que permite uma boa recuperação de energia bem como um bom funcionamento. Na figura 33 pode-se ver a nova configuração do sistema de abastecimento de água com a introdução da microturbina. A microturbina está representada pela válvula 14.

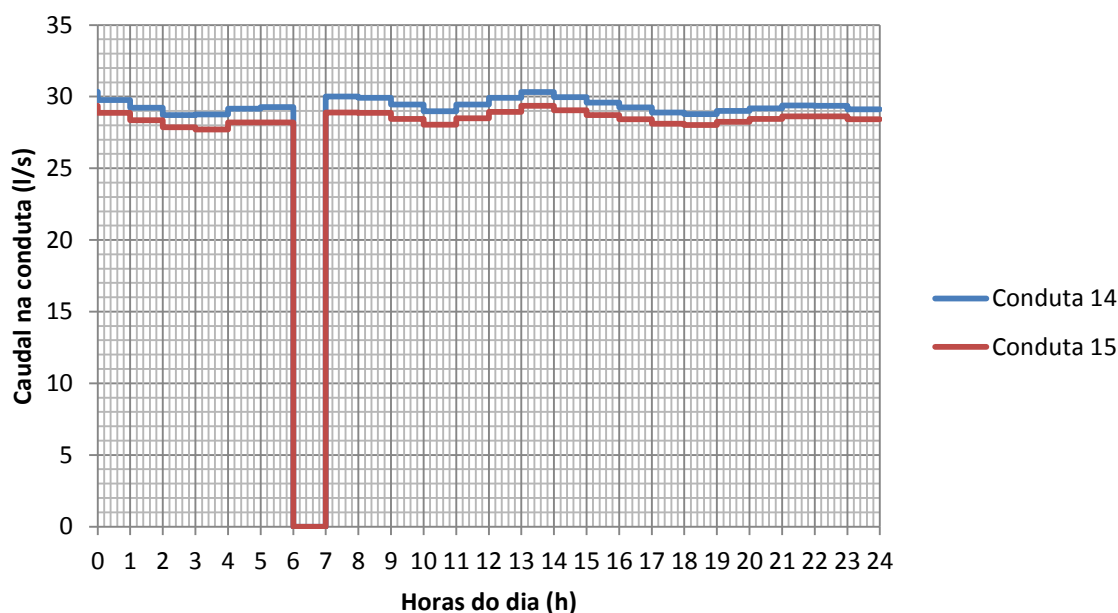


Figura 31 - Variação de caudal nas condutas 14 e 15 do sistema de abastecimento de água.

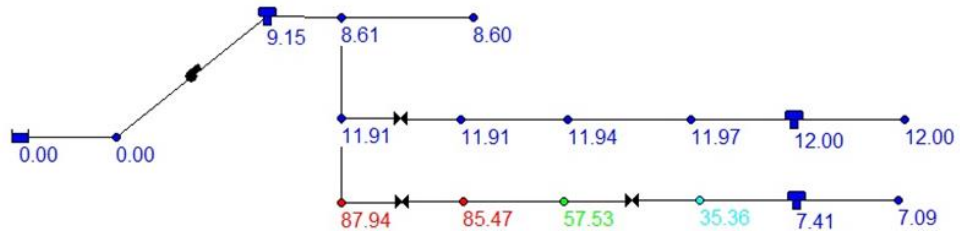
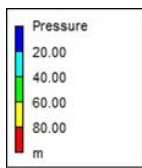


Figura 32 – Pressão no local no sistema de abastecimento básico.

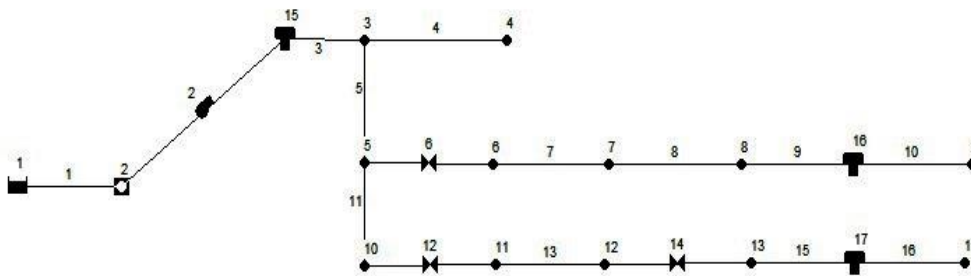


Figura 33 – Representação esquemática da rede de abastecimento básico com a introdução da microturbina na rede.

4.2 Descrição da rede de abastecimento ramificada

Tendo em vista a validação da ferramenta numérica, realizou-se uma nova simulação de um sistema de abastecimento de água com o objetivo de se obter outro tipo de turbina. Efetuaram-se algumas alterações ao nível da estrutura do sistema de abastecimento de água referente ao sistema anterior nomeadamente ao nível das cotas geométricas e dos consumos base de água descritos na tabela 4, mantendo as mesmas propriedades para as tubagens bem como o padrão de consumo de água ao longo do dia (ver figura 25). De salientar que as válvulas se mantêm fechadas durante uma hora, desde as 6h até às 7h.

A bomba representada nesta rede é caracterizada por um ponto de funcionamento ótimo com uma altura de elevação de 185 m e um caudal de 16 l/s. Procedeu-se então à simulação hidráulica da rede apresentada, selecionando-se a fórmula de Hazen-Williams para o cálculo das perdas de carga no sistema. Este sistema está representado na figura 33.

Tabela 4 - Propriedades consideradas para os nós da rede apresentada no sistema de abastecimento básico.

Nós	Cotas (m)	Consumo (l/s)
4	230	5,25
10	150	20
13	90	32

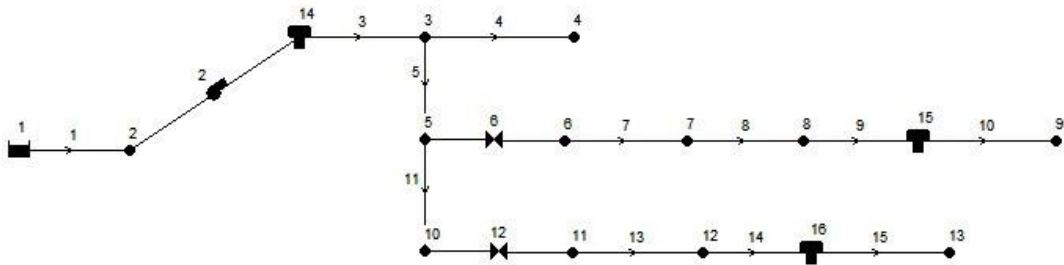


Figura 34 – Representação esquemática da rede de abastecimento ramificada.

As imagens 35 e 36 salientam a variação de caudal na conduta 14 e dos níveis dentro do reservatório 16 ao longo de um dia típico numa secção do sistema de abastecimento de água.

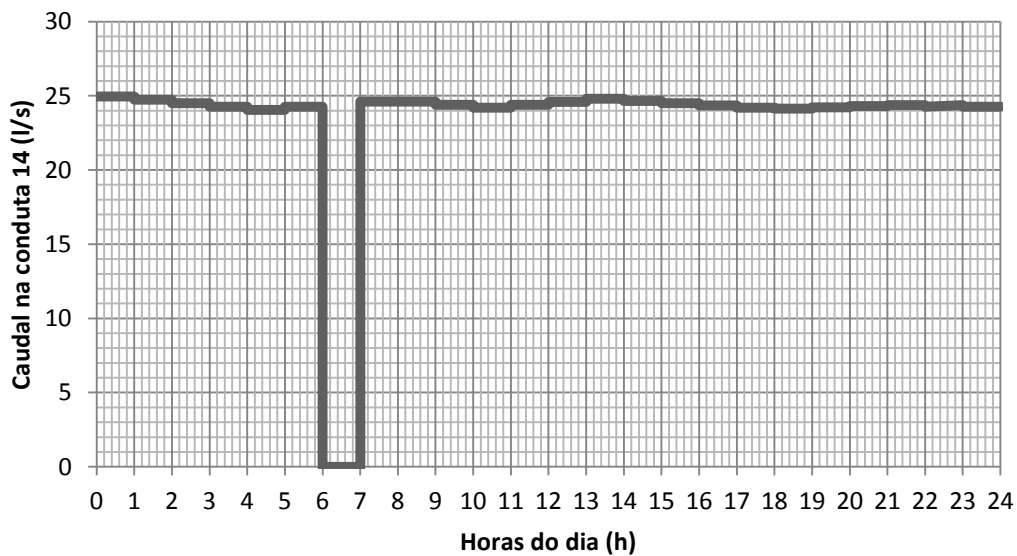


Figura 35 - Variação do caudal na conduta 14 do sistema de abastecimento ramificado.

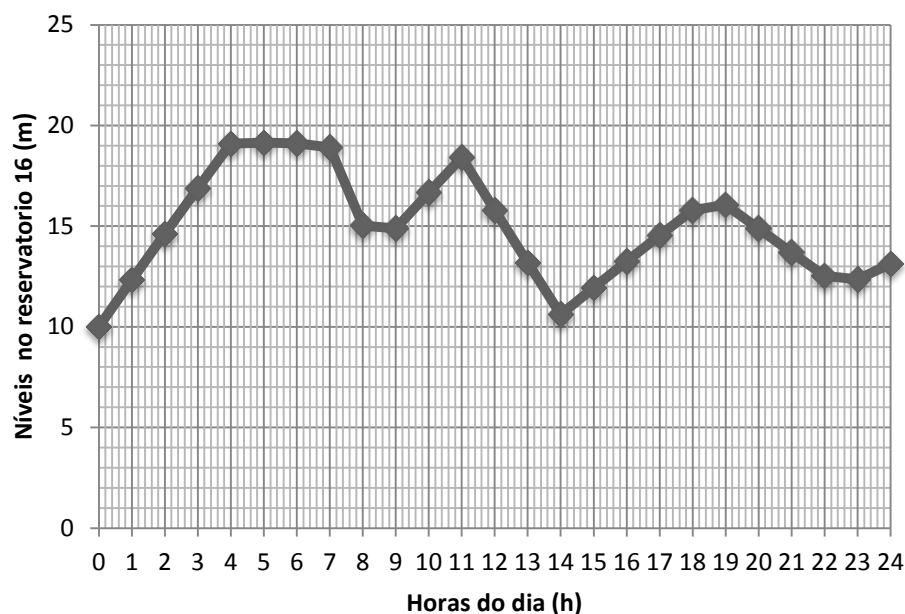


Figura 36 - Variação do nível no reservatório 16 do sistema de abastecimento de água.

4.2.1 Resultados

Através da ferramenta MicroTurbina 1.0, registaram-se os seguintes resultados, aliados à determinação do aproveitamento do potencial energético ao longo de cada dia típico.

Para a escolha do local com elevado potencial energético a análise culminou na instalação da microturbina no local 12 onde se beneficia da carga excedente para a produção de energia. No que se refere a seleção do tipo de turbina, através da análise dos pontos de funcionamento a escolha recaiu na turbina Cross-flow.

Tabela 5 - Resultados obtidos pela ferramenta MicroTurbina 1.0 para o sistema de abastecimento ramificado.

Características da Turbina Cross-flow	Nó 12
Potencia Instalada (kW)	10
Rendimento Máximo (%)	0,24
Energia Produzida (MWh/ano)	15,87
Emissões de CO ₂ evitadas (ton/ano)	12,65
Custo da turbina (€)	29504,79
Construções Civas (€)	29504,79
Payback (anos)	>25

A turbina Cross-flow prevista para estas condições, indicada na tabela 5, apresenta uma potência nominal de 10 kW, permitindo uma produção de energia elétrica anual de 15,87 MWh. Esta produção de energia elétrica é muito baixa. Deste modo a implementação da microturbina neste sistema resultaria num problema financeiro. Devido ao facto de o investimento inicial de 59009,6 € obtido pela ferramenta numérica ser muito avultado e as receitas anuais não resultariam em lucro a medio-longo prazo mas sim num prejuízo. O tempo de retorno deste investimento seria superior aos 25 anos, tempo tomado como fronteira que permite avaliar se a implementação da microturbina seria viável. Tendo em consideração estas objeções durante a fase de determinação e análise do aproveitamento energético ao longo do ano conclui-se que esta introdução da microturbina no sistema não seria rentável.

4.3 Sistema de abastecimento malhado

Um dos objetivos deste trabalho é comparar e discutir os valores obtidos a partir da ferramenta desenvolvida, com dados de outros autores nomeadamente de (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012). O objetivo inerente a ambos trabalhos é a produção de energia elétrica através de uma fonte hídrica, na rede de abastecimento de água potável sem colocar em risco a quantidade e qualidade da mesma.

4.3.1 Descrição geral do sistema

A rede apresentada na figura 37 consiste num sistema de abastecimento de água da cidade de Nápoles (zona Este) e serve uma área territorial de aproximadamente de 920 ha, abrangendo a parte oriental da cidade. O número de habitantes é cerca de 65.000-70.000 e possui uma variação de cota geométrica entre 11-78m acima do nível do mar. O sistema é abastecido por um reservatório “San Sebastiano” com um volume de armazenamento total de 30.000 m³. O reservatório possui uma altura de 5,40 m com uma cota geométrica de 112,50 m acima do nível do mar. As tubagens têm uma variação de diâmetro entre DN 40 a DN 1000. Este sistema de abastecimento de água é constituído por 259 nós e por 358 condutas. O consumo base de água, que consiste no consumo medio dos nós, está representado na figura 38 onde se pode ver a sua variação do consumo de água ao longo do dia.

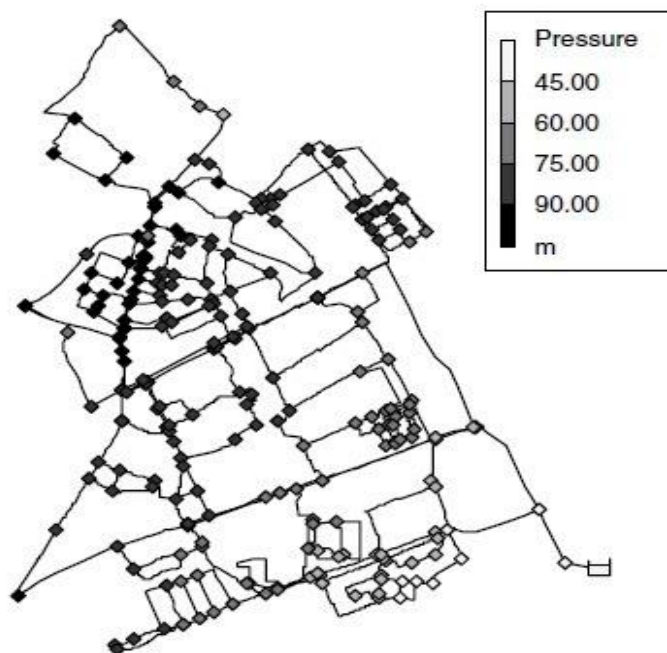


Figura 37 – Representação esquemática da rede de abastecimento de água utilizada para simulação no sistema de abastecimento malhado (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012).

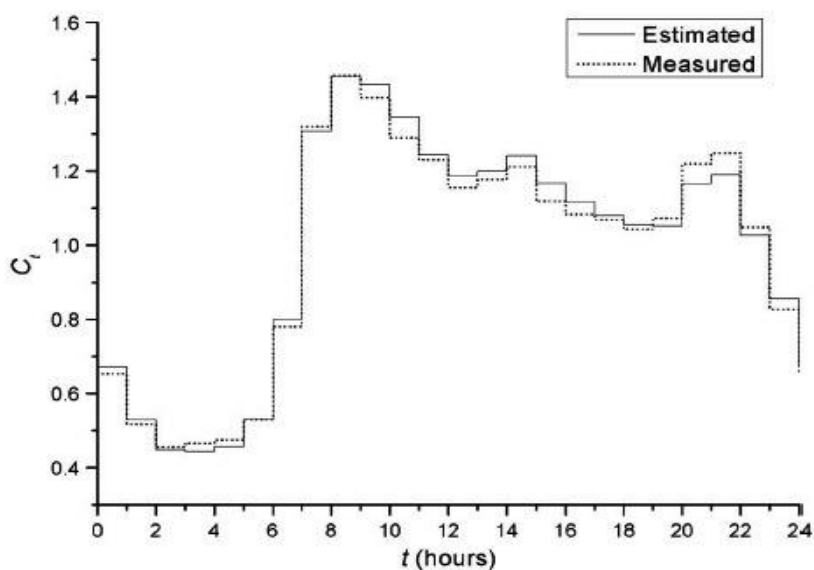


Figura 38 - Consumo de água considerada pelo sistema de abastecimento de água malhado (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012).

4.3.2 Resultados obtidos com a ferramenta numérica e comparação

É possível comparar os resultados dos autores (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) com os resultados estimados pela ferramenta numérica desenvolvida em que os caudais e as alturas

manométricas são idênticos. Salienta-se que os valores do cálculo de energia produzida dependem, entre outros, da variação do caudal ao longo do dia.

A ferramenta numérica, após executar os diversos cálculos associados à determinação do aproveitamento energético ao longo de cada dia típico, obteve os resultados apresentados na figura 39.

No que se refere à seleção do local com maior potencial energético disponível foram observadas as pressões manométricas e os caudais nas secções conduta-nó de todo o sistema. Como se pode visualizar na imagem o local ideal para a implementação da microturbina é no local J104 onde o potencial de energia disponível é mais elevado em comparação com os outros dois pontos J85 e J86.

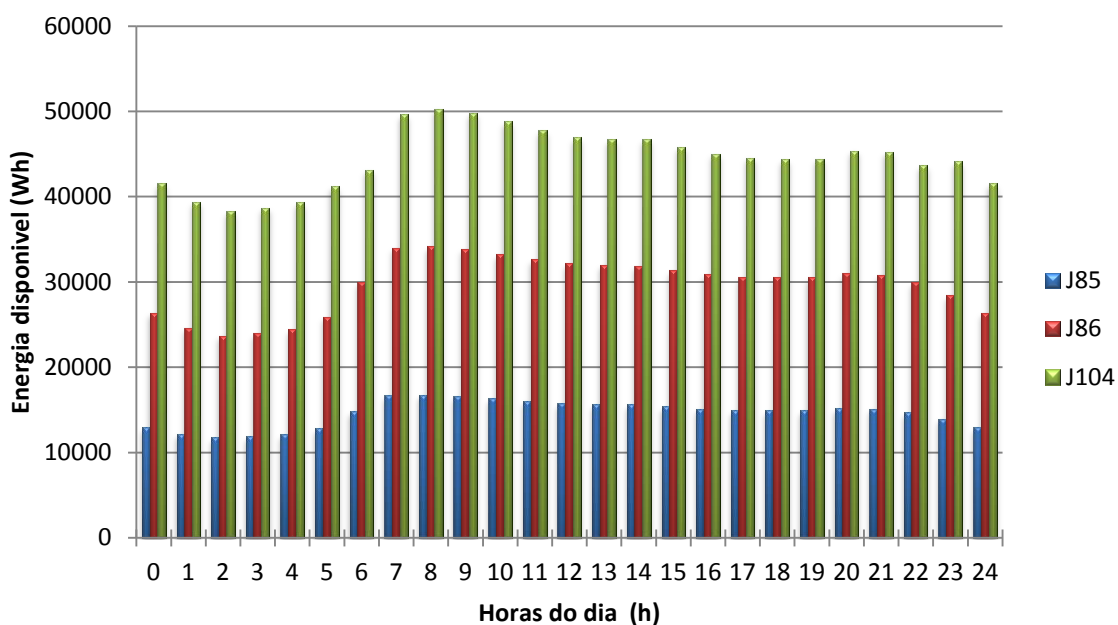


Figura 39 - Variação de energia gerada para os locais J85, J86 e J104 do sistema de abastecimento de água malhado.

De salientar que a localização ideal da microturbina foi apurada através da ferramenta numérica que, através desta análise, conclui ser a conduta J104 o local ideal onde é possível gerar mais energia elétrica. Na análise do potencial energético o melhor local sujeito à determinação energética no sistema de abastecimento de água pode se visualizar na figura 40 que o local no sistema coincide em ambas as simulações.

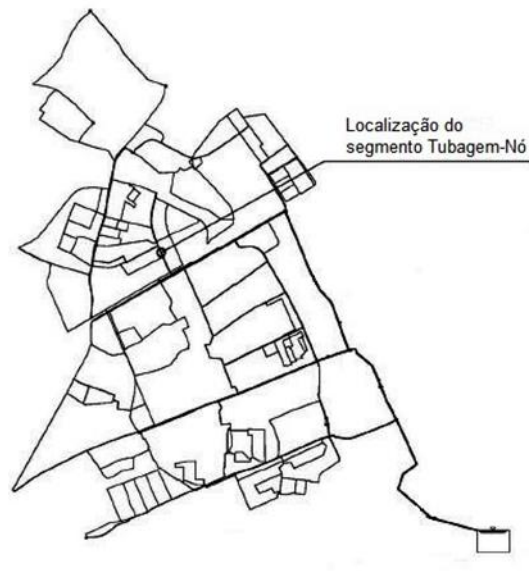


Figura 40 - Localização do segmento com maior potencial energético determinado pela ferramenta MicroTurbina 1.0.

Após o processo da determinação e análise do potencial energético segue-se a avaliação das limitações dos domínios de aplicação de uma turbina em função da altura manométrica e do caudal. A escolha da turbina ideal para o sistema de abastecimento é necessário ter em conta os pontos de funcionamento que determinará a seleção da turbina. Na figura 41, que mostra os pontos de funcionamento do local J104 ao longo do dia, é possível ver que a turbina indicada é uma Pelton.

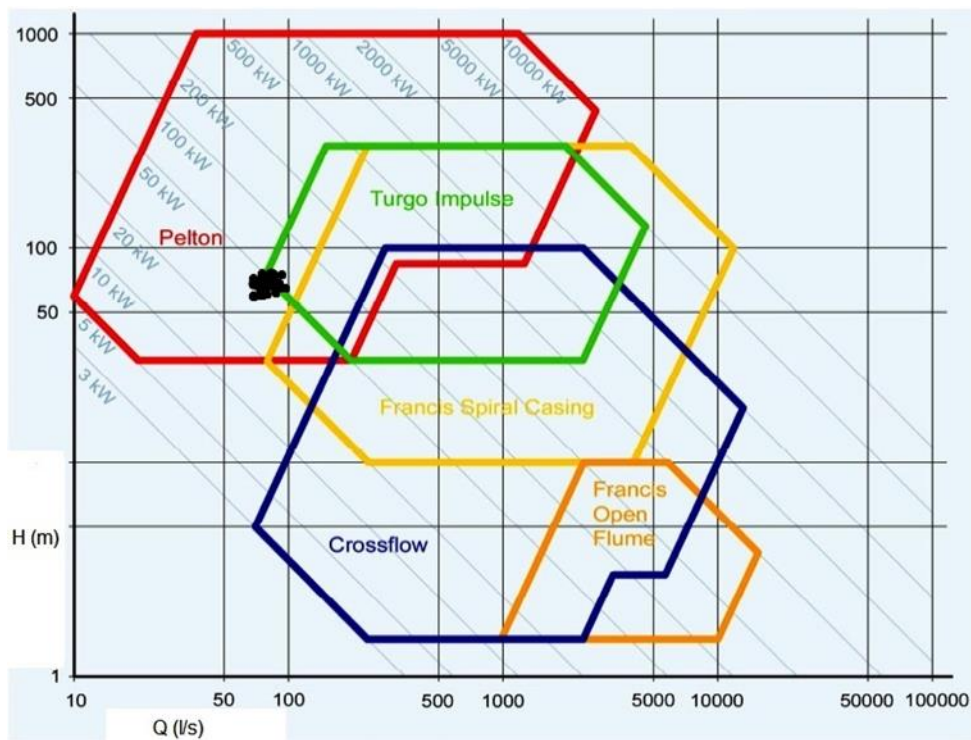


Figura 41 - Diagrama Q-H que indica a região de funcionamento da microturbina do sistema de abastecimento malhado.

A microturbina Pelton tem um pico de eficiência máximo de 90% com um ponto ótimo de funcionamento de 60 m e 0,205 m³/s (Ramos, Vieira, & Covas, 2010). A curva característica e o ponto ótimo de funcionamento encontram-se na figura 42 que foi obtida pela seguinte equação:

$$H(m) = 476 \times Q^2 + 39. \quad (4.2)$$

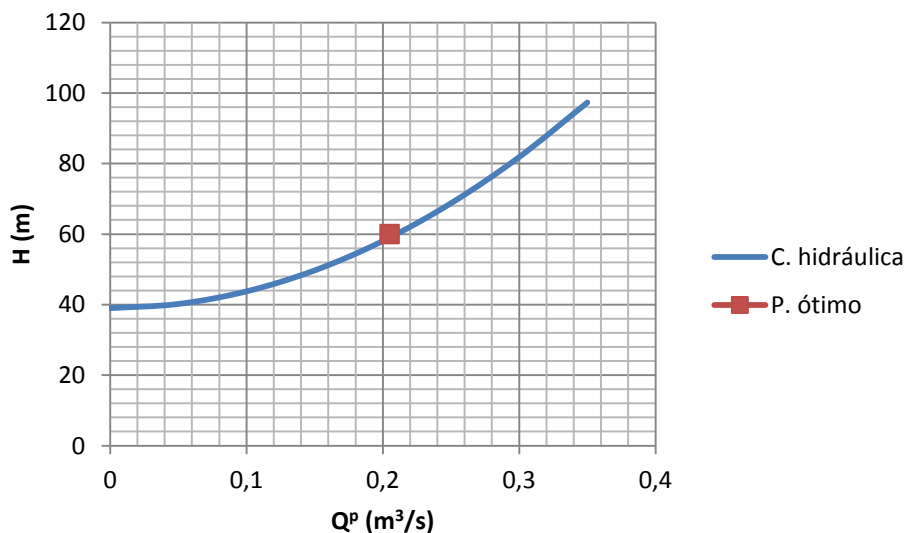


Figura 42 - Curva hidráulica da microturbina para o sistema de abastecimento malhado.

Tabela 6 - Resultados obtidos pela ferramenta MicroTurbina 1.0 para o sistema de abastecimento malhado.

Características da Turbina Pelton	J104
Potencia instalada (kW)	42
Rendimento máximo (%)	90
Velocidade específica	36,84
Energia produzida (MWh/ano)	268,41
Emissões de CO ₂ evitadas (ton/ano)	213,91
Preço da turbina (€)	213034
Construções Civas (€)	213034
Receitas (€)	313462
Payback (anos)	14,4

Nesta secção apresenta-se a melhor solução obtida pela ferramenta Microturbina 1.0 considerando a turbina Pelton para este sistema. As soluções expostas na tabela 6 traduzem-se aquelas que são mais vantajosas. A hipótese do local J104 apresenta-se como a mais favorável, conseguindo-se uma produção energética anual de 268,41 MWh/ano. Esta turbina apresenta uma

potência nominal a instalar de 42 kW. A nível económico apresenta um tempo de retorno de 14 anos e 4 meses e ao final de 25 anos ostenta uma receita perto dos 313 mil euros.

Após a análise de seleção e projeto da turbina para a recuperação de energia hidráulica realizou-se uma nova simulação para avaliar o comportamento do sistema de abastecimento com a inclusão da microturbina. Com esta simulação verificou-se valores de caudal satisfatórios (ver figura 43) e pressão mínima de 13 m (ver figura 44) garantindo assim um bom funcionamento do sistema, de referir que existem dois locais abaixo da pressão mínima onde não existe consumo de água não pondo em causa o bom funcionamento. Na figura 45 pode-se ver a localização da microturbina na rede.

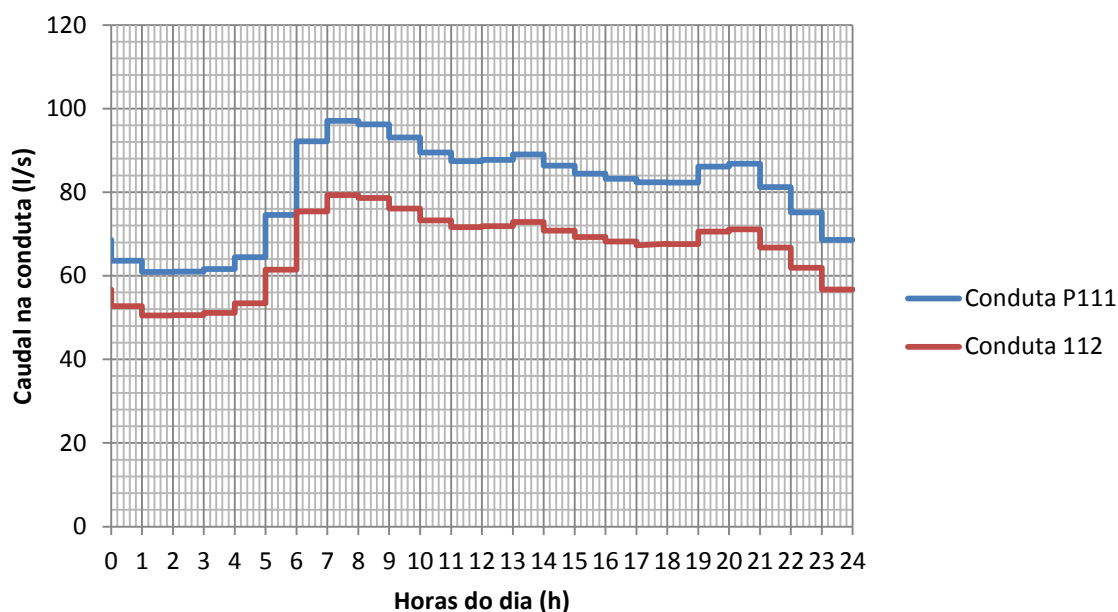


Figura 43 - Variação do caudal nas condutas P111 e 112 do sistema de abastecimento de água malhado.

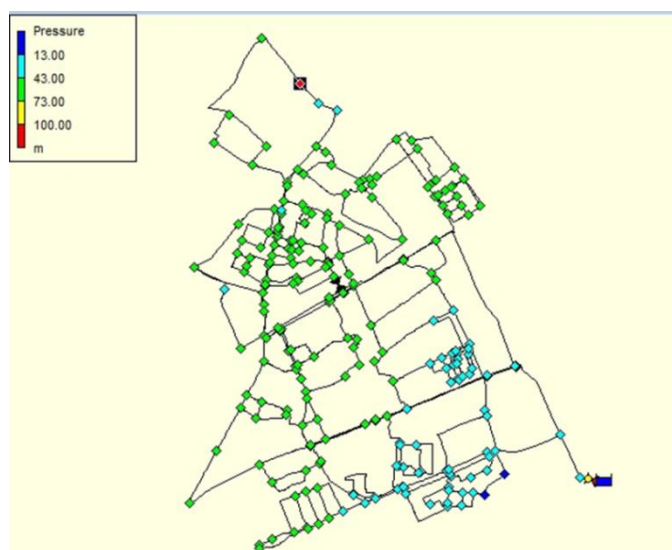


Figura 44 - Pressão no local no sistema de abastecimento de água malhado.

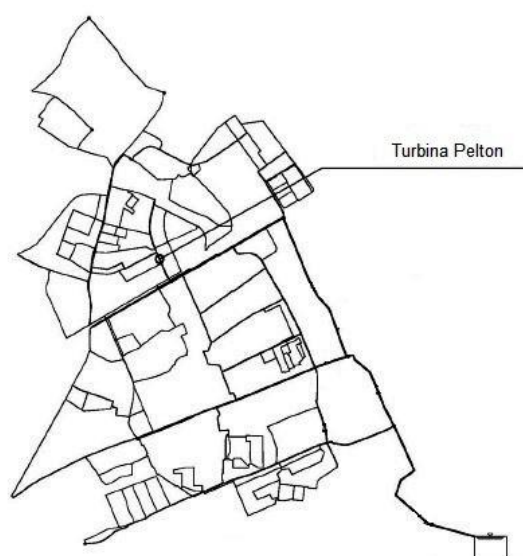


Figura 45 - Localização da microturbina no sistema de abastecimento.

Com objectivo de comparar os resultados dos autores (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) com os resultados estimados da ferramenta numérica desenvolvida, os valores de cálculo da energia produzida dependem, entre outros, da variação de caudal ao longo do dia. Na realização destes cálculos foi considerada uma pressão mínima de funcionamento do sistema de 13 m de maneira a realizar uma comparação válida, visto que os autores (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) na obtenção dos seus resultados consideraram uma pressão mínima de 25 m.

Na tabela 7 apresenta-se a melhor solução obtida pela ferramenta Microturbina 1.0 considerando duas turbinas Cross-flow para este sistema. As duas turbinas Cross-flow têm uma potência nominal a instalar de 11 kW e de 12 kW. Prevê-se que consiga uma produção energética conjunta de 155,6 MWh/ano e um tempo de retorno de 16,3 anos, para um horizonte de projeto de 25 anos. Este vai permitir uma receita a rondar os 74 mil euros.

Tabela 7 - Resultados obtidos pela ferramenta MicroTurbina 1.0 para o sistema de abastecimento.

Características das turbinas Cross-flow	P151	P200
Potencia instalada (kW)	12	11
Rendimento máximo (%)	0,83	0,83
Velocidade específica	706,5	135,18
Energia produzida (MWh/ano)	60,83	94,74
Emissões de CO2 evitadas (ton/ano)	31,36	38,34
Preço da turbina (€)	37203	33493
Construções Civas (€)	37203	33493
Receitas (€)	19039	55333
Payback (anos)	20	16,3

Comparando os dados obtidos com os resultados dos autores (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) estas turbinas conseguem produzir menos 2,6 MWh/ano. No que se refere ao investimento inicial é elevado, uma vez que utilizaram PAT cujo valor de aquisição deste tipo de material é bem inferior que o custo de uma turbina convencional como se pode ver na tabela 8.

Tabela 8 - Resultados obtidos: a) pelos autores (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) e b) pela ferramenta numérica.

Localização	Energia recuperada pela turbina (kWh/dia)	Energia Produzida (MWh/ano)	PAT/Turbina	Investimento (€)
a) P151 P200	418,8	153	NC 150-200 NC 100-200	56.550,00
b) P151 P200	426,34	155,6	Cross-flow 1 Cross-flow 2	141.394,91

Após as simulações numéricas realizadas ao sistema de abastecimento de água com a introdução das turbinas verificou-se que a pressão e a recuperação de energia apresentam valores satisfatórios. Os dados resultantes revelam uma redução ao nível da pressão nunca atingindo valores abaixo dos 13 m em todo o sistema, de maneira a não comprometer o seu bom funcionamento. Na figura 46 pode-se ver a variação de pressão nos dois nós onde estão instaladas as turbinas.

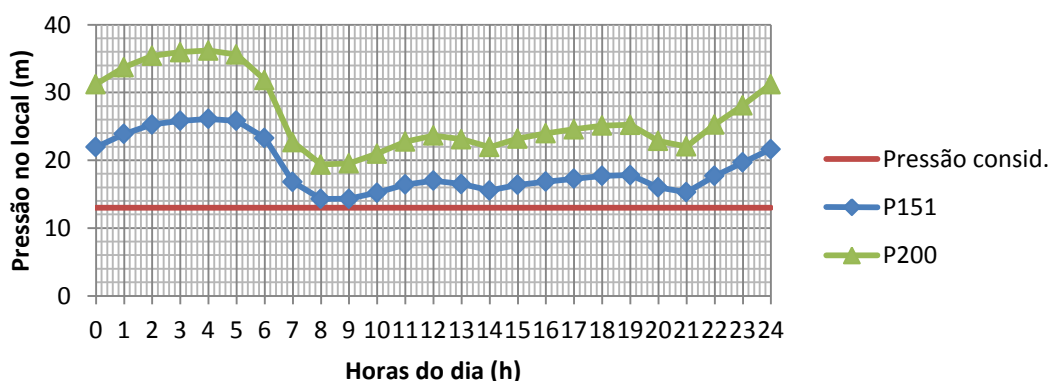


Figura 46 - Variação da pressão no local no sistema de abastecimento.

Relativamente aos dados obtidos pelos autores (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) para este cenário mostra que a utilização das PAT dentro do sistema de distribuição de água verificou-se uma pressão adequada e uma razoável recuperação de energia. Os valores resultantes das

simulações expõem que, com as PAT em vez de PRV permite uma redução de pressão para abaixo de 20 m, tornando esta solução aceitável (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012). Na figura 47 pode se ver a localização ideal da microturbina no sistema de distribuição de água.



Figura 47 - a) Localização da microturbina na rede e b) Localização das PAT's por (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) na rede.

A diferença entre as curvas característica das PAT e as curvas hidráulicas das turbinas Cross-flow (ver figura 48) refere ao H da turbina Cross-flow 2 não conseguir atingir valores superiores de H em comparação com a PAT 150-200.

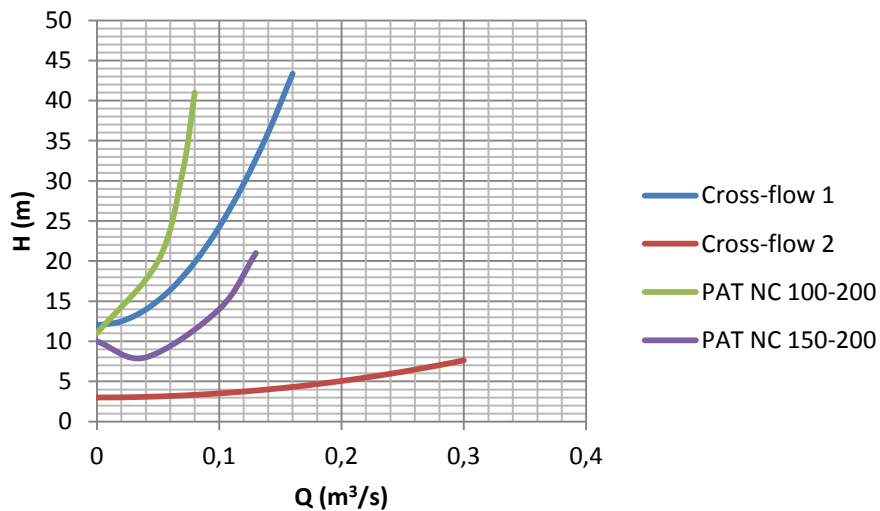


Figura 48 - Curvas hidráulicas das PAT e das microturbinas obtida por (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) e pela ferramenta numérica.

5. Conclusão e perspectivas

O presente capítulo evidencia as principais conclusões retiradas sobre a ferramenta desenvolvida e os casos de estudo.

5.1 Conclusão

A qualidade de água nos sistemas de abastecimentos é uma necessidade fundamental para a sociedade, uma vez que as razões de proteção de saúde pública, imperativos legais cada vez mais restritivos e uma maior exigência por parte dos cidadãos (relação qualidade-custo) assim a refletem. Associada às redes de abastecimento de água existe uma grande quantidade de energia que é dissipada. Esta energia pode ser aproveitada e convertida em energia elétrica garantido a qualidade de água e o abastecimento da população.

Ao longo das redes de abastecimento de água em Portugal existe uma grande dissipação de energia, quer pela utilização de válvulas redutoras de pressão, quer a montante dos reservatórios. As válvulas redutoras de pressão promovem uma diminuição de pressão nas redes de abastecimento para valores requeridos. Associada a essa diminuição de pressão existe uma dissipação de energia. As microturbinas podem simultaneamente garantir a pressão adequada da rede e produzir energia. Em locais estratégicos como a montante dos reservatórios existem outros pontos de dissipação de energia. Ao longo de todo o país existe um potencial energético e um mercado que podem ser explorados.

A aplicação deste tipo de energia hídrica não apresenta impactes ambientais associados contrariamente às grandes instalações hidroelétricas, como barragens na sua época de construção. Comparativamente, pequenas e micros hidroelétricas podem ser construídas em várias zonas com um custo bastante inferior.

O presente trabalho tem como objetivo desenvolver uma ferramenta numérica que permite através de simulações de sistemas de abastecimento de água determinar e analisar o potencial de recuperação de energia numa rede de abastecimento de água, determinar a localização ideal da implementação da microturbina no sistema bem como as suas características. Esta metodologia foi aplicada em várias redes de abastecimento onde existe a possibilidade de recuperar energia residindo em transformar a energia cinética em energia elétrica.

Nos sistemas de abastecimento básico e malhado obtiveram-se valores consideráveis de produção de energia elétrica com a aplicação dos métodos de recuperação de energia hidráulica. No sistema mais simples uma rede básica com apenas três ramificações, a energia gerada é cerca de 35,76 MWh/ano sendo um valor considerável. No outro sistema simulado, representado por uma rede mais complexa, obtiveram-se também resultados satisfatórios com a possibilidade de produzir cerca de 268,41 MWh/ano de energia elétrica.

Através da análise das redes em estudo verifica-se que para investimentos em sistemas de abastecimento, à medida que o potencial existente no aproveitamento aumenta, tendencialmente aumentará a viabilidade do investimento no local. No entanto tudo dependerá dos custos de implementação. A dificuldade na obtenção de orçamentos revelou-se um problema para a determinação de orçamentos para a determinação do tempo de retorno do investimento. Contudo, o preço médio de instalação por kW de uma turbina Pelton é de 5 mil euros o da turbina Cross-flow cerca de 3 mil euros e o da turbina Kaplan cerca de 4 mil euros. Neste contexto, o caso de estudo do sistema de abastecimento mais simples apresenta um tempo de retorno de 12 anos e 5 meses, com a instalação da turbina Kaplan, resultando receitas ao final de 25 anos de 48 mil euros sem contabilizar custos por eventuais manutenções. De salientar que se realizou uma outra nova simulação ao sistema de abastecimento de água com o objetivo de se obter outro tipo de turbina através da ferramenta numérica resultando numa turbina Cross-flow na qual se conclui que resultaria num problema económico e de baixa produção de energia elétrica. Relativamente a comparação de resultados obtidos pela ferramenta numérica e dos autores (Fontana, Giugni, & Portolano, 2012) estima-se que mediante as turbinas Cross-flow apresenta um interesse a nível energético e económico superior.

Através dos resultados satisfatórios obtidos nos dois sistemas de abastecimento de água simulados, conclui-se que a metodologia desenvolvida poderá ter uma boa aplicabilidade em redes reais de abastecimento de água.

5.2 Perspetivas futuras

O presente trabalho pode incorporar-se com outros trabalhos que estão a ser desenvolvidos no âmbito da otimização das redes de abastecimento de água uma vez que a eficiência energética é um objetivo em comum, visando a utilização de forma correta e

responsável os recursos disponíveis. Através de técnicas de otimização procurar as melhores soluções correspondentes à situação operacional para um dado instante e local e maximizar a produção de energia.

A ferramenta numérica não abrange um estudo de viabilidade económica muito profunda sobre a implementação deste tipo de sistemas num local onde não existem qualquer tipo de infraestruturas. O estudo realizado apenas têm em consideração as receitas com o equipamento instalado e não têm em linha de conta custos de manutenção ou qualquer outro tipo de prejuízo. Seria interessante avaliar a energia produzida ao longo do ano considerando três estações diferentes de consumo de água dividindo em: estação de verão, estação de inverno e estação intermédia. O caudal inerente a cada estação representa a média dos caudais diários determinados relativamente ao intervalo de tempo considerado. Para cada dia típico representativo de cada estação o consumo da água varia ao longo do dia, logo a energia produzida durante às estações também.

Outra proposta que pode ser abordada é o desenvolvimento de um programa que possa determinar o uso de outras fontes de energias renováveis, criando assim sistemas híbridos de geração de energia que sustentariam o consumo de energia do sistema. As energias renováveis dão ao meio ambiente mais um instrumento de renovação, evitando o consumo excessivo de combustíveis fósseis e reduzindo o custo energético da operação do sistema.

Bibliografia

- International Energy Agency. (2014). *Key World Energy Statistics*. Paris.
- Bernoulli, D. (1783). *Hydrodynamic*. Argentorati.
- Bumba, M. I. (2012). *Estudo de uma tubeira e de um sistema de controlo de caudal da turbina cross flow*. Dissertação de Mestrado, Instituto Politécnico de Setúbal, Escola Superior de Tecnologia de Setúbal, Setúbal.
- Coelho, B. d. (2011). *Optimização de Recursos Energéticos em Redes de Abastecimento de Água*. Dissertação de Mestrado, Universidade de Aveiro, Departamento de Economia, Gestão e Engenharia Industrial, Aveiro.
- Coelho, B., & Andrade-Campos, A. (2014). Efficiency achievement in water supply systems-A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*(30), 59-84.
- Filipe, J. S. (2011). A Energia Hidroelétrica em 2020. *INGENIUM*, 34-35.
- Fontana, N., Giugni, M., & Portolano, D. (2012). Losses Reduction and Energy Production in Water-Distribution Networks. *Journal of Water Resources Planning and Management*, 237-244.
- International, R. (2005). *Clean Energy Project Analysis: RETScreen Engineering & Cases Textbook Chapter, Small Hydro Project Analysis*. Canada.
- Olaia, A. I. (2012). *Gestão de Sistemas de Abastecimento de Água através de Modelação Hidráulica*. Dissertação de Mestrado, Universidade Nova de Lisboa, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Lisboa.
- Oliveira, A. F. (2008). *Recuperação de Energia Hidráulica em Sistemas de Distribuição de Água*. Dissertação de Mestrado, Universidade do Porto, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto.
- PEAASAR. (2007). *Plano Estratégico de Abastecimento e de Saneamento de Águas Residuais*. Ministério do Ambiente, do Ordenamento, do Território e do Desenvolvimento Regional , Lisboa.
- Penche, C. (1998). *Layman's guidebook on how to develop a small hydro site*. Bruxelas: European Commission .
- PENSAAR. (2014). *Plano Estratégico Sector de Abastecimento e Saneamento de Águas Residuais*. Ministério do Ambiente, do Ordenamento, do Território e do Desenvolvimento Regional, Lisboa.
- Porto, R. d. (2006). *Hidráulica Básica* (4^o ed.). São Paulo: Publicações EESC-USP.
- QUERCUS, & APREN. (2015, Janeiro 11). *Associação Nacional de Conservação da Natureza e a Associação Portuguesa de Energias Renováveis* . Retrieved Janeiro 16, 2015, from http://www.apren.pt/fotos/editor2/2015_comunicado_quercus_e_apren.pdf
- Quintela, A. d. (2009). *Hidráulica* (11^o ed.). Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian.

- Ramos , H., Vieira , F., & Covas , D. (2010). Energy efficiency in a water supply system: Energy consumption and CO2 emission. *Water Science and Engineering*(3), 331-340.
- Ramos, H., & Borga, A. (2000). Pumps yielding power. *Dam Engineering (an affiliated to Water Power & Dam Construction) Wilmington Publishing*, 197-217.
- Ramos, H., Covas, D., & Araújo, L. (2004). *Válvulas Redutoras de Pressão e Produção de Energia*. Associação Portuguesa dos Recursos Hídricos , Lisboa.
- Rocha, J. P. (2008). *Metodologia de projecto de sistemas de produção de electricidade descentralizada baseados em Energia Hídrica*. Universidade do Porto, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto.
- Rossman, L. A. (2000). EPANET 2 Users manual. *United States Environmental Protection Agency, office of research and development, national risk management research laboratory*.
- Silva, J. J. (2011). *Microturbinas em Redes de Abastecimento da Água*. Universidade de Aveiro, Departamento de Economia, Gestão e Engenharia Industrial, Aveiro.
- Vilanova, M. R., & Balestieri, J. A. (2014). Hydropower recovery in water supply systems: Models and case study. *Energy Conversion and Management*(84), 414-426.
- Walski, T. M., Chase, D. V., Savic, D. A., Grayman, W., Beckwith, S., & Koelle, E. (2003). *Adanced water distribution modeling and management*. Bentley Institute Press.
- Williamson, S. J., Stark, B. H., & Booker, J. D. (2014). Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis. *Renewable Energy*(61), 43-50.

Anexos

A.1 Microturbina 1.0

As figuras a seguir apresentadas demonstram os passos de código da Microturbina 1.0 criada para a realização deste trabalho. Este programa foi criado na linguagem de programação C++ e estabelece a ligação entre a metodologia de recuperação de energia hidráulica e o simulador hidráulico utilizado, o EPANET.

```

for (int i = 0; i < nnodes; i++)
{
    ENgetnodetype(i, &nodetype);
    if (nodetype == 0)
    {
        ENgetnodeid(i, idnode);
        ENgetnodevalue(i, EN_ELEVATION, &elevation);
        ENgetnodevalue(i, EN_PRESSURE, &pressure);
        if (err != 0)
        {
            cout << "Error getting junctions pressure (engetnodevalue) with code" << err << endl;
            system("pause");
        }
        cout << "Id node: " << idnode << " " << "Cota Geometrica" << "=" << elevation << " " << "pressure junction at link" << i << "=" << pressure << "m" << endl;
        elevationvect.push_back(elevation);
        if (nodalpressurevect.size() != njunctions)
            nodalpressurevect.push_back(pressure);
        else
            nodalpressurevect[i - 1] = pressure;
        sscanf_s(idnode, "%d", &temp);
        for (int j = 0; j < 31; ++j){ node2.name[j] = idnode[j]; }
        node2.id = i + 1;
        node2.pressao = pressure;
        Vcaudal_no[i - 1] = node2;
    }
}

cout << "\n Time-Step(in hours)= " << ClockTime / 3600. << endl;
for (int i = 0; i < nlinks; i++)
{
    err = ENgetlinktype(i + 1, &linktype);
    if (err != 0) return err;
    if (linktype == EN_PRV || linktype == EN_CVPIPE || linktype == EN_PSV || linktype == EN_PBV || linktype == EN_FCV || linktype == EN_TCV || linktype == EN_GPV || linktyp
    {
        ENgetlinkid(i + 1, idlinks);
        ENgetlinknodes(i + 1, &startnode, &endnode);
        ENgetlinkvalue(i + 1, EN_FLOW, &flow);

        if (err != 0)
        {
            cout << "error getting flow (engetlinkvalue) with code" << err << endl;
            system("pause");
        }
        cout << "Id links:" << idlinks << " " << "Star node:" << startnode << " " << "End node:" << endnode << " " << "Flow at link" << i << "=" << (flow / 1000) << "m3/s"

        if (pipeflowvect.size() != nlinks){
            pipeflowvect.push_back(flow);
        }
        else{

            pipeflowvect[i] = flow;
        }

        Vcaudal_no[endnode - 1].caudal = Vcaudal_no[endnode - 1].caudal + flow;
    }
}
}

```

Figura A. 1 - Representação da primeira parte da Microturbina 1.0. Nesta primeira fase é feita a leitura das variáveis caudal e pressão manométrica, fornecidas pelo sistema de abastecimento.

```

for (int i = 0; i < nodalHydEfficiency.size(); i++)
{
    d1 = 0.41*(pow(((Vcaudal_no[i].caudal / 1000) / 3600), 0.473));
    nq1 = (800 * (pow(Vcaudal_no[i].pressao, (-0.5))));
    enq1 = (pow(((nq1 - 170) / 700), 2));
    ed1 = ((0.095 + enq1)*(1 - (0.789*(pow(d1, (-0.2))))));
    ep1 = ((0.905 - enq1 + ed1) - 0.0305 + (0.005*4.45));
    Qp1 = 0.75*((Vcaudal_no[i].caudal / 1000) / 3600);
    eq1 = ((1 - 3.5*(pow(((Qp1 - ((Vcaudal_no[i].caudal / 1000) / 3600)) / (Qp1)), 6)))*ep1);
    if (efficiencyKaplanvect.size() != njunctions)
        efficiencyKaplanvect.push_back(eq1);
    else
        efficiencyKaplanvect[i] = eq1;
    Vcaudal_no[i].kaplan = eq1;
}
for (int i = 0; i < nodalHydEfficiency.size(); i++)
{
    n = (31 * (pow(Vcaudal_no[i].pressao)*((Vcaudal_no[i].caudal / 1000) / 3600) / (1), 0.5)));
    d2 = ((49.4*(pow(Vcaudal_no[i].pressao, 0.5))*pow(1, 0.02)) / n);
    ep2 = (0.864*(pow(d2, 0.04)));
    Qp2 = (0.662 + 0.001 * 1)*((Vcaudal_no[i].caudal / 1000) / 3600));
    eq2 = ((1 - ((1.31 + (0.025 * 1)))*pow(((Qp2 - ((Vcaudal_no[i].caudal / 1000) / 3600)) / (Qp2)), (5.6 + (0.4 * 1)))))*ep2);
    if (efficiencyPeltonvect.size() != njunctions)
        efficiencyPeltonvect.push_back(eq2);
    else
        efficiencyPeltonvect[i] = eq2;
    Vcaudal_no[i].pelton = eq2;
}
}

```

Figura A. 2 - Representação da segunda parte da Microturbina 1.0. Determinação das características do tipo de Turbina: Kaplan, Francis, Pelton e Cross-flow.

```

if (ClockTime / 3600. - int(ClockTime / 3600) == 0)
{
    cout << "\n Time-Step(in hours)= " << ClockTime / 3600. << endl;
    for (int i = 0; i < nodalHydPower.size(); i++)
    {
        potencia = Vcaudal_no[i].potencia = Vcaudal_no[i].pressao*(Vcaudal_no[i].caudal / 1000) * 1000 * 9.81;
        cout << "Node:" << Vcaudal_no[i].id << " " << "Potencia=" << Vcaudal_no[i].potencia << " " << "w" << endl;
        energypowervect.push_back(potencia);
    }
}
for (int i = 0; i < nodalHydEnergy.size(); i++)
{
    energy_Pelton = Vcaudal_no[i].energia_produzida = Vcaudal_no[i].pressao*((Vcaudal_no[i].caudal) / 1000) * 1000 * 9.81*Vcaudal_no[i].pelton;
    {
        cout << "Node:" << Vcaudal_no[i].id << " " << "Energia Produzida_Pelton=" << " " << Vcaudal_no[i].energia_produzida << " " << "Wh" << endl;
        EnergyPeltonvect.push_back(energy_Pelton);
        efficiencyPeltonvect.push_back(eq2);
    }
}
for (int i = 0; i < nodalHydEnergy.size(); i++)
{
    energy_Crossflow = Vcaudal_no[i].energia_produzida = Vcaudal_no[i].pressao*((Vcaudal_no[i].caudal) / 1000) * 1000 * 9.81*Vcaudal_no[i].cross_flow;
    {
        cout << "Node:" << Vcaudal_no[i].id << " " << "Energia Produzida_Cross_Flow=" << Vcaudal_no[i].energia_produzida << " " << "Wh" << endl;
        EnergyCrossFlowvect.push_back(energy_Crossflow);
        efficiencyCross_Flowvect.push_back(eq3);
    }
}
}
}

```

Figura A. 3 Representação da última parte da Microturbina 1.0. Determinação da potência instalada, da energia produzida pela turbina bem como a seleção do melhor local com maior aproveitamento energético.