



Ana Sofia Condado Pantaleão

ANÁLISE ENERGÉTICA DE SISTEMAS HIDRÁULICOS - APLICAÇÃO DE BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS A UM SUBSISTEMA DE ABASTECIMENTO DE ÁGUA

ENERGETIC ANALYSIS OF HYDRAULIC SYSTEMS —
APPLICATION OF PUMPS WORKING AS TURBINES TO A
WATER SUPPLY SUBSYSTEM

Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Civil / Ambiente, na área de Especialização em Hidráulica, Recursos Hídricos e Ambiente,
orientada pelo Professor Doutor José Paulo Pereira de Gouveia Lopes de Almeida e pelo Professor Doutor José Alfeu Almeida de Sá Marques

Coimbra, Fevereiro, 2017



UNIVERSIDADE DE COIMBRA



FCTUC DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL
FACULDADE DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

Ana Sofia Condado Pantaleão

ANÁLISE ENERGÉTICA DE SISTEMAS HIDRÁULICOS - APLICAÇÃO DE BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS A UM SUBSISTEMA DE ABASTECIMENTO DE ÁGUA

**ENERGETIC ANALYSIS OF HYDRAULIC SYSTEMS — APPLICATION OF PUMPS
WORKING AS TURBINES TO A WATER SUPPLY SUBSYSTEM**

Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Civil / Ambiente, na área de Especialização em Hidráulica, Recursos Hídricos e Ambiente, orientada pelo Professor Doutor José Paulo Pereira de Gouveia Lopes de Almeida e pelo Professor Doutor José Alfeu Almeida de Sá Marques

Esta Dissertação é da exclusiva responsabilidade do seu autor.
O Departamento de Engenharia Civil da FCTUC declina qualquer
responsabilidade, legal ou outra, em relação a erros ou omissões
que possa conter.

Coimbra, 24 de Fevereiro de 2017

AGRADECIMENTOS

Aos meus orientadores, o professor José Paulo Pereira de Gouveia Lopes de Almeida e o professor José Alfeu Almeida de Sá Marques, muito agradeço a excelente orientação e a disponibilidade, conselhos e ajuda que me dispensaram ao longo da realização deste trabalho.

Aos meus pais, avós e irmão, o principal agradecimento, por todo o apoio e presença durante estes anos, no melhor e no pior, em que frequentei o Mestrado Integrado em Engenharia Civil.

À KSB, em especial ao Sr.º Nuno Aleixo pela disponibilidade e auxílio nos dados fornecidos.

À empresa Águas do Centro Litoral, S.A. pela colaboração prestada e pela pronta disponibilização das telas e dados do sistema, sem os quais esta dissertação não seria possível.

Ao Tiago pelo carinho e força que me tem dado nesta fase final do meu percurso académico.

Aos meus amigos e colegas de curso, agradeço terem estado sempre presentes e a importante ajuda e motivação em diversas ocasiões.

RESUMO

Em localidades com uma configuração topográfica bastante acidentada, tal como a cidade de Coimbra e muitas outras cidades portuguesas, torna-se necessário reduzir as pressões nos sistemas quer por razões funcionais, económicas e/ou regulamentares. Para tal recorre-se a um conjunto de soluções que podem apresentar uma contribuição para o aumento da eficiência energética dos sistemas.

Uma das formas de aumentar a eficiência energética dos sistemas de abastecimento de água consiste no aproveitamento do excesso de carga hidráulica usualmente dissipado com câmaras de perda de carga ou com válvulas redutoras de pressão. Em alternativa a este procedimento clássico poder-se-á estudar a viabilidade da introdução de micro-geração recorrendo eventualmente a bombas funcionando como turbinas (BFT) dado serem mais acessíveis que as microturbinas. O problema apresenta portanto à partida uma globalidade considerável. Por isso, no presente trabalho, propõe-se a identificação prévia de um Município que apresente potencial para desenvolver a abordagem anteriormente referida, tendo sido escolhido o Município de Penela. Este engloba o sistema de captação da Louçainha, com início na própria barragem da Louçainha. O primeiro troço deste sistema tem início na barragem e termina na ETA de Cancelas. Neste troço, propõe-se o estudo da substituição da válvula redutora de pressão (VRP) por uma bomba a funcionar como turbina (BFT), de modo a possibilitar a produção de energia elétrica para venda à RESP. Este estudo inclui a caracterização hidrológica das aflúncias à barragem, a construção do seu modelo hidráulico e a simulação da sua exploração, levando em conta o tarifário vigente e os consumos na ETA de Cancelas, por ela servida. No final será efetuada uma comparação com a situação atual, de modo a avaliar os potenciais ganhos energéticos envolvidos e estudar a viabilidade técnica da sua implantação.

PALAVRAS-CHAVE

Recuperação de energia em sistemas de abastecimento de água, bombas funcionando como turbinas, energia, eficiência, micro-geração, válvulas redutoras de pressão

ABSTRACT

In locations with a rather rugged topographic configuration, such as the city of Coimbra and many other Portuguese cities, it is necessary to reduce pressure in the systems either for functional, economic and/or regulatory reasons. This is done by using a set of solutions that can contribute to increase the energy efficiency of the systems.

One way to increase energy efficiency of the water supply systems consists on the use of the hydraulic load usually dissipated through grit chambers or pressure reducing valves. Alternatively to this classic procedure, it will be possible to study the feasibility of introducing microgeneration possibly through pumps working as turbines (PaT), as they are more affordable than microturbines. Therefore the problem presents a considerable globality. Thus, in this study, it is proposed the previous identification of a location that shows potential to develop the above approach, having been chosen the Municipality of Penela. This one includes the water catchment system of Louçainha, starting at the Louçainha dam itself. The first section of this system starts at the dam and ends at the water treatment station of Cancelas. In this section, it is proposed to study the replacement of the pressure reducing valve (PRV) for a pump working as a turbine (PaT), in order to enable the production of energy for sale to the Public Electric Utility Network. This study includes the hydrological characterization of the inflows to the dam, the construction of its hydraulic model and the simulation of its exploitation, taking into account the current tariff and the consumption of the Water Treatment Station of Cancelas, served by it. In the end it will be done a comparison with the current situation, in order to evaluate the potential energetic gains involved and study the technical feasibility of its implantation.

KEY WORDS

Energy recovery in water supply systems, pumps working as turbines, energy, efficiency, microgeneration, pressure reducing valves

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	i
RESUMO	ii
ABSTRACT	iii
ÍNDICE.....	iv
ABREVIATURAS	vi
SIMBOLOGIA	vii
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Potencial Hídrico e Energia	1
1.2 Objetivos.....	2
1.3 Organização da dissertação.....	3
2 REVISÃO DA LITERATURA	4
2.1 Modelos de Simulação.....	4
2.2 Grupo Turbo Gerador	5
2.2.1 Turbomáquinas Hidráulicas.....	5
2.2.1.1 Bombas Hidráulicas	5
2.2.1.2 Turbinas Hidráulicas	5
2.2.2 Bombas a Funcionar como Turbinas (BFT).....	6
2.2.2.1 Seleção da BFT adequada ao sistema em estudo	7
2.2.2.2 Características e desempenho de bombas hidráulicas.....	8
2.2.2.3 Princípios de funcionamento	11
2.2.2.4 Potência fornecida pela BFT	14
2.3 Estudos Precedentes.....	14
3 MODELAÇÃO MATEMÁTICA.....	17
3.1 Avaliação da Produção Elétrica	17
3.1.1 Caudal nominal.....	18
3.1.2 Regimes de exploração	18
3.1.3 Queda útil	18
3.1.4 Perdas de carga	19

3.1.5	Curvas características da bomba	20
3.1.6	Energia produzida pela bomba centrífuga	20
3.1.7	Custos do aproveitamento	21
3.1.8	Regime remuneratório – Decreto-Lei n.º 153/2014, de 20 de outubro	22
4	CASO DE ESTUDO	25
4.1	Caracterização do Sistema Adutor	25
4.2	Estudo Hidrológico	31
4.2.1	Bacia hidrográfica.....	31
4.2.2	Volumes armazenados	32
4.3	Análise Técnica.....	41
4.3.1	Regime de exploração	41
4.3.1.1	Primeiro caso - NPA	41
4.3.1.2	Segundo Caso - NME.....	47
4.3.1.3	Terceiro Caso – Ano seco	48
4.3.2	BFT Etanorm 50-315.....	50
4.3.3	Potências úteis geradas e energia anual média produzida	54
5	ANÁLISE DE RESULTADOS.....	56
5.1	Análise Técnica.....	56
5.1.1	Caudal nominal = 77 m ³ /h.....	57
5.1.2	Caudal nominal = 102 m ³ /h.....	58
5.1.3	Caudal nominal = 153 m ³ /h.....	59
5.2	Análise Económica	60
5.3	Análise de Sensibilidade	62
5.3.1	Custo de construção civil.....	62
5.3.2	Taxa de atualização	63
5.3.3	Custos de exploração e manutenção	64
5.4	Comentários dos Resultados Obtidos	64
6	CONCLUSÕES E DESENVOLVIMENTOS FUTUROS	66
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68
	ANEXO A - Curva da BFT “Etanorm 50-315”	A

ABREVIATURAS

AdCL	Águas do Centro Litoral
<i>bep</i>	<i>Best Efficiency Point</i>
BFT	Bomba(s) a Funcionar como Turbina(s)
CC _{BFT}	Curva Caraterística da Bomba a Funcionar como Turbina
CCI	Curva Caraterística da Instalação
CMH	Central Mini-Hídrica
CUR	Comercializador de Último Recurso
ETA	Estação de Tratamento de Água
IVA	Imposto de Valor Acrescentado
NME	Nível Mínimo de Exploração
NPA	Nível de Pleno Armazenamento
PEAD	Polietileno de Alta Densidade
RESP	Rede Elétrica de Serviço Público
SAA	Sistema de Abastecimento de Água
SNIRH	Sistema Nacional de Informação de Recursos Hídricos
UP	Unidade de Produção
UPAC	Unidade de Produção para Autoconsumo
UPP	Unidade de Pequena Produção
VAL	Valor Atualizado Líquido
VRP	Válvula(s) Reguladora(s) de Pressão

SIMBOLOGIA

a	Ano considerado	
A, B, C	Coefficientes adimensionais da curva carga vs caudal $Ax^2 + Bx + C$	
A_{alb}	Área inundada ou área da albufeira considerando o NPA	[km ²]
A_{posto}	Área da bacia abrangida pelo posto hidrométrico	[km ²]
CA_{expl}	Custo anual de exploração	[€]
C_{BFT}	Custo de aquisição da bomba a funcionar como turbina	[€]
C_{cc}	Custos relacionados com a construção civil	[€]
c_{esc}^m	Coefficiente de escoamento no mês “m” do ano médio	
CT	Custo total do aproveitamento	[€]
c_{expl}	Fração dos custos totais que representam os custos anuais de exploração	[%]
D, E, F	Coefficientes adimensionais da curva carga vs rendimento $Dx^2 + Ex + F$	
d_m	Número de dias no mês “m”	[dias]
D_N	Diâmetro interior da conduta	[mm]
E	Energia produzida	[kWh]
E_m^a	Evaporação medida no posto no mês “m” do ano “a”	[mm]
Ep_{tot}^a	Evaporação na albufeira no mês “m” do ano “a”	[dam ³]
Esc_m^a	Escoamento registado no mês “m” do ano “a”	[dam ³]
Esc_{ef}^a	Escoamento efetivo no mês “m” do ano “a”	[dam ³]
H	Queda	[m]
ΔH_n^m	Perda de carga contínua no dia “n” do mês “m”	[m]
H_{BFT}^m	Queda da curva real da BFT no dia “n” do mês “m”	[m]
H_{inst}^m	Queda útil da instalação no dia “n” do mês “m”	[m]
H_{nom}	Queda nominal da turbina	[m]
H_u	Queda útil na instalação	[m]

J_n^m	Perda de carga localizada no dia “n” do mês “m”	[m/m]
L	Extensão total da conduta	[m]
m	Mês do ano – janeiro, fevereiro, ..., dezembro	
n	Dia do mês – 1, 2, ..., 31	
n_{horas,t_n}^m	Número de horas disponíveis para turbinar no dia anterior a “n” do mês “m”	[horas]
$P_{u_n}^m$	Potência útil produzida no dia “n” do mês “m”	[kW]
P_m^a	Precipitação mensal medido no posto climatológico no mês “m” do ano “a”	[mm]
Q	Caudal	[m ³ /h]
Q_{afl}^m	Caudal diário que aflui à albufeira no mês “m”	[m ³ /dia]
$Q_{BFT_n}^m$	Caudal turbinado pela BFT no dia “n” do mês “m”	[m ³ /h]
$Q_{cond_n}^m$	Caudal que passa na conduta adutora no dia “n” do mês “m”	[m ³ /dia]
$Q_{máx}^{BFT}$	Caudal máximo turbinável pela BFT	[m ³ /h]
$Q_{mín}^{BFT}$	Caudal mínimo turbinável pela BFT	[m ³ /h]
Q_{nom}	Caudal nominal da BFT	[m ³ /h]
$Q_{sai_n}^m$	Caudal que sai da albufeira para a conduta até à ETA no dia “n” do mês “m”	[m ³ /h]
Q_t	Caudal que se quer turbinar	[m ³ /h]
Δt	Período de tempo	[horas]
$\overline{V_{afl}_m}$	Volume médio afluyente da albufeira no mês “m” do ano médio	[m ³ /mês]
$\overline{V_{efl}}$	Volume médio efluyente da albufeira	[m ³ /dia]
V_{esc}^m	Volume total escoado no mês “m” do ano médio	[dam ³]
$V_{ex_n}^m$	Volume em excesso na albufeira no dia “n” do mês “m”	[m ³]
V_f^m	Volume final na albufeira no dia “n” do mês “m”	[m ³]
$V_{f_{n-1}}^m$	Volume final na albufeira no dia anterior a “n” do mês “m”	[m ³]
$V_{inicial_n}^m$	Volume inicial na albufeira no dia “n” do mês “m”	
V_{NME}	Volume correspondente ao NME	[m ³]
V_{NPA}	Volume correspondente ao NPA	[m ³]
V_{prec}^m	Volume total precipitado no mês “m” do ano médio	[dam ³]

$V_{prec_m}^a$	Volume precipitado no mês “m” do ano “a”	[m ³]
$V_{turb_n}^m$	Volume a turbinar no dia anterior a “n” do mês “m”	[m ³]
$Z_{alb_n}^m$	Cota da água na albufeira no dia “n” do mês “m”	[m]
Z_{ETA}	Cota dos equipamentos na ETA de Cancelas	[m]
k, α, β	Parâmetros dependentes da rugosidade das paredes da conduta	
η	Rendimento da turbina	[%]
$\eta_{BFT_n}^m$	Rendimento da curva real da BFT no dia “n” do mês “m”	[%]
η_{Ger}	Rendimento do gerador	[%]
η_{nom}	Rendimento nominal da turbina	[%]
η_{Transf}	Rendimento do transformador	[%]
γ	Peso volúmico da água (= 9800 N/m ³)	[N/m ³]

1 INTRODUÇÃO

1.1 Potencial Hídrico e Energia

Devido às recentes metas das políticas energéticas estabelecidas, uma das maiores preocupações dos gestores de sistemas de abastecimento de água (SAA) tem sido a otimização da eficiência energética, ambiental e hidráulica, de tal modo, que estes se tornem autossustentáveis. É necessário assim ter em conta dois fatores de carácter importantíssimo e diretamente relacionados ao controle destes parâmetros: o consumo de energia e o controlo da pressão (Vieira e Ramos, 2008).

Embora a implementação de válvulas redutoras de pressão (VRP) possa ser considerada a solução menos dispendiosa e de mais simples aplicação, em virtude do tema da sustentabilidade energética e ambiental, deverá ser ponderada e estudada a viabilidade da substituição destas válvulas por outros dispositivos hidroelétricos que conduzam ao aproveitamento e também geração da energia, que de outra forma seria dissipada, aliando assim eficiência e conveniência económica (Carravetta et al, 2013).

A adaptação de um SAA, de modo a aproveitar a energia em excesso na rede, apresenta-se como uma solução vantajosa visto que a maior parte dos componentes do sistema já se encontram instalados: reservatórios, sistema de condutas e válvulas (Vieira e Ramos, 2008).

Ao longo dos anos, têm sido estudadas várias gamas de turbinas com diferentes quedas e descargas para possível implementação em pequenas, mini e micro centrais hidroelétricas presentes em SAA (Jain e Patel, 2014). Visto que a linha de energia numa tubagem com a presença de uma turbina tem um comportamento muito semelhante ao de uma tubagem com a presença de uma VRP (desde que a queda útil da turbina corresponda à perda de carga da VRP), será possível o controlo de pressão a jusante da turbina (Gonçalves e Ramos, 2008). Contudo, o investimento inicial requerido em equipamentos hidro-electro-mecânicos (relacionado principalmente com as unidades geradoras, representadas pelo conjunto turbina-gerador) é elevado, o que faz com que estas soluções não tenham grande viabilidade em termos económicos (Jain e Patel, 2014).

Visando essencialmente a redução dos custos que a implementação de uma turbina convencional implica, foram desenvolvidos estudos que propõem a utilização de bombas a funcionar como turbinas (BFT), em alternativa às VRP, como uma das soluções mais económicas, ambientalmente sustentáveis e de mais fácil implementação nos sistemas (Jain e Patel, 2014). O uso de BFT a montante da tubagem onde as VRP estão instaladas pode ser adotado como método de mitigação e controlo das perdas de energias por fugas, adicionando perdas de carga e reduzindo conseqüentemente a pressão no sistema e, como recurso de produção de energia limpa, aproveitando a energia gerada pelas turbinas para uso no próprio sistema de abastecimento ou vendendo-a à rede elétrica nacional (Gonçalves e Ramos, 2008).

Neste tipo de aproveitamentos, as BFT apresentam diversas vantagens comparativamente às turbinas convencionais para geração de energia em micro-hídricas (Jain e Patel, 2014):

- Fabrico em série, o que diminui o custo;
- Fácil instalação e implantação no caso de pequenas potências;
- Disponível para uma grande gama de caudais e quedas úteis;
- Disponível em gamas de diversas dimensões e tipos;
- Aquisição de forma integrada com os motores para uso como uma turbina e grupo gerador;
- Facilidade de reposição e substituição de peças;
- Menor tempo de retorno do investimento.

Desta forma, revela-se importante formular e estudar modelos de simulação, assim como efetuar análises técnico-económicas deste tipo de soluções como meio de contribuição para a tomada de decisão e, conseqüentemente, para a sustentabilidade económica e ambiental que as políticas energéticas implementadas tentam alcançar.

1.2 Objetivos

O objetivo principal para o desenvolvimento desta dissertação prende-se com a avaliação do potencial energético de um sistema adutor, gerido pelas Águas do Centro Litoral, S.A. (AdCL), através da utilização de BFT. Para este efeito é realizada uma simulação em Excel do funcionamento corrente do sistema e, posteriormente, do funcionamento com a BFT. No modelo desta dissertação foi tido como objetivo específico a avaliação do comportamento das BFT em alternativa à VRP, presente a montante da Estação de Tratamento de Águas (ETA).

A escolha das BFT apropriadas ao sistema em causa é feita através da aplicação de um método empírico, de forma a proceder-se à escolha adequada de uma bomba que possa funcionar em

sentido contrário (como turbina), e também através de uma curva característica de uma BFT fornecida por uma empresa especializada neste tipo de equipamentos, a KSB. Esta parte tem como objetivo avaliar a viabilidade da produção de energia deste tipo de bombas.

Por fim, sendo que o objetivo de um aproveitamento hidroelétrico é sempre a produção de energia a partir do fluido, é necessário realizar uma análise económica e de viabilidade da venda da energia elétrica produzida à rede, pela aplicação do novo regime remuneratório referente à microprodução de eletricidade – conforme o Decreto-Lei nº153/2014 de 20 de outubro.

1.3 Organização da dissertação

No capítulo 1 é feita a introdução ao tema, abordando a problemática das atuais exigências de eficiência energética e do potencial contributo da produção de energia em SAA. São também apresentados os objetivos e a organização da dissertação.

Numa primeira fase, o capítulo 2 aborda o conceito de modelos de simulação, seguido de um paralelismo entre turbinas convencionais e BFT, pormenorizando as características e funcionamento das segundas. No final, referem-se alguns estudos e opções tecnológicas desenvolvidas por investigadores no âmbito do aproveitamento energético em SAA.

O capítulo 3 apresenta a modelação matemática e descreve todo processo da construção do modelo de simulação e avaliação da rentabilidade do empreendimento.

O capítulo 4 inicia a descrição da zona de estudo desta dissertação. Posteriormente, é feito o tratamento dos dados cedidos pelas AdCL a aplicar no modelo de simulação, sendo também apresentados os parâmetros, as fórmulas utilizadas e a estratégia adotada para execução das simulações.

O capítulo 5 expõe a análise dos resultados obtidos e reflexão crítica dos mesmos.

No capítulo 6 são reunidas as principais conclusões resultantes do estudo efetuado, assim como algumas sugestões para desenvolvimentos futuros.

No final são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas para a realização da dissertação.

Os anexos contêm os elementos acessórios necessários à interpretação do documento.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Em instalações hidráulicas, onde um dos principais objetivos é a elevação e transporte de água a grandes distâncias, são utilizados vários tipos de máquinas hidráulicas, nomeadamente as designadas turbomáquinas, as quais, têm como principal função promover as trocas de energia mecânica entre o fluído e um dos seus órgãos. No âmbito desta dissertação, a atenção é centrada concretamente nas designadas BFT. Contudo, é necessário apresentar algumas noções e conceitos relacionados com outros tipos de equipamentos existentes. Estes conceitos, que se inserem no tema das turbomáquinas, têm como objetivo clarificar as analogias e diferenças existentes entre as características de cada uma e, também, a razão do estudo estar centrado nas BFT. O mesmo se aplica ao modelo utilizado na análise: o modelo de simulação.

2.1 Modelos de Simulação

Os modelos computacionais de simulação hidráulica de SAA são ferramentas cujo objetivo é reproduzir através de equações matemáticas, com a maior exatidão possível, o comportamento real do sistema físico que representa. Conforme a exigência e o uso a que se destina o modelo, é aceitável que este prescindia de algumas componentes físicas na sua representação. Na prática, a modelação de uma rede reduz-se ao estudo de um esquema simplificado da mesma (Gumier e Luvizotto Jr., 2007).

Os cálculos hidráulicos dos modelos de simulação baseiam-se nos princípios da Conservação da Massa e Conservação da Energia. Estes modelos são preparados para um sistema hidráulico composto por condutas, reservatórios de nível fixo (como por exemplo, a albufeira do sistema da Louçainha), reservatórios de nível variável, bombas ou estações de bombeamento, válvulas, turbinas ou centrais hidroelétricas e nós ou pontos de consumo.

O desenvolvimento de um modelo de simulação para controlo operacional de um sistema adutor proporciona, entre outros benefícios, uma melhor perceção do funcionamento do sistema. Os modelos de simulação diferenciam-se por técnicas de cálculo mais ou menos ágeis, por facilidade de apresentação dos resultados e por interfaces com outros módulos de *software*. Por norma, é seguida de uma avaliação custo/benefício para a escolha de um modelo adequado às condições existentes (Gumier e Luvizotto Jr., 2007).

2.2 Grupo Turbo Gerador

2.2.1 Turbomáquinas Hidráulicas

As turbomáquinas hidráulicas são dispositivos colocados nos circuitos hidráulicos, com a finalidade de promover a troca de energia hidráulica do escoamento em energia mecânica, fornecida ou cedida ao, ou pelo sistema. Estas máquinas apresentam diversas características complexas que permitem diferenciá-las e classificá-las sob diversos aspectos: turbomáquinas, rodas de água, bombas de êmbolo, carneiros hidráulicos, ejetores, BFT e microturbinas. As turbomáquinas têm como elemento principal o rotor, sendo no caso das bombas também designado por impulsor (Quintela, 2011).

2.2.1.1 Bombas Hidráulicas

A classificação destas é geralmente feita pelo modo como é realizada a transformação do trabalho em energia hidráulica, ou seja, pelo recurso utilizado para ceder energia ao líquido e podem ser distinguidas em dois grupos:

- **Bombas de deslocamento positivo**, em que o fluido recebe a ação das forças diretamente de um pistão ou êmbolo. Este grupo de bombas não tem qualquer analogia às turbinas e, por isso, a sua análise fica sem interesse para o presente trabalho;
- **Bombas rotodinâmicas ou turbobombas**, onde existe transmissão de energia para o líquido através da aceleração provocada por um elemento rotativo dotado de pás (rotor).

De forma geral, podem classificar-se as bombas hidráulicas consoante a Tabela 2.1:

Tabela 2.1 – Classificação de bombas

	Classificação	Direção do escoamento no rotor	Designação corrente
Bombas	Deslocamento Positivo	-	Rotativas ou Alternativas
	Cinéticas	Radiais	Bombas centrífugas
		Axiais	Bombas axiais
		Mistas	Bombas mistas

2.2.1.2 Turbinas Hidráulicas

As turbinas recebem energia hidráulica através de uma queda, sendo esta transformada em energia mecânica e, posteriormente, em energia elétrica através de um gerador. Pode-se classificar estas turbinas também em dois grupos distintos (Tabela 2.2):

- **Turbinas de ação**, quando o rotor é atuado pela água à pressão atmosférica;
- **Turbinas de reação**, quando o rotor é atravessado pelo escoamento sob pressão.

Tabela 2.2 - Classificação de turbinas (adaptado de Quintela (2011)).

	Classificação	Direção do escoamento no rotor	Designação corrente
Turbinas	de ação	-	Turbina Pelton
		-	Turbina Turgo
		-	Turbina Cross-Flow
	de reação	Radiais-Axiais	Turbina Francis
		Axiais	Turbina Kaplan
		Mistas	Turbina Dériaz

2.2.2 Bombas a Funcionar como Turbinas (BFT)

Por fim, procede-se a um enquadramento das turbobombas na família das turbomáquinas hidráulicas. Tal como as turbinas, estas podem ser classificadas em três grupos:

- Turbobombas radiais-axiais;
- Turbobombas axiais;
- Turbobombas mistas.

É incerta a altura exata em que as BFT foram utilizadas pela primeira vez. Sabe-se apenas que, em 1931, enquanto dois investigadores tentavam avaliar as várias características de bombas, foi descoberto acidentalmente que estas apresentavam uma eficiência bastante interessante sob o modo de turbinas. Esta descoberta fez com que se desenrolasse uma série de investigações ao longo dos anos, de modo a aprofundar o conhecimento sobre o funcionamento destas máquinas. Anos mais tarde, foi a vez do sector da indústria química entrar no campo de aplicação das BFT, como modo de recuperação de energia, apercebendo-se posteriormente da possível aplicação desta tecnologia em SAA. Esta evolução de conhecimentos permitiu assim dar bastante abertura a este tipo de soluções, abrindo lugar a uma fase de investigação e desenvolvimento desta área, dentro do aproveitamento energético (Jain e Patel, 2014).

Na introdução de energia através de uma bomba ao escoamento, caso esta seja insuficiente, pode não permitir vencer o desnível existente entre reservatórios, o que leva a que o rotor comece a girar em sentido inverso e, conseqüentemente, o sentido do escoamento é invertido. É por esta transformação que se atribui a denominação de BFT. Se a energia em pressão (ou

queda) for suficiente para superar o binário de arranque do rotor e do eixo, então esse binário pode ser usado como gerador, transmitindo momento ao eixo (Baumgarten e Guder, 2005).

A Figura 2.1 representa uma bomba centrífuga a funcionar como bomba e como turbina, bem como, as suas componentes principais. No caso do funcionamento como bomba, representado na Figura 2.1 - (a), o líquido entra no bocal de sucção a baixa pressão e transforma a energia vinda da velocidade do fluido em pressão através do rotor, saindo pelo bocal de descarga. No funcionamento como turbina, representado na Figura 2.1 - (b), o líquido entra no bocal de sucção com a energia da pressão, aciona o rotor da bomba em inverso e volta a sair do bocal de descarga com menor pressão (Viana e Nogueira, 2002).

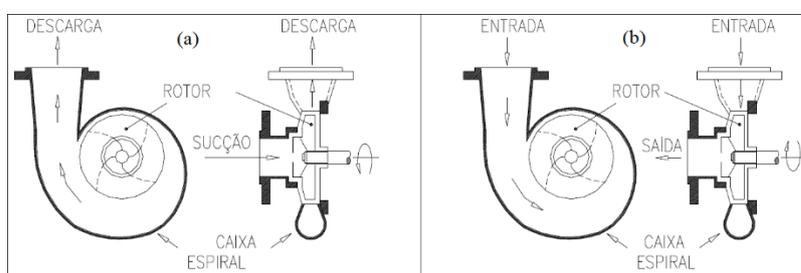


Figura 2.1 – (a) Bomba centrífuga a funcionar como bomba; (b) Bomba centrífuga a funcionar como turbina (Viana e Nogueira, 2002).

2.2.2.1 Seleção da BFT adequada ao sistema em estudo

A seleção da bomba adequada a ser usada como turbina num local é um aspeto particularmente importante em termos económicos. Embora existam muitas similaridades entre o funcionamento de turbinas e de BFT, as diferenças na operação e no controlo continuam presentes e é necessário considerá-las antes da instalação do equipamento. Uma seleção apropriada do tipo de bomba depende de vários fatores: queda útil e caudal disponíveis no local, custo inicial e manutenção da instalação, nível de facilidade de aquisição da bomba, entre outros. De acordo com alguns estudos, todas as bombas centrífugas podem ser utilizadas em modo reverso, ou seja, como BFT (Jain e Patel, 2014). O fator crucial que dita a escolha de uma BFT em detrimento de uma turbina convencional é a disponibilidade constante de um valor praticamente fixo de caudal e queda, de modo a conservar invariável a frequência da corrente na rede elétrica alimentada, sendo, por isso, aplicáveis em micro-hídricas inseridas em SAA (Williams, 1995).

Como dito anteriormente, e apontado também por Williams (1996), a principal desvantagem das BFT é o facto das curvas características da bomba em modo turbina não serem normalmente

fornecidas pelo fabricante, o que torna mais difícil a escolha correta para cada aplicação. Com vista a ultrapassar esta dificuldade, têm sido desenvolvidas várias fórmulas empíricas por diferentes autores, como forma de prever as características de bombas em modo turbina. Estas têm em consideração as características iniciais do projeto em estudo, ou seja a queda (H) e o caudal (Q). A velocidade de rotação, por seu lado, possui um valor fixo e depende dos requisitos subjacentes à finalidade da bomba. Hoje em dia, uma das vantagens mais importantes é relativa aos custos de investimento. Segundo Chapallaz et al (1992), o custo de investimento de bombas centrífugas pode ser até 50% inferior ao custo de uma turbina convencional (especialmente para pequenas unidades inferiores a 50 kW). Isto pode ser uma questão muito importante para projetos com orçamentos limitados e/ou que requerem empréstimo.

2.2.2.2 Características e desempenho de bombas hidráulicas

Antes de se descrever e analisar o funcionamento da BFT é necessário estudar o desempenho de uma bomba. Esta pode apresentar diferentes comportamentos quando sujeita a diferentes condições, quer em regime permanente, quer em regime variável. De forma a se compreender o funcionamento de uma bomba, a ferramenta mais útil é a curva característica de desempenho, a qual apresenta a relação entre o " Q " e " H " (Williams, 1995), como ilustrado na Figura 2.2:

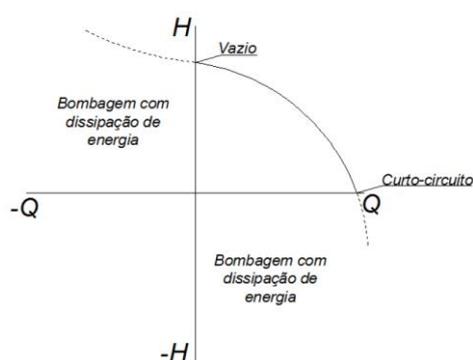


Figura 2.2 - Curva característica de uma bomba para $n = \text{constante}$ ($n > 0$) (adaptado de Quintela (2011)).

Porém, quando é do interesse estudar o “funcionamento não usual”, ou seja, estudar as características de uma bomba com funcionamento em regime permanente e em regime variável, estas não se limitam ao quadrante onde " Q " e " H " são positivos.

Um modelo de representação dos principais regimes de funcionamento de uma turbomáquina hidráulica, que inclui também o caso de rotações no sentido negativo, corresponde à utilização de um diagrama cartesiano como representado na Figura 2.3, no qual, se assinalam velocidades

de rotação “ n ”, em função dos caudais “ Q ”, considerando como parâmetro das diferentes famílias de curvas a representar, a altura de elevação “ H ” e o momento resistente “ T ” (binário do motor, do qual dependem as mudanças de velocidade). Os sinais de “ n ” e “ Q ” definem os quatro quadrantes, enquanto que os sinais de “ H ” e “ T ” identificam os diferentes regimes de funcionamento da turbomáquina.

As grandezas “ n ”, “ Q ”, “ H ” e “ T ” devem ser especificadas na representação matemática da bomba e consideram-se todas positivas quando a bomba funciona em “condições normais”. Porém, em regime variável pode acontecer que estas grandezas, isoladas ou em conjunto, tomem valores negativos (Knapp, 1937). As curvas obtidas através das relações entre estas quatro variáveis são identificadas pelas curvas características da bomba e as condições avaliadas referem-se ao ponto de funcionamento ótimo (*bep*).

Observando a Figura 2.3, verifica-se que existem duas zonas de operação como bomba: o “bombeamento normal” no Quadrante I e o “bombeamento em modo reverso” no Quadrante IV. Do mesmo modo, existem duas zonas de operação como turbina: a “operação normal como turbina” no Quadrante III, e a de “turbinamento com direção anormal do fluxo” no Quadrante II. Cada uma destas zonas de funcionamento são separadas por zonas de dissipação de energia, nas quais nenhum trabalho é realizado pelo, ou com o fluído. O Quadrante II é exemplo do que foi referido atrás, e separa a zona de “bombeamento” normal e de “operação normal como turbina” (Knapp, 1937).

Na situação do Quadrante III, a velocidade de rotação “ n ” remanescente, começa gradualmente a diminuir até se anular. Depois de se anular, o sentido de rotação inverte-se e a bomba passa a funcionar como turbina (Quadrante IV). Estando a BFT desligada do motor, a velocidade de rotação (em módulo) vai aumentando até se fixar na velocidade de embalamento como turbina em que o binário do motor é nulo ($T = 0$). A única diferença que existe para com uma turbina convencional reside na eficiência, que não poderá ser tão elevada como a de uma turbina Francis ou Kaplan. Desta forma, o motor assíncrono da bomba, que na situação de bombeamento normal cedia energia ao fluído, funciona agora como gerador assíncrono a uma velocidade superior à velocidade síncrona, absorvendo a energia mecânica proveniente da rotação do veio e transformando-a em energia elétrica por meio de indução eletromagnética (Baumgarten e Guder, 2005; Quintela, 2011).

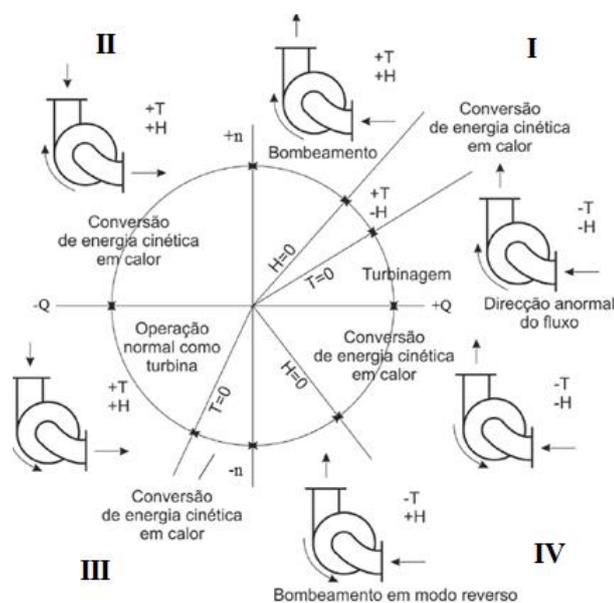


Figura 2.3 – Diagrama esquemático das possíveis zonas de operação de uma bomba (adaptado de Baumgarten e Guder (2005)).

Na Figura 2.4, ilustra-se um exemplo das curvas características da operação de uma BFT (esquerda) e como BFB (direita). A fronteira “ $T = 0$ ” representa a curva a partir da qual, o binário deixa de ser transmitido ao eixo e a bomba passa a rodar livremente, em embalamento (turbina). A fronteira “ $n = 0$ ” caracteriza a curva de imobilização (*standstill curve*), ficando a máquina sujeita a forçar caudal sem rotação do eixo. Geralmente, o funcionamento normal como turbina de uma bomba centrífuga situa-se entre os limites destas curvas. O binário do eixo pode ser aproveitado de várias formas, sendo a mais usual empregue de forma a acoplar uma BFT a um gerador (Baumgarten e Guder, 2005).

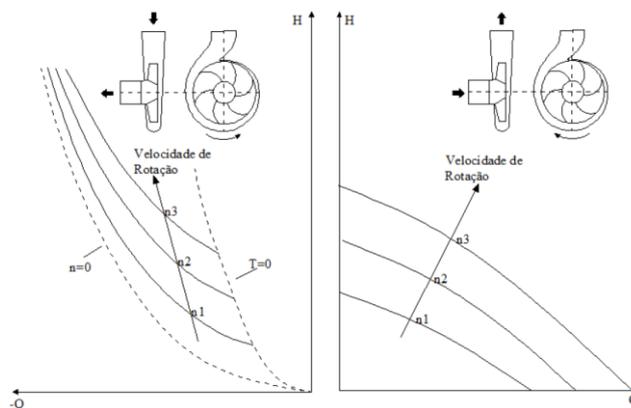


Figura 2.4 – Curvas características para uma bomba em modo turbina (esquerda) e em modo bomba (direita) com velocidades de rotação diferentes (adaptado de Baumgarten e Guder (2005)).

2.2.2.3 Princípios de funcionamento

Na Figura 2.5, apresenta-se a relação entre as curvas do caudal, da queda, do rendimento e da potência (em forma percentual), de uma bomba convencional e da sua aplicação como turbina.

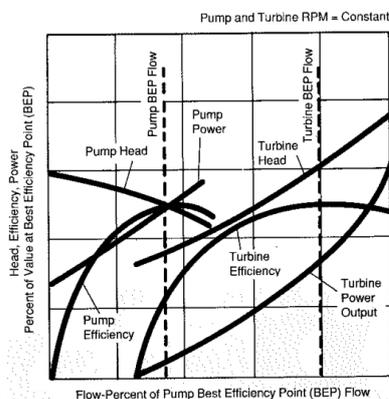


Figura 2.5 - Eficiência de uma bomba e de uma BFT a velocidades de rotação idênticas (Garay, 1990).

O caudal é significativamente mais elevado para a turbina do que para a bomba correspondente, o que associado também ao possível aumento da queda, resulta num aumento considerável dos esforços na bomba. Geralmente, o rendimento máximo no funcionamento como turbina acontece para um caudal e queda superiores a cerca de 40% dos valores no ponto de funcionamento como bomba. É também possível observar a variação da potência e da altura de elevação/queda útil com a variação de caudal.

A instalação de uma BFT num SAA onde existe controlo de pressão é feita preferencialmente através de um sistema *By-pass*, como o representado na Figura 2.6.

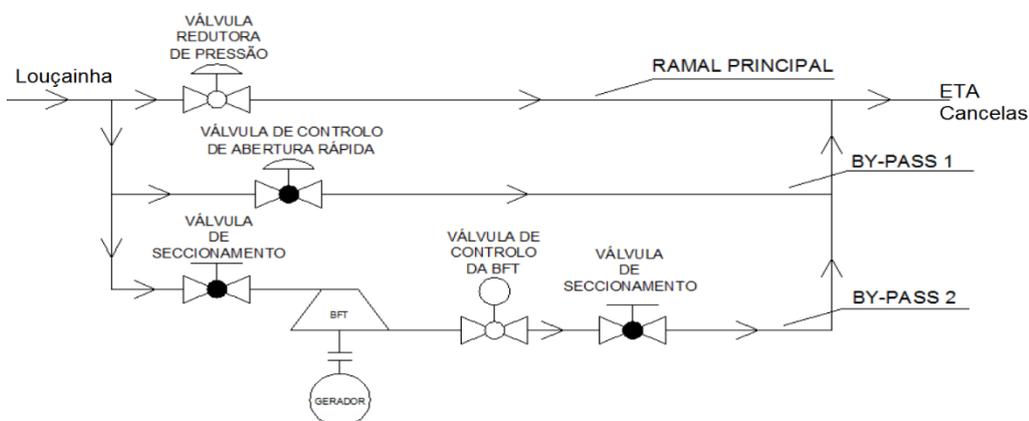


Figura 2.6 - Esquema de uma instalação genérica de uma BFT num SAA em paralelo com uma VRP.
 Adaptado de Correia (2013).

Com a instalação da BFT em paralelo à VRP é possível aproveitar a energia que, de outro modo, seria desperdiçada à entrada da ETA e permite o funcionamento do dispositivo numa gama de caudais e quedas muito próximos ao *bep*. Neste estudo refere-se ao caudal correspondente ao *bep* como o caudal nominal da BFT. O *By-pass 1* é constituído por uma válvula de controlo de abertura rápida, a qual absorve o caudal da turbina, no caso de a rotação ocorrer acima da velocidade recomendada para a BFT. Uma causa possível desta ocorrência será devido a uma falha na rede elétrica.

Em caso de necessidade de efetuar trabalhos de manutenção na BFT, esta deve ser isolada do restante sistema através das válvulas de seccionamento, presentes no *By-pass 2*. Este ramo é também constituído por uma válvula de controlo da BFT, a qual tem como função o controlo do arranque e paragem da bomba, evitar a ocorrência de fluxo em sentido contrário e induzir perdas de carga quando necessário (KSB, 2016).

A Figura 2.7 representa os diferentes pontos em que uma BFT pode operar num sistema a velocidade constante. A interpretação deste gráfico é fundamental para a compreensão e construção do modelo de simulação do funcionamento real da BFT num SAA.

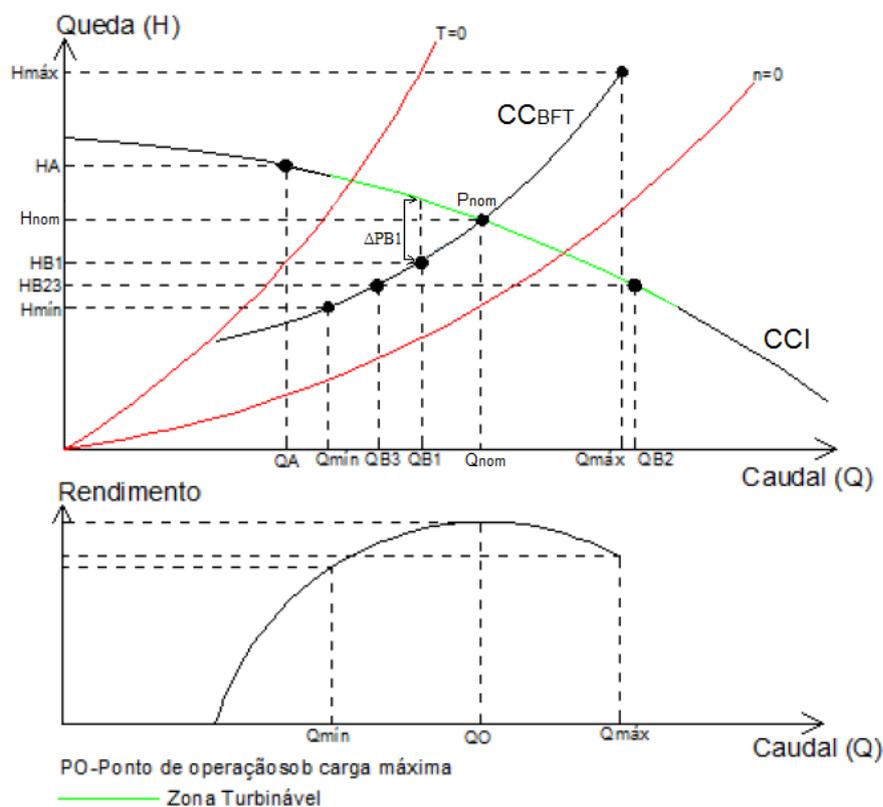


Figura 2.7 - Pontos de funcionamento de uma BFT com velocidade constante. Adaptado de Correia (2013).

O ponto “ P_{nom} ” representa a interseção da curva característica da instalação (CCI) com a curva característica da BFT (CC_{BFT}), não havendo assim necessidade de dissipar um eventual excesso de pressão através da válvula de controlo, no caso da pressão exceder a capacidade de produção da BFT. Assim, este é considerado, no presente modelo, como o ponto referente às condições nominais da BFT (Caudal - Q_{nom} e Queda - H_{nom}).

Existem ainda mais três situações principais que podem ocorrer durante o funcionamento neste regime (KSB, 2016):

- “ Q_A ”, com $Q_A < Q_{mín}$ – Dada a insuficiência de caudal para ocorrer turbinamento, todo o caudal no SAA passará pelo ramal principal e o *By-pass 2* estará fechado;
- “ Q_{B1} ”, com $Q_{mín} \leq Q_{B1} \leq Q_{nom}$ – Se o caudal diminui, a BFT deixa de conseguir aproveitar todo o excesso de pressão disponível. Assim, o ramal principal da Figura 2.6 estará fechado e todo o caudal irá ser aproveitado pela turbina, sendo o excesso de carga (ΔP_{B1}) dissipado através da válvula de controlo de forma a garantir uma pressão constante na entrada a jusante do *By-pass*;
- “ Q_{B2} ”, com $H_{mín} \leq H_{B23} \leq H_{nom}$ – Neste caso haverá uma repartição de caudal entre o ramal principal e o *By-pass 2*. A BFT turbinará um caudal correspondente a “ Q_{B3} ” e o excedente (Q_{B2} menos Q_{B3}) passará no ramal principal.

É também necessário considerar os limites de turbinamento permitidos pela BFT, ou noutros termos, saber qual o intervalo de caudais passíveis de turbinar:

$$Q_{mín}^{BFT} \leq Q_t \leq Q_{máx}^{BFT} \quad (1)$$

Pela análise da Figura 2.7 verifica-se que a BFT pode funcionar entre o ponto da CCI onde o caudal é igual ao “ $Q_{mín}$ ” e cuja queda é “ $H_{mín}$ ”. O rendimento, como seria de esperar, sofre uma redução com o afastamento das condições nominais de funcionamento (P_{nom}). Correia (2013) estabelece na sua dissertação estas relações, através da análise de diversas curvas características originais de BFT, dadas pelas expressões:

$$Q_{mín}^{BFT} = \frac{3}{5} \cdot Q_{nom}^{BFT} \quad (2)$$

$$Q_{máx}^{BFT} = \frac{4}{3} \cdot Q_{nom}^{BFT} \quad (3)$$

2.2.2.4 Potência fornecida pela BFT

A potência elétrica útil fornecida pela BFT pode ser calculada por uma expressão análoga à utilizada em grupos turbogeradores hidráulicos, como se pode encontrar em Lopes de Almeida (2011):

$$P_u = Q_t \cdot H_u \cdot \gamma \cdot \eta_{BFT} \cdot \eta_{Ger} \cdot \eta_{Transf} \quad (4)$$

Os rendimentos típicos do gerador e do transformador podem ser tomados como (Oliveira, 2008):

- Rendimento do gerador (η_{Ger}) = 95%;
- Rendimento do transformador (η_{Transf}) = 99%.

Durante a fase de exploração do sistema, o caudal disponível varia mensalmente e, como tal, a energia gerada também varia em cada instante considerado, o que torna o processo de cálculo da potência num problema apenas possível de ser resolvido considerando a variável tempo.

2.3 Estudos Precedentes

Na Turquia, após a publicação, em 2005, de novas leis com o objetivo de promover o uso de energias renováveis, registou-se um aumento em cerca de 15% do potencial hídrico devido ao desenvolvimento e realização de projetos deste cariz (Kucukali, 2010). Seguindo esta linha de ação, surge o estudo de caso realizado por Kucukali (2011), onde é dado enfoque ao potencial hidroelétrico do SAA de Edremit, constituído por 12 câmaras de perda de carga, com um potencial hidroelétrico estimado de 30 MW, no total. A potência a instalar é calculada com base nas pressões médias a montante e nas perdas de carga médias de cada VRP, aplicando a expressão:

$$P_u = Q_t \cdot H_u \cdot \gamma \cdot \eta \quad (5)$$

A energia produzida anualmente pela central mini-hídrica (CMH) é obtida pela aplicação da expressão:

$$E = P_u \cdot \Delta t \quad (6)$$

A análise económica do projeto revelou uma proposta economicamente viável e sustentável, conseguindo uma produção de energia limpa, com um período de retorno de 2 anos.

No estudo de Gonçalves e Ramos (2008) apresenta-se um problema de otimização com o principal objetivo de identificar regiões com possível potencial energético no SAA das Águas

do Vouga, no distrito de Aveiro. O estudo possui também quatro objetivos secundários: avaliação de potencial energético, cálculo da produção energética, estudo de viabilidade, análise económica e proposta de otimização. Este inclui uma adutora de água bruta, responsável pela distribuição de água potável entre 6 cidades, possui 16 reservatórios, 19 válvulas (5 delas são VRP), 10 bombas no sistema de captação e 9 bombas no adutor principal. Foram analisadas as pressões e os caudais nas secções do sistema onde existem VRP, de forma a determinar as zonas com maior potencial energético disponível. Esta análise teve em consideração a instalação de um conversor de energia a montante das VRP onde é possível aproveitar a carga excedente para produção de energia, mantendo a função a jusante das VRP para controlo de pressão. O sistema foi modelado através de um simulador hidráulico de modo a verificar a perda de carga em cada VRP instalada no sistema. Posteriormente, com essas perdas de carga, a produção de energia foi calculada utilizando o consumo baseado na previsão de crescimento da população para 10 anos e recorrendo novamente ao simulador. A potência a instalar foi calculada através do mesmo método utilizado no estudo referido anteriormente, de Kucukali (2011).

Correia e Catalão (2009) efetuaram uma análise técnico-económica para a implementação de um grupo gerador num sistema adutor de abastecimento de água, com localização num troço entre a ETA do Sabugal e o reservatório de Santo Antão, em Belmonte, a qual engloba uma câmara de perda de carga. Este estudo envolve a análise de dois cenários: o primeiro, com uma instalação com BFT e o segundo, com uma instalação a funcionar como turbina. Foi necessário recolher vários dados para a análise do sistema: queda útil, queda bruta, caudal médio diário, caudal máximo diário, caudal mínimo diário e potência média. O estudo para o segundo cenário revelou-se de bastante interesse para um potencial investimento, conseguindo o retorno do capital investido em cerca de 10 anos. Contudo, não foi possível analisar o primeiro caso por falta de uma resposta do fabricante relativa à solução BFT.

Ramos et al (2011) apresentam e analisam três práticas de gestão e soluções que podem ser implementadas em SAA, de modo a melhorar a eficiência hidráulica, energética e a sustentabilidade ambiental. Deste modo, apresentam um sistema hipotético, considerado como uma representação de um SAA típico utilizado em Portugal (Figura 2.8), em termos de características físicas e consumos. Este sistema é constituído por um reservatório de nível constante, dois reservatórios de nível variável (um a cota superior relativamente ao reservatório de nível constante e outro a cota inferior), uma conduta adutora elevatória e uma conduta adutora gravítica com VRP para controlo de pressões.

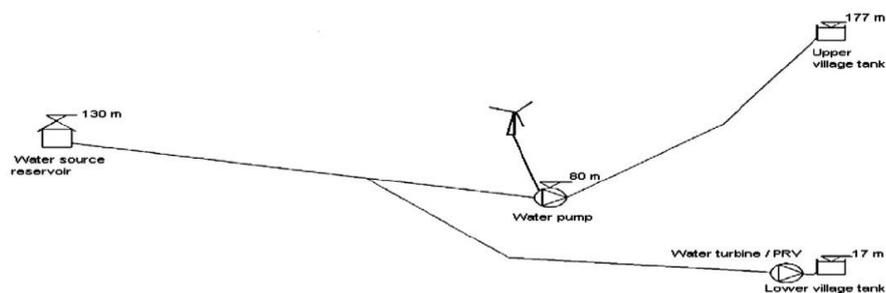


Figura 2.8 - SAA com conduta elevatória e gravítica.

A primeira solução consiste na substituição da VRP na conduta adutora por uma turbina de modo a controlar as pressões e produzir energia. O objetivo da função é maximizar o lucro. A segunda solução consiste na otimização dos períodos de funcionamento da bomba de acordo com as tarifas energéticas, padrões de consumo e o nível da água no reservatório de cota inferior. O aumento do nível da água no reservatório a cota superior leva a um aumento no consumo da eletricidade necessária ao bombeamento que é preciso efetuar. A terceira solução engloba outra fonte de energia renovável no sistema, neste caso uma turbina eólica (solução híbrida).

O modelo de otimização é então desenvolvido num simulador hidráulico, o qual é utilizado para verificar a *performance* hidráulica do SAA. A solução deste modelo consiste na duração do bombeamento durante um período de 24 horas, considerando as seguintes restrições hidráulicas:

- Necessidade de garantia do abastecimento às populações, mantendo sempre um volume mínimo de água de reserva no reservatório;
- O caudal de entrada no reservatório de cota superior depende da sua capacidade máxima;
- O caudal máximo no sistema não deve exceder a capacidade do equipamento;
- A variação do nível de água no reservatório de cota superior não deverá ser negativo, ou seja, a direção do escoamento não se poderá fazer em sentido inverso.

A comparação dos resultados das três soluções propõe a opção da substituição da VRP por uma turbina, como uma boa solução para geração de energia (que de outra forma seria dissipada), enquanto que a otimização do funcionamento da bomba, apesar de não ter influência no consumo de eletricidade, reduz consideravelmente os seus custos. Quanto à terceira solução, a solução híbrida, revelou-se uma boa aposta tanto em retorno económico como na redução das emissões de dióxido de carbono. Quando as turbinas eólicas são introduzidas no sistema, este passa a depender menos da energia proveniente da rede elétrica nacional para operar, podendo esta energia ser aproveitada para o funcionamento do sistema e, havendo geração de energia em excesso, esta pode também ser vendida à rede elétrica nacional, gerando lucro.

3 MODELAÇÃO MATEMÁTICA

O objetivo principal de um aproveitamento hidroelétrico é a produção de energia elétrica, rentabilizando o investimento. Essa energia é sempre produzida a partir de um fluido através de um grupo hidroelétrico. Neste caso de estudo, trata-se de um SAA em “alta” onde se insere uma conduta de adução, ou seja, um sistema que assegura o fornecimento de água bruta ao sistema “em baixa”. Este último é constituído pelas redes de distribuição de água ao domicílio.

Como foi descrito no capítulo anterior, a turbomáquina a incluir neste sistema é do tipo BFT, a qual é constituída por uma bomba e por um motor. Se esta máquina for atuada reversamente, a bomba terá a função de turbina e o motor a de alternador. Nestas condições, esta máquina tem como função a transformação de energia hidráulica, em energia mecânica. Esta energia é posteriormente transformada em energia elétrica por meio da rotação do eixo da turbina, o qual, está ligado a um gerador que, por sua vez absorve a energia mecânica.

Considera-se que o objetivo do aproveitamento em causa é a produção de energia elétrica, da qual advêm os respetivos benefícios, cumprindo integralmente os requisitos de abastecimento à ETA. Como tal, é imperativa uma avaliação das disponibilidades hidrológicas para o período total de exploração do aproveitamento, de forma a que o cálculo dos benefícios seja o mais correto possível. Por sua vez, é necessária uma comparação entre todos os benefícios que o aproveitamento trará ao longo da sua vida útil e os custos associados a tal investimento. Assim, surge a análise da rentabilidade, a qual é suportada por uma análise económica e respetivo estudo de viabilidade do projeto. A análise, contextualizada no objetivo da dissertação, inclui uma análise de custo-benefício, baseada fundamentalmente no valor da energia produzida versus os custos do investimento e da sua exploração. Tais conclusões constituem um dos principais objetivos do presente trabalho.

3.1 Avaliação da Produção Elétrica

Para uma correta análise da energia produzida é importante introduzir os principais parâmetros que influenciam as condições de funcionamento de um sistema hidroelétrico: as curvas características da bomba, as quedas brutas disponíveis, o traçado do sistema, a sua extensão e dimensões e os órgãos de comando do sistema hidráulico. Para além disso, existem vários aspetos a ter em conta, dos quais se podem enumerar:

-
- Análise de dados de consumo;
 - Escolha de caudais nominais a serem turbinados;
 - Quantificação das perdas de carga contínuas;
 - Curvas características da bomba e da instalação.

3.1.1 Caudal nominal

Uma das decisões mais importantes a tomar é a escolha do caudal nominal, também designado por caudal de projeto, a turbinar. No presente estudo, em particular, esta análise é condicionada pelo facto do caudal mínimo diário que atravessa a conduta do sistema em “alta” constituir uma restrição a satisfazer.

3.1.2 Regimes de exploração

No sistema em causa, o reservatório superior é do tipo albufeira, sendo necessário efetuar, em primeiro lugar, um estudo hidrológico da bacia. Foram comparados, três tipos de regimes de início de exploração que se consideraram alternativas, minimamente viáveis, para o funcionamento do sistema. O objetivo consistiu na procura da melhor solução do ponto de vista da produção, considerando a análise comportamental do sistema em três regimes de exploração fundamentalmente diferentes:

- Início da exploração com a altura do nível da água da albufeira no ponto máximo permitido pela estrutura, ou seja, a altura da água situa-se no nível pleno de armazenamento (**NPA**);
- Início da exploração com a altura do nível da água da albufeira no ponto mínimo permitido pela estrutura (na tomada de água), ou seja, a altura da água situa-se no nível mínimo de exploração (**NME**);
- Início da exploração considerando a situação de ocorrência de um **ano seco**.

Depois de definido o regime mais apropriado para o início da exploração são comparados os benefícios para vários caudais nominais em que a BFT poderá produzir energia. Apresentam-se neste estudo apenas os que se consideraram de maior relevância para a compreensão do comportamento da instalação e para a escolha do que se considerou ser um caudal turbinável que permite obter uma maximização do índice de avaliação do projeto escolhido.

3.1.3 Queda útil

É possível distinguir dois tipos de quedas num sistema adutor, a queda bruta e a queda útil. A queda bruta verifica-se apenas em regime hidrostático, ou seja, por inexistência de perdas de carga, sendo que a linha piezométrica correspondente apresenta um declive nulo. O seu valor

será calculado através dos valores de energia nos extremos de montante e jusante do circuito hidráulico onde a BFT está inserida. Por sua vez, em regime hidrodinâmico surgem perdas de carga que dependem da interação entre o fluido e as paredes da conduta, ficando a restar no final da conduta apenas uma fração da queda bruta. A esta carga hidráulica residual dá-se o nome de queda útil. Por conseguinte, a queda útil da instalação está intrinsecamente ligada ao caudal turbinado.

Devido ao descrito anteriormente, deve-se considerar a perda de carga ao longo do circuito e a variação da queda útil em função do caudal turbinado e, deve-se ter também em conta a variação entre os níveis mínimos e máximos de armazenamento nos reservatórios a montante e a jusante. Estes níveis são função da respetiva lei de exploração. Pode-se concluir que, para além da queda útil ser dependente do caudal turbinado, depende também das variações de nível da superfície livre da água nos reservatórios. A lei descrita nos parágrafos anteriores ($H_u = H_u(Q)$) é geralmente designada por curva característica da instalação (CCI) e terá uma evolução típica, equivalente à apresentada na Figura 3.1.

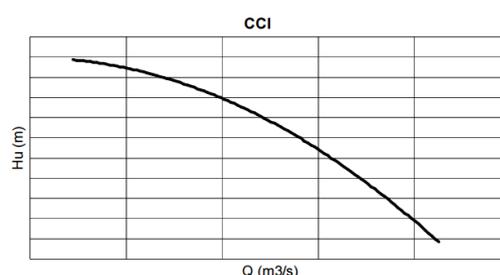


Figura 3.1 – Exemplo de uma Curva Característica da Instalação (CCI).

3.1.4 Perdas de carga

A perda de carga unitária depende de fatores como a tensão tangencial, o diâmetro e a rugosidade da conduta. Foi adotada a fórmula de Scimemi, que pode ser encontrada em Sá Marques e Sousa (2011), correspondente ao material da conduta do sistema. Estas fórmulas são deduzidas especificamente para casos particulares de escoamentos de fluidos em canalizações de um certo tipo de material e são utilizadas no cálculo de perdas de carga contínuas em escoamentos sob pressão. Este tipo de equações toma a forma:

$$Q = k \cdot D_N^\alpha \cdot J^\beta \quad (7)$$

Em condutas de Polietileno de Alta Densidade (PEAD), com rugosidade de $0,003 \text{ mm}$, como é o caso do sistema em estudo, os valores de k , α e β recomendados são:

$$Q = 49,76 \cdot D_N^{2,681} \cdot J^{0,560} \quad (8)$$

Utilizando o valor de J e multiplicando pela extensão total da conduta (L) do circuito hidráulico a estudar, onde se verificam as mesmas características do escoamento, obtém-se a perda de carga no troço:

$$\Delta H = J \cdot L \quad (9)$$

O valor obtido pela expressão (9), subtraído à queda bruta existente no aproveitamento em estudo, origina a queda útil a ser utilizada no cálculo da potência útil que é gerada pela BFT. Isto porque, a variação do caudal turbinado influenciará o valor das perdas de carga calculadas e, por conseguinte, a queda útil.

3.1.5 Curvas características da bomba

Como referido anteriormente, o desempenho de uma bomba é demonstrado através das curvas características. As curvas das BFT são geralmente caracterizadas pela relação entre caudal e queda ($Q \leftrightarrow H$) e caudal e rendimento ($Q \leftrightarrow \eta$). Devido à inacessibilidade de curvas para pontos específicos e de forma a tornar a análise mais acessível, determinaram-se curvas adimensionais geradas a partir de uma curva real disponibilizada pelo fornecedor.

Para proceder à determinação de curvas adimensionais é necessário ter como referência o caudal e queda nominais da BFT. Considerando “ n ” pontos constituintes das curvas originais das relações $Q \leftrightarrow H$ e $Q \leftrightarrow \eta$, dados por $Q_{BFT_n}^m / Q_{nom}$, $H_{BFT_n}^m / H_{nom}$ e $\eta_{BFT_n}^m / \eta_{nom}$, é possível ajustar uma função polinomial de segundo grau aos pontos considerados:

$$\frac{H_{BFT_n}^m}{H_{nom}} = A \left(\frac{Q_{BFT_n}^m}{Q_{nom}} \right)^2 + B \left(\frac{Q_{BFT_n}^m}{Q_{nom}} \right) + C \quad (10)$$

$$\frac{\eta_{BFT_n}^m}{\eta_{nom}} = D \left(\frac{Q_{BFT_n}^m}{Q_{nom}} \right)^2 + E \left(\frac{Q_n^{real}}{Q_{nom}} \right) + F \quad (11)$$

3.1.6 Energia produzida pela bomba centrífuga

A energia produzida é função do tempo ao longo do qual existe turbinamento, ou seja, o tempo ao longo do qual se consegue mobilizar uma dada potência, e pode ser definida pela expressão:

$$E = \sum (P_u \cdot \Delta t) \quad (12)$$

Assim sendo, é importante salientar a diferença existente entre potência e energia. Enquanto que a potência diz respeito a uma taxa temporal instantânea de produção de trabalho, a energia resulta da consideração da agregação do trabalho realizado ao longo de um determinado período de tempo.

3.1.7 Custos do aproveitamento

Os custos do ciclo de vida do aproveitamento englobam não só, os custos relativos ao investimento inicial da aquisição do grupo hidroelétrico e da sua instalação, como também, outros encargos relativos à pré-compra, manutenção e operação do grupo. Isto porque, o grupo adquirido é parte integrante de um sistema e todos os elementos deverão ser cuidadosamente selecionados de modo a combinarem entre si e assegurarem uma longa durabilidade e os mais baixos custos de manutenção. Foram assim considerados as seguintes parcelas de custos:

- Bomba a funcionar como turbina;
- Construção civil;
- Manutenção e exploração do aproveitamento no período de vida útil.

Bomba a funcionar como turbina

Este custo é obtido por relações com os dados fornecidos pela empresa KSB para a BFT.

Construção Civil

Lencastre (1995) citado por (Lopes, 2014) propõe uma expressão de forma a estimar o custo de investimento em construção civil para estações elevatórias. Face à escassez de relações apropriadas para avaliar os custos de construção com BFT, adotou-se a expressão proposta por este autor. O valor considerado engloba um edifício simples, cuja área é função do espaço ocupado pelos grupos eletrobomba, por zonas de passagem, pelo quadro elétrico e por zonas de serviço, bem como uma área restrita ao pessoal da exploração pressupondo o funcionamento automático da estação elevatória. Não estão incluídos eventuais arranjos exteriores.

$$C_{CC} = 517 \cdot Q_{nom}^{0.250} \cdot H_{nom}^{0.212} \quad (13)$$

Custo Anual de Exploração

$$CA_{expl} = c_{expl} \cdot CT \quad (14)$$

Estes custos foram transformados em anuidades.

Custo Total do Aproveitamento Hidroelétrico

Com base em estudos efetuados da mesma natureza, os custos totais envolvidos no investimento inicial deste tipo de aproveitamento desdobra-se nas seguintes parcelas:

$$CT = (C_{BFT} + C_{CC} + CA_{expl}) \cdot (1 + IVA) \quad (15)$$

Em que, o *IVA* é o imposto de valor acrescentado (= 23%).

3.1.8 Regime remuneratório – Decreto-Lei n.º 153/2014, de 20 de outubro

A legislação existente é um fator determinante na adesão/não adesão das entidades à instalação de um sistema de produção de energia. Caso a legislação forneça condições favoráveis à instalação destes sistemas (como remuneração apelativa), a probabilidade de desenvolvimento de estudos será maior e, por consequência, a oferta e procura deste tipo de sistemas irá também aumentar.

O antigo Decreto-Lei n.º225/2007 de 31 de maio estabelecia um conjunto de medidas ligadas às energias renováveis previstas na estratégia nacional para a energia. Mais recentemente, este Decreto-Lei foi substituído de forma a abrir lugar à micro e mini produção com regime remuneratório específico.

A microprodução e a miniprodução eram consideradas atividades em pequena escala de produção descentralizada de eletricidade por intermédio de instalações de pequena potência. Recentemente estes regimes foram alterados através do Decreto-Lei n.º153/2014 de 20 de outubro, o qual define as seguintes explorações (Tabela 3.1):

- UPAC – Unidades de Produção para Autoconsumo;
- UPP – Unidades de Pequena Produção.

Tabela 3.1 – Novos regimes de produção.

UPAC	UPP
Fonte renovável ou não renovável.	Miniprodução e microprodução renováveis.
Produção de eletricidade com finalidade de autoconsumo.	Totalidade da energia injetada na RESP.
Poderá estar ligada à RESP ou não.	Potência de ligação inferior a 250 kW.
Eventuais excedentes de produção podem ser injetados na RESP, evitando desperdícios.	A energia produzida anualmente não pode exceder o dobro da eletricidade consumida na instalação de consumo.
Não existe quota máxima de atribuição de potência anual.	Instalada no local de consumo.

Desta forma, estes tipos de geração de energia passaram a ser intitulados de Pequena Produção, sem qualquer distinção entre eles. Referem-se a unidades de produção a partir de fontes de energia renovável, com uma potência de ligação à Rede Elétrica de Serviço Público (RESP) inferior a 250 kW. Deste modo, é possível para os novos pequenos produtores, a venda da energia produzida, na sua totalidade, à rede nacional.

As UPP substituem os anteriores regimes de micro e mini produção, excluindo o facto de no atual regime não existir mais subsídio pela energia vendida. Isto pode tornar o investimento menos apelativo, menos rentável e pode precisar de um período de amortização do investimento mais longo. Neste trabalho estuda-se a viabilidade da aplicação de uma UPP. As características deste tipo de sistema, segundo o novo Decreto-Lei, encontram-se resumidas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Principais características do sistema remuneratório aplicado às UPP segundo o DL n.º153/2014.

UPP	
Fonte	Renovável, com injeção total da energia produzida, agregando os regimes de micro e miniprodução num enquadramento legal único.
Limite de Potência	Potência de ligação é menor ou igual a 100% da potência contratada na instalação de consumo, até um máximo de 250 kW.
Requisitos de Produção	Produção anual de energia $\leq 2x$ consumo na instalação. Venda na totalidade da produção de energia ao CUR.
Remuneração	Tarifa obtida em leilão para totalidade da produção. O excedente da produção anual, como resultado do requisito de $2x$ o consumo da instalação, não é remunerado.
Compensação	Não aplicável.
Produtor e Local de Instalação	São permitidos vários registos de UP em nome do mesmo produtor, desde que a cada UP só esteja associada uma instalação de consumo
Quota	Quota anual de 20 MW
Contagem	Obrigatória para todas as potências, como elemento chave na faturação.

A energia elétrica ativa produzida por uma UPP e entregue à RESP é remunerada pela tarifa atribuída com base num modelo de licitação, no qual os concorrentes oferecem descontos à tarifa de referência. Esta tarifa é aplicada por um período de 15 anos, a partir da data de início de fornecimento de energia elétrica à RESP, caducando no termo deste período. No final desse período, a energia passa a ser remunerada no âmbito do regime geral da produção em regime especial. A tarifa de remuneração varia consoante o tipo de energia primária utilizada, sendo determinada mediante a aplicação de percentagens à tarifa de referência, a publicar em Portaria do membro do Governo responsável pela área da energia, até 15 de Dezembro de cada ano.

Para o ano de 2017 e através do Artigo 2.º da Portaria n.º 20/2017 de 11 de janeiro, define-se que:

- “Tarifa de referência para 2017 - O disposto na Portaria n.º 15/2015, de 23 de janeiro é aplicável em 2017”.

Pelo n.º 1 e 2 do Artigo 2.º da Portaria n.º 15/2015, de 23 de janeiro, define-se que:

- “1 - A tarifa de referência aplicável em 2015, nos termos e para os efeitos previstos no artigo 31.º do Decreto – Lei n.º 153/2014, de 20 de outubro, é de € 95/*MWh*.”.

Na mesma Portaria, a alínea e) do n.º1 do Artigo 3.º define as percentagens (Tabela 3.3) a aplicar à tarifa de referência, sendo no caso da energia hídrica, 60 % da tarifa. Ainda dentro do mesmo artigo, no n.º2 é estabelecido que a eletricidade vendida nestes termos é limitada a 5 *MWh*/ano, por cada quilowatt de potência instalada.

Tabela 3.3 – Percentagens a aplicar sobre a tarifa de referência.

Solar	100 %
Biomassa	90 %
Biogás	90 %
Eólica	70 %
Hídrica	60 %

O acesso a este regime remuneratório depende de um registo, no qual o produtor opta por uma das seguintes três categorias (Tabela 3.4).

Tabela 3.4 – Categorias para atribuição de potência numa UPP.

Categoria	Descrição
I (UPP)	Produtor que pretende proceder apenas à instalação de uma UPP.
II (UPP + Tomada Veículo Elétrico)	Produtor que, para além da instalação de uma UPP, pretende instalar no local de consumo associado àquela, tomada elétrica para o carregamento de veículos elétricos.
III (UPP + Solar Térmico)	Produtor que, para além da instalação de uma UPP, pretende instalar no local de consumo associado àquela, coletores solares térmicos com um mínimo de 2 m ² de área útil de coletor ou de caldeira a biomassa.

Verifica-se, claramente, que este caso de estudo se insere na Categoria I. Concluindo, no ano de 2017 temos uma **tarifa base 0,057 €/KWh**. Esta tarifa vigora por um período de 15 anos, não sendo possível, durante o período de vigência da respetiva tarifa, ao produtor optar por aderir a outro regime. Após este período, o produtor entra no regime geral de produção.

4 CASO DE ESTUDO

Com a perspectiva de alcançar os objetivos anteriormente propostos, elaborou-se um modelo de simulação de modo a avaliar o funcionamento das BFT inseridas num sistema adutor. Tendo em conta a energia produzida pelo sistema, realizou-se um estudo económico e de viabilidade. Compararam-se os diferentes resultados tendo em conta as características mais pertinentes.

O modelo de simulação foi desenvolvido em software Microsoft EXCEL. Para a modelação foram utilizados os dados fornecidos pelas AdCL, tendo sido tratados e utilizados na simulação, de forma a conseguir produzir resultados os mais próximos possíveis da realidade. A curva de funcionamento real da BFT utilizada foi fornecida pela KSB. Nos subcapítulos seguintes expõem-se as etapas detalhadas no desenvolvimento deste estudo.

4.1 Caracterização do Sistema Adutor

Neste tipo de estudos, um dos dados que se reveste de maior importância é a identificação do local onde se pretende implantar a instalação, bem como o conhecimento da sua topografia. Isto porque, estes fatores possuem uma grande ligação com a maior ou menor rentabilidade em termos energéticos do sistema. O troço da adutora em estudo, gerido pelas AdCL, insere-se no Sistema Municipal de Abastecimento de Água e Saneamento do Baixo Mondego e situa-se na encosta próxima da aldeia de Louçainha, freguesia de Espinhal, concelho de Penela. O circuito em estudo diz respeito ao primeiro troço do Subsistema da Louçainha, o qual tem início nas barragens da Louçainha I e II, segue pela conduta adutora e acaba na ETA de Cancelas. Este subsistema é constituído, aproximadamente, por 16 Km de condutas adutoras gravíticas e elevatórias em ferro fundido dúctil, policloreto de vinil e PEAD de diâmetros deste 75 mm até 300 mm, três reservatórios, de 2000 m³ em Fonte Fria, de 500 m³ em Vieiros e de 300 m³ na Louçainha, duas estações elevatórias em Vieiros e Fonte Fria e pela ETA de Cancelas. A conduta adutora inserida no circuito deste estudo sofreu remodelações em 2009, com o objetivo de aumentar substancialmente o fornecimento de água à ETA.

É também importante referir que nas proximidades da barragem existem turbinas eólicas. No capítulo da revisão bibliográfica é feita referência a um estudo onde o autor estudou a viabilidade de uma solução híbrida do tipo “hidro + eólica”. A presença deste tipo de turbinas

na proximidade da albufeira em estudo deixa em ponderação o estudo para a implementação de uma solução deste tipo.

O subsistema da Louçainha tem ligação ao subsistema da Boavista, com origem em Coimbra, permitindo assim o reforço de caudais nos meses de estio. Na Figura 4.1, apresenta-se o enquadramento da zona em estudo em carta topográfica, onde é indicada a localização da captação (vermelho) e, também o traçado em planta da conduta (azul), com o auxílio do da Carta Militar e do *Google Maps*, desde a captação em Louçainha II até à ETA.

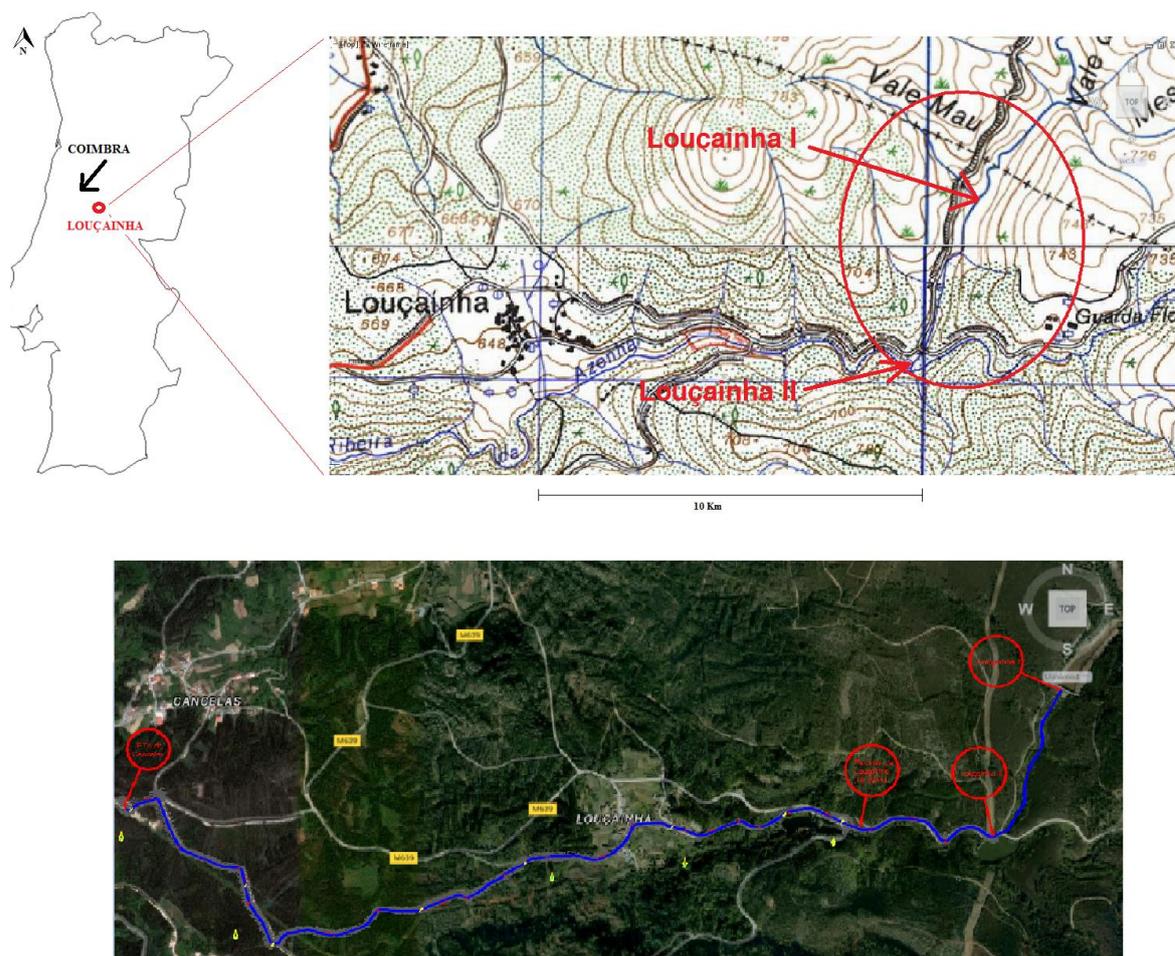


Figura 4.1 – Enquadramento da zona em estudo (Cartas Militares 252 e 264 – Escala 1:25000 - e Google Maps).

A conduta adutora, em termos altimétricos, acompanha o desenvolvimento do terreno. Na Figura 4.2, apresenta-se o seu perfil longitudinal fornecido pelas AdCL, a localização da albufeira da Louçainha II e da ETA de CANCELAS onde se inclui a VRP.

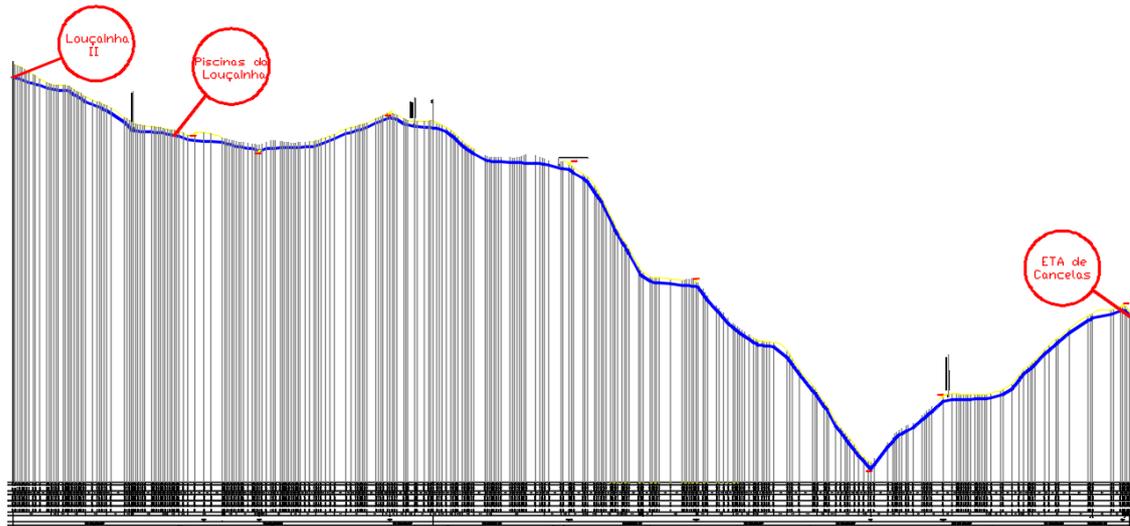


Figura 4.2 - Perfil longitudinal da conduta em estudo e localização dos acessórios (fornecido gentilmente pelas AdCL).

Na Figura 4.3, apresenta-se um esquema simplificado do sistema com BFT. O sistema tem origem na barragem de captação de água de Louçainha I (Figura 4.4), a qual apresenta um NPA de 714 m , um NME de 704 m e uma capacidade útil de, aproximadamente, $354\,700\text{ m}^3$. Daí, segue uma conduta gravítica, em PEAD, com $D_N = 250\text{ mm}$, até Louçainha II (Figura 4.5) onde se encontra a tomada de água a $655,93\text{ m}$ e possui um NPA de, sensivelmente 660 m e uma capacidade útil de $15\,420\text{ m}^3$. A barragem de Louçainha I tem como principal objetivo a captação de águas para abastecer as zonas urbanizadas do concelho. No modelo de simulação considera-se que o volume de armazenamento da barragem de Louçainha II é desprezável, sendo que, em termos práticos, o volume de água consumido pelo sistema se considera como advento de Louçainha I.

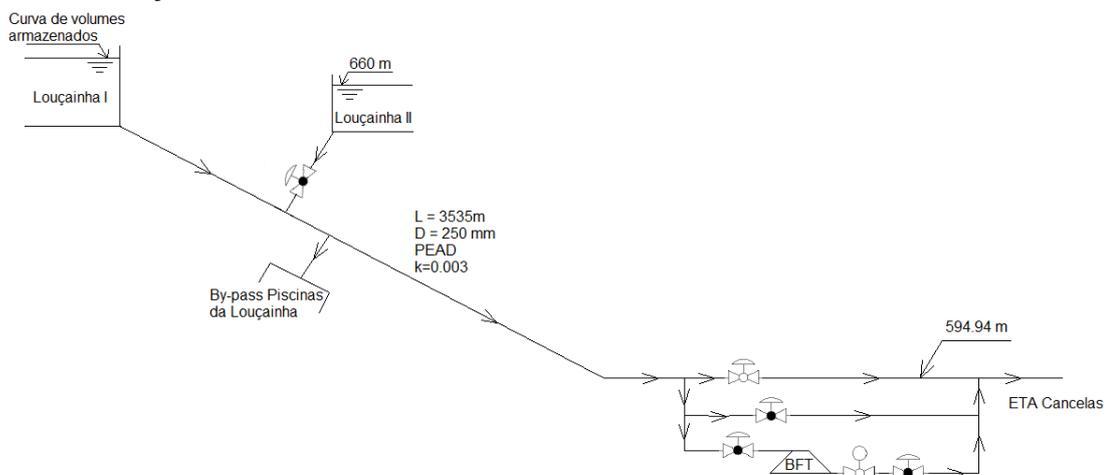


Figura 4.3 - Esquema simplificado do circuito hidráulico em estudo.



Figura 4.4 – Vistas de Louçainha I.



Figura 4.5 – Vistas de Louçainha II.

A 3,54 Km a jusante de Louçainha I localiza-se a ETA de Cancelas, com uma cota de entrada de 594,94 m com um caudal constante de $102 \text{ m}^3/\text{h}$, durante 9,7 h/dia. A ETA trata um volume médio diário de 994 m^3 , portanto funciona em média 9,7 h/dia. Desse ponto, a água segue por adução gravítica até ao reservatório de Fonte Fria.

Na Figura 4.6, encontra-se representada a câmara de medição de caudal por onde a água dá entrada na ETA. Esta passa por um sistema de controlo com válvula redutora de pressão e um medidor de caudal, dando depois seguimento por um sistema de *by-pass* que reencaminha parte do fluído para o tanque de arejamento e outra parte para uma câmara de mistura rápida onde é injetado cloro.

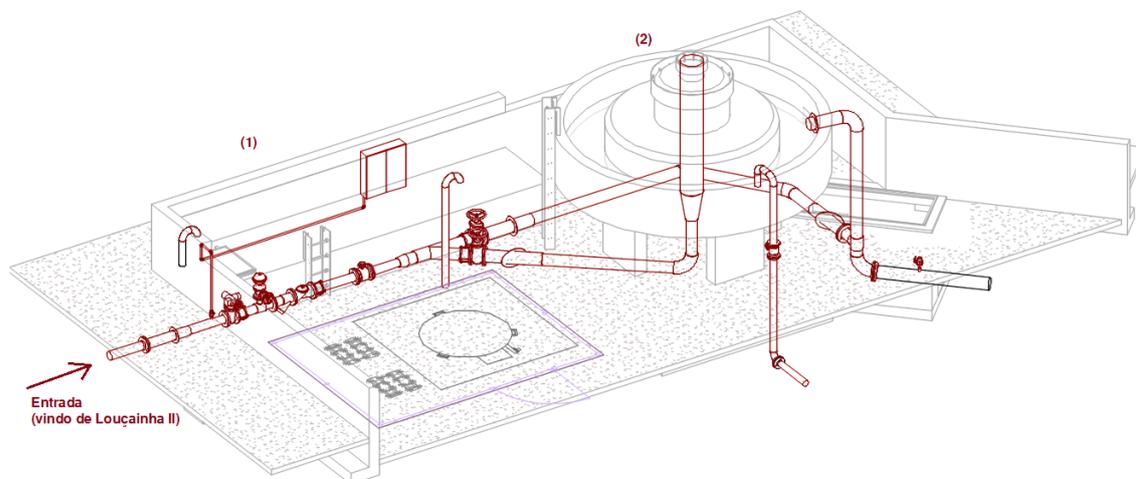


Figura 4.6 – Representação esquemática da câmara de medição de caudal (1) e cascata de arejamento (2) da ETA de Cancelas (fornecido gentilmente pelas AdCL).

Na Figura 4.8, Figura 4.9 e Figura 4.10, apresentam-se algumas fotografias tiradas aquando da visita à albufeira da Louçainha e ETA de Cancelas e que permitem visualizar o equipamento eletromecânico existente. A numeração presente nas três últimas figuras diz respeito à legenda dos equipamentos constantes na Figura 4.7.

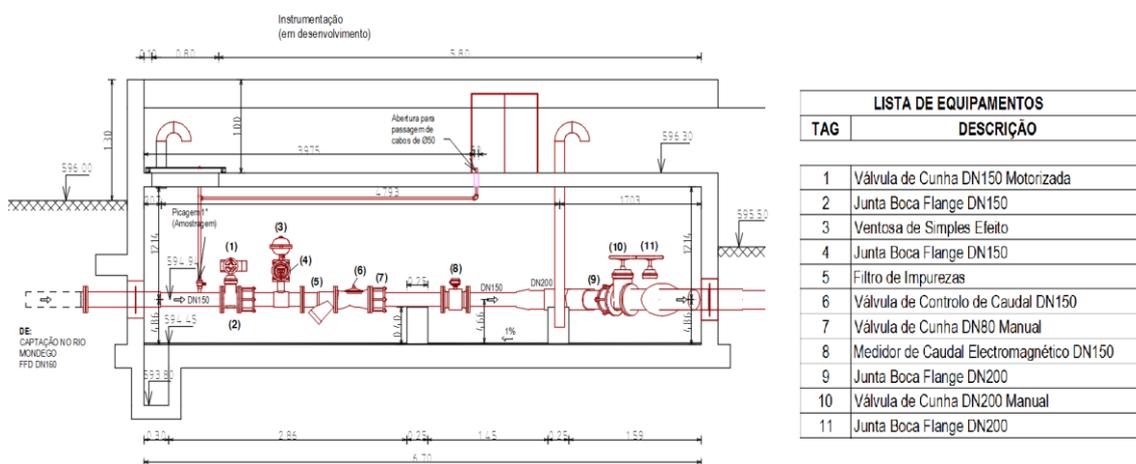


Figura 4.7 – Corte longitudinal da câmara de medição de caudal e legenda dos equipamentos (fornecido gentilmente pelas AdCL).



Figura 4.8 – Equipamentos (1), (2), (3) e (4).



Figura 4.9 - Válvula Redutora de Pressão - (6).



Figura 4.10 – Sistema de By-Pass - (10) e (11).

Na Tabela 4.1, apresentam-se as principais características do sistema adutor e do fluído:

Tabela 4.1 – Características do sistema adutor e do fluído.

Conduta		
Material	PEAD	
Extensão - L	3535	m
Diâmetro - D_N	250	mm
Área da secção transversal - S	0,0491	m^2
Queda bruta - H_b	119,06	m
Fluído - Água		
Caudal - Q	102	m^3/h
Velocidade escoamento - U	0,58	m/s
Aceleração da gravidade - g	9,8	m/s^2
Peso volúmico - γ	9800	N/m^3
Densidade - ρ	1000	Kg/m^3

4.2 Estudo Hidrológico

O objetivo do estudo hidrológico realizado é o de avaliar o volume útil presente na albufeira que poderá ser utilizado para a formulação da simulação. Este estudo assume extrema importância, pois é através dos volumes disponíveis na albufeira que irá ser possível efetuar as considerações necessárias, de forma a avaliar o volume disponível para turbinar. Volume este que tem influência direta na energia produzida pela turbomáquina.

Através deste estudo é possível obter a quantificação:

- Da precipitação, escoamento e infiltração na bacia hidrográfica;
- Do coeficiente de escoamento;
- Dos volumes armazenados mensais na bacia num ano de características médias.

As metodologias utilizadas neste subcapítulo fazem uso de dados hidrológicos existentes, encontrados na base de dados do Sistema Nacional de Informação de Recursos Hídricos (SNIRH) para a bacia em estudo. Estes dados foram tidos em conta segundo o início de cada ano hidrológico. Este ano corresponde ao período de doze meses compreendido entre o início de duas estações de chuva consecutivas, de forma a permitir uma comparação mais significativa dos dados. Em Portugal o ano hidrológico tem início em outubro, de cada ano, e termina em setembro do ano seguinte. O período escolhido para análise de dados, de acordo com a base de dados do SNIRH, foi o período mínimo aconselhável para este tipo de análises (20 anos) - desde outubro de 1969 até setembro de 1989, inclusive.

4.2.1 Bacia hidrográfica

A bacia hidrográfica é definida como a área na qual ocorre a captação das águas pluviais e seus afluentes para uma linha de água principal, tendo em conta as suas características geográficas e topográficas. Na Figura 4.11, apresenta-se a delimitação da bacia em estudo, a linha de água principal e as curvas de nível.

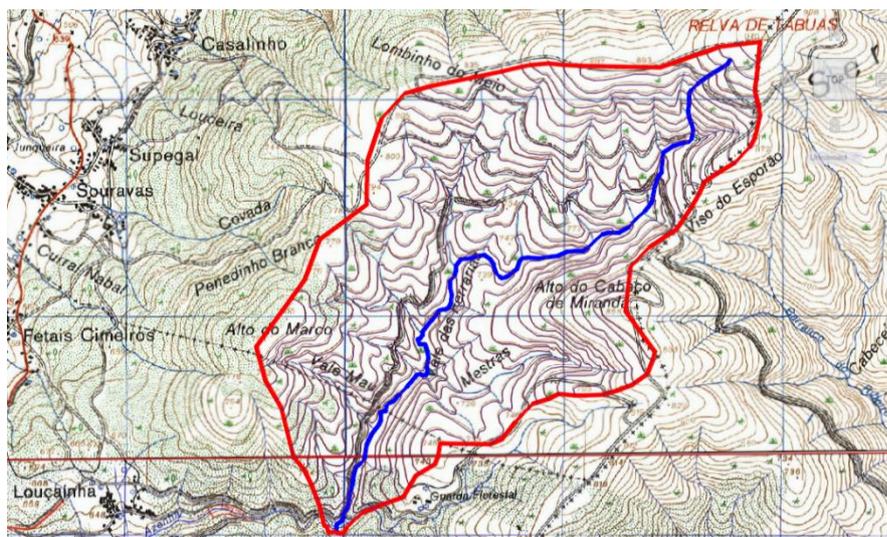


Figura 4.11 – Representação da linha de água principal (azul), da delimitação da bacia hidrográfica (vermelho) e das curvas de nível (roxo) do estudo (Cartas Militares 252 e 264 – Escala 1:25000).

Na Tabela 4.2, apresentam-se as principais características hidrográficas e fisiográficas da bacia em estudo:

Tabela 4.2 - Características hidrológicas e fisiográficas da bacia em estudo.

Características hidrológicas			Características fisiográficas		
Área da Bacia	2,86	[Km ²]	Altitude mínima	660	[m]
Precipitação média anual	1503,7	[mm]	Altitude máxima	940	[m]
Área Inundada	0,0467	[Km ²]	Comprimento total curvas de nível	69,72	[Km]
			Distância entre curvas de nível	10	[m]
			Inclinação média	24%	[%]

4.2.2 Volumes armazenados

Depois da bacia delimitada é necessário em primeiro lugar estimar as curvas de volume da albufeira, dado que esta se trata de um reservatório com volume irregular dependente da altura de água. Esta curva é representada na Figura 4.12:

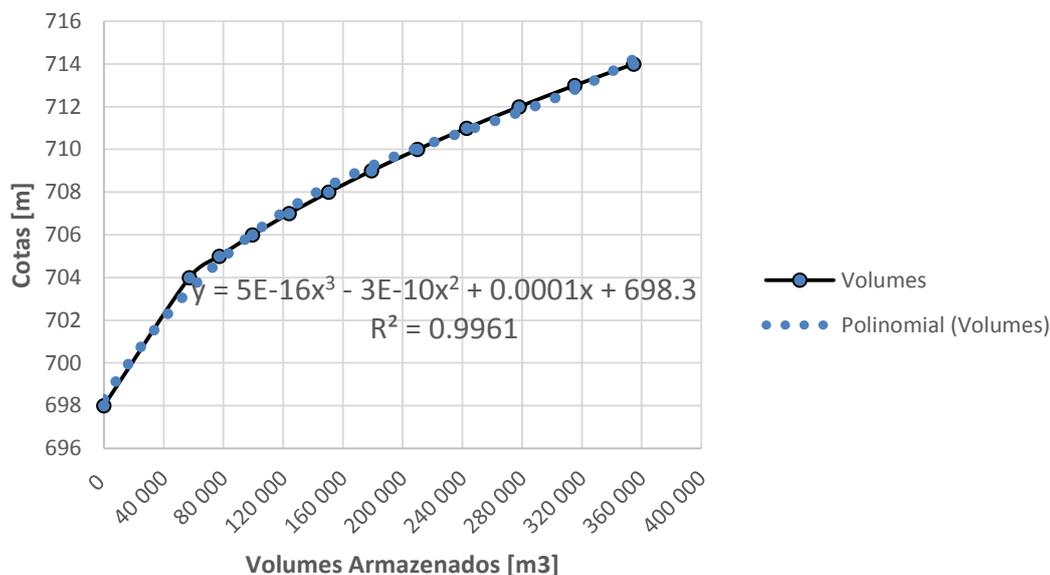


Figura 4.12 – Curva de volumes armazenados na albufeira de Louçainha I com linha de tendência (azul).

A curva de volumes foi obtida através do ajuste de uma linha de tendência na forma polinomial de terceiro grau, dada por:

$$Z_{alb_n}^m = 5 \cdot 10^{-16} \cdot (V_{f_n}^m)^3 - 3 \cdot 10^{-10} (V_{f_n}^m)^2 + 0.0001 \cdot V_{f_n}^m + 698,3 \quad (16)$$

O próximo passo é calcular a precipitação média na albufeira. Para tal, foi utilizado o método do Polígono de Thiessen na escolha do/dos postos pluviométricos cujo domínio abrange a delimitação da bacia. Foram selecionados quatro postos pluviométricos (Penela, Campelo, Coentral Grande e Carapinhal) e um posto climatológico (Louçainha (Outeiro)) nas proximidades da bacia. Pela Figura 4.13, é fácil verificar que o único posto cuja área influência as precipitações da bacia em estudo é o posto climatológico de “Louçainha (Outeiro)”, não sendo necessários mais cálculos com recurso a este método, ou seja, o peso dos totais precipitados neste posto é total para todo o volume de precipitação dentro da área da bacia.

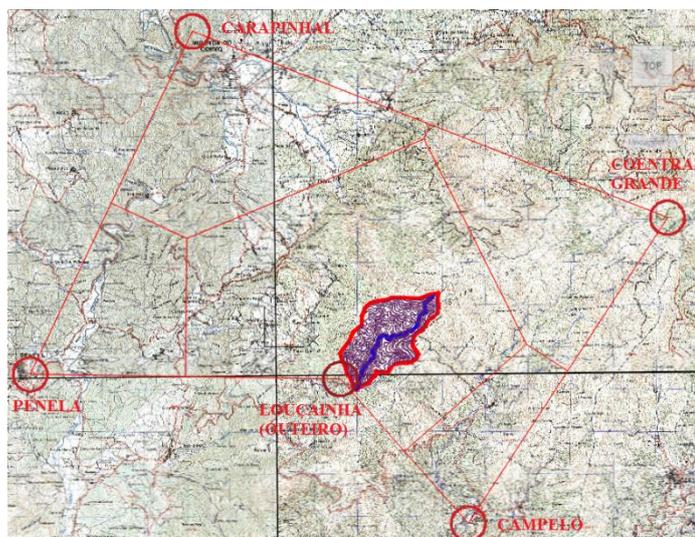


Figura 4.13 – Representação da área correspondente a cada estação pluviométrica (Método do Polígono de Thiessen) (Cartas Militares 251, 252, 263 e 264 – Escala 1:25000) .

Com o posto selecionado, recorreu-se novamente à base de dados do SNIRH e retiraram-se os dados mensais (na inexistência de todos estes dados em regime horário e diário) relativos a **20 anos** de precipitação, da evaporação e do escoamento medidos no posto.

Precipitação

O volume de precipitação na albufeira foi calculado através do produto da precipitação pela área da albufeira:

$$V_{prec_m}^a = P_m^a \cdot A_{alb} \quad (17)$$

Na Figura 4.14, é possível observar um comportamento semelhante entre cada ano hidrológico. O volume em cada ano tem, geralmente, o seu pico nos meses de janeiro e fevereiro, descendo para volumes mínimos de precipitação entre os meses de julho e setembro.

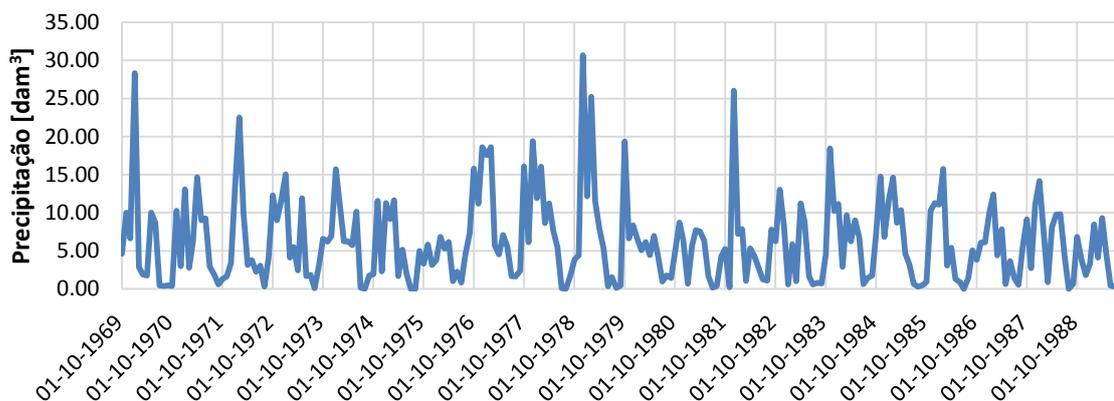


Figura 4.14 – Volume de precipitação mensal na albufeira durante os 20 anos (SNIRH, 2016).

Evaporação

À falta de dados de outros instrumentos que permitam a medição deste parâmetro, o volume de evaporação mensal na albufeira é calculado com recurso aos dados disponíveis para o evaporímetro de Piche. O evaporímetro de Piche consiste num pequeno tubo de vidro, fechado apenas numa das extremidades o que possibilita a evaporação do líquido do seu interior. O seu cálculo foi efetuado multiplicando a evaporação pela área da albufeira:

$$Ep_{tot_m}^a = E_m^a \cdot A_{alb} \quad (18)$$

Como seria de esperar, o volume de evaporação apresenta o seu pico nos meses de estio (julho, agosto e setembro) e os seus valores mínimos nos meses de inverno (janeiro, fevereiro e março). Quando a estação da primavera começa os valores vão subindo, como se observa na Figura 4.15.

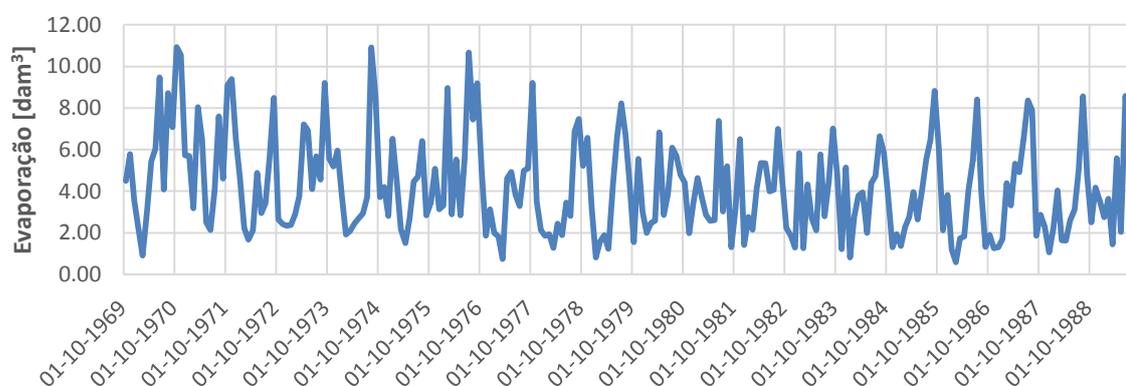


Figura 4.15 - Volume de evaporação mensal da albufeira durante os 20 anos (SNIRH, 2016).

Escoamento Superficial

Quanto ao escoamento superficial é necessário estimar um coeficiente de escoamento, ou coeficiente *runoff*. Este coeficiente é definido como sendo a relação entre o volume total de água escoada numa determinada secção e o volume total de água precipitada na bacia hidrográfica contribuinte e representa os efeitos acumulados da infiltração, evaporação, retenção e intercepção da água no solo, os quais, afetam o volume escoado. Resumindo, dado que os volumes escoados e os volumes precipitados são conhecidos, o coeficiente de escoamento em cada mês de um ano médio pode ser obtido pela expressão:

$$c_{esc}^m = \frac{V_{esc}^m}{V_{prec}^m} \tag{19}$$

$$V_{esc}^m = \frac{\sum_{a=1969}^{1989}(Esc_m^a)}{20} \tag{20}$$

$$V_{prec}^m = \frac{\sum_{a=1969}^{1989}(P_m^a \cdot A_{posto})}{20} \tag{21}$$

No cálculo do volume total precipitado é usada uma nova área: a área da bacia abrangida pelo posto hidrométrico, como representado na Figura 4.16. Isto pelo facto da área apresentar um incremento considerável de 99,17%, em comparação com a área da bacia em estudo. O coeficiente de escoamento constitui um parâmetro que deve ser calculado o mais rigorosamente possível e o facto da área abrangida pelo posto ser aproximadamente o dobro da área da bacia em estudo iria resultar em grandes discrepâncias de volumes precipitados *versus* volumes escoados. Optou-se, por isso, calcular o coeficiente de escoamento tendo em conta toda a área abrangida.

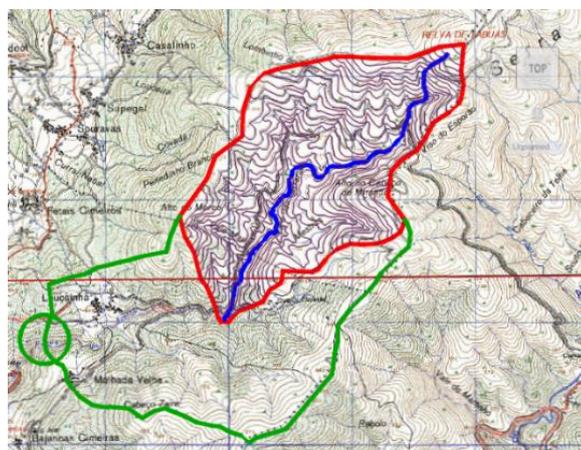


Figura 4.16 – Representação do incremento da área abrangida pelo posto hidrométrico (linha verde) com sinalização da localização do mesmo (círculo).

Durante o cálculo verificou-se também uma situação pouco comum: o maior coeficiente de escoamento foi registado no mês de julho. Após análise das características da bacia e da sua envolvente concluiu-se que uma causa possível (não foi possível verificar o porquê na realidade) seria o facto deste posto se encontrar a jusante das piscinas da Louçainha e serem efetuadas descargas pontuais, especialmente antes da sua abertura na época balnear, como forma de apoio.

Observando a Tabela 4.3, verifica-se também que setembro apresenta o valor mais baixo, o que é explicável dado que é o mês mais seco no final do estio. De forma a se fazer face a esta discrepância de valores achou-se conveniente utilizar coeficientes de escoamento tendo em conta as quatro estações do ano, sendo que deste modo os valores são muito mais coerentes e não possuem tanta discrepância entre meses. O valor máximo do coeficiente regista-se assim para a estação de inverno, como seria de esperar, seguida da primavera, verão e outono. O coeficiente relativo ao verão poderá dever-se, como referido anteriormente, às descargas pontuais da albufeira durante o mês de julho.

Tabela 4.3 – Coeficientes de escoamento.

Ano médio	$V_{prec} (dam^3)$	$V_{esc} (dam^3)$	$c_{esc} = \frac{V_s}{V_t}$	c_{esc} (Estações do Ano)	
Outubro	813	78	0.10	0.23	Outono
Novembro	937	203	0.22		
Dezembro	1231	471	0.38		
Janeiro	1332	675	0.51	0.55	Inverno
Fevereiro	1246	712	0.57		
Março	726	405	0.56		
Abril	825	391	0.47	0.42	Primavera
Mai	748	330	0.44		
Junho	502	180	0.36		
Julho	139	90	0.65	0.32	Verão
Agosto	113	30	0.27		
Setembro	350	16	0.05		
SOMA	8 962	3 581			

Calculados os coeficientes de escoamento é possível calcular o escoamento efetivo na bacia, multiplicando o escoamento mensal registado no posto em cada mês, de cada ano, pelo respetivo coeficiente de acordo com a estação do ano:

$$Esc_{ef_m}^a = c_{esc}^m \cdot Esc_m^a \quad (22)$$

Uma vez mais, verifica-se pela Figura 4.17, que o maior volume de escoamento ocorre durante os meses de inverno, quando a precipitação é mais intensa. Durante os meses estios o escoamento desce, sendo em alguns anos quase nulo.

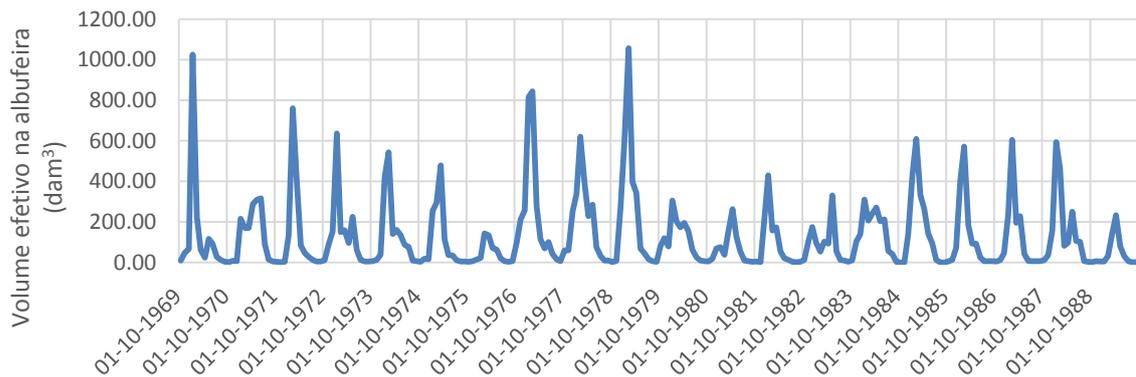


Figura 4.17 - Escoamento efetivo na bacia durante os 20 anos (SNIRH, 2016).

Volumes Mensais na Albufeira

Por fim, efetuou-se o equilíbrio mensal dos volumes que afluem e efluem à e da albufeira, respetivamente. No subcapítulo 4.1 é referido que a ETA de Cancelas possui um consumo constante de $102 \text{ m}^3/\text{h}$, com um caudal médio diário de 994 m^3 . Assim, em primeira análise pode-se afirmar que é esse o volume efluente diário da albufeira:

$$\overline{V_{efl}} = 994 \text{ m}^3/\text{dia} = 102 \text{ m}^3/\text{h}, \text{ em } 9,7 \text{ horas} \quad (23)$$

O volume afluente à albufeira em cada mês num ano médio foi calculado pela expressão:

$$\overline{V_{afl_m}} = \frac{\sum_{a=1969}^{1989} (V_{prec_m}^a - Ep_{tot_m}^a + Esc_{ef_m}^a)}{20} \quad (24)$$

Na Figura 4.18, apresentam-se os volumes afluentes diários à albufeira, assim como os volumes efluentes, no ano de características médias. Estes últimos são constantes e dizem respeito ao consumo da ETA a jusante, ou seja, os 994 m^3 diários. É possível observar que existem quatro meses (julho, agosto, setembro e outubro) em que existe défice de volume devido à precipitação não conseguir fazer frente ao volume necessário para abastecer a ETA.

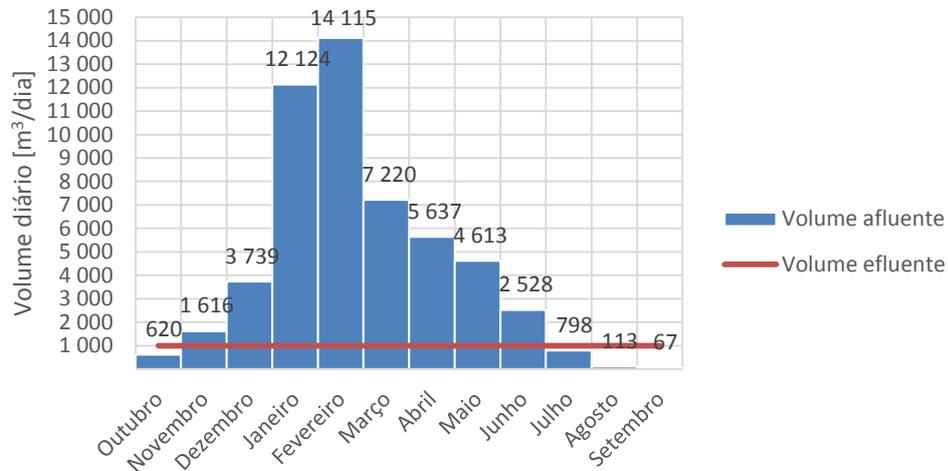
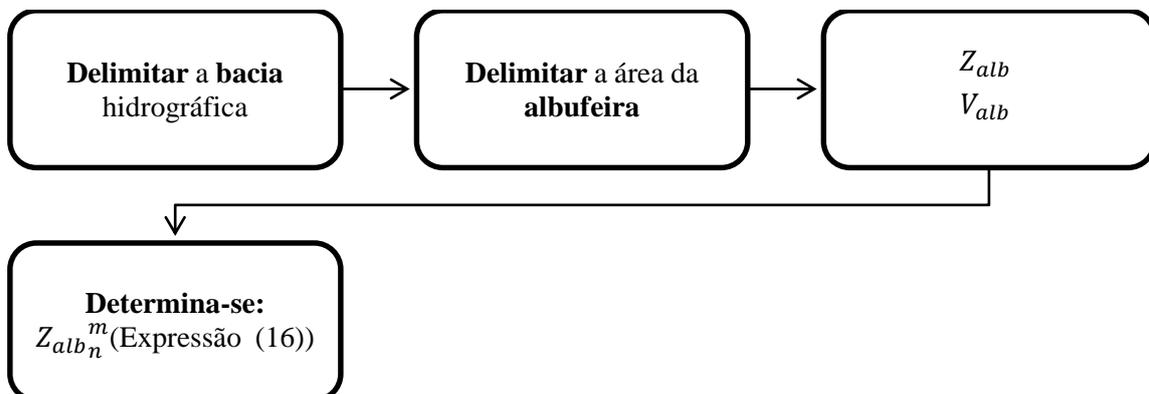


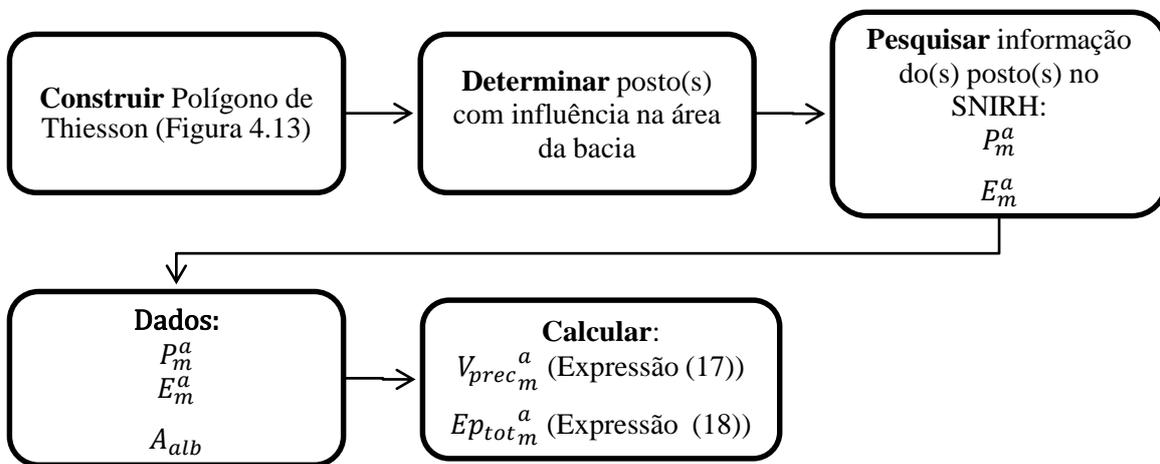
Figura 4.18 – Volume afluente e efluente diário na albufeira no ano de características médias.

Durante o regime de exploração, que será abordado no subcapítulo seguinte, a análise é iniciada no primeiro dia do mês de fevereiro por se tratar do mês com maior volume afluente. Considera-se assim que fevereiro corresponde ao mês de início de exploração mais favorável.

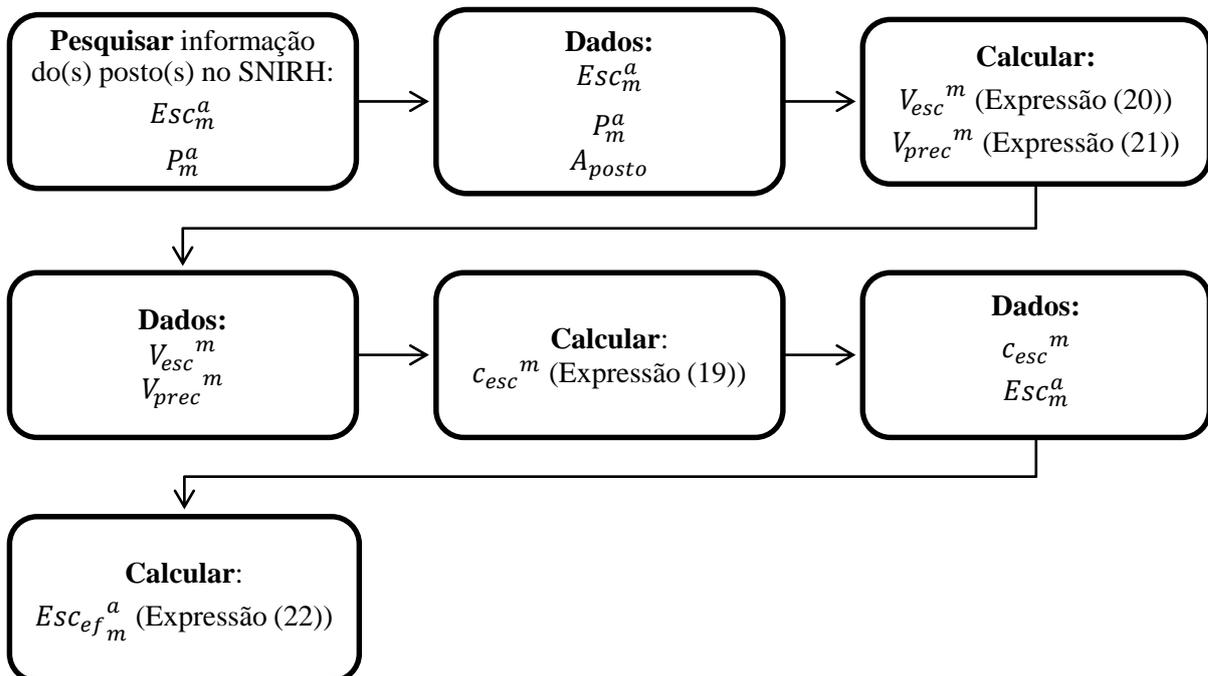
No esquema abaixo, apresenta-se o processo de cálculo que se descreveu atrás, de forma a determinar os volumes de caudal efluentes e afluentes da albufeira. Para obter a curva de volumes armazenados na albufeira seguem-se os seguintes passos:



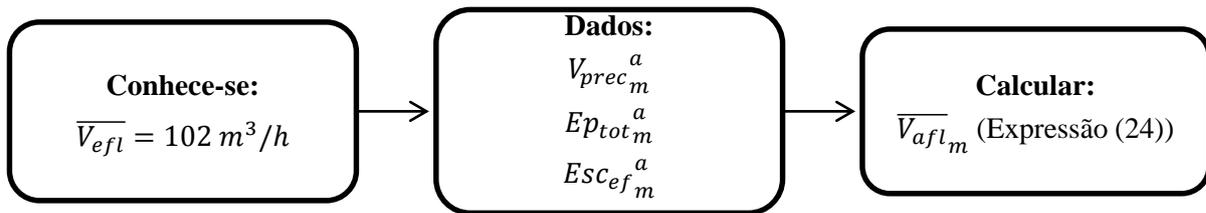
De forma a calcular o volume precipitado e a evaporação em cada mês do ano considerado segue-se o modelo:



Já o cálculo do escoamento efetivo na bacia segue o seguinte esquema:



Por fim, é possível calcular os volumes afluentes e efluentes da albufeira:



4.3 Análise Técnica

Neste ponto faz-se uma comparação entre três regimes de exploração com o principal objetivo de estudar o comportamento da albufeira de acordo com três situações extremas e se é possível uma recuperação do volume de água no caso em que o nível da água atinja o NME:

- o primeiro inicia-se com a albufeira com o nível da água igual ao *NPA*;
- o segundo inicia-se com o nível da água igual ao NME da albufeira;
- o terceiro tem em conta a ocorrência da exploração durante um ano seco.

Posteriormente será analisado o comportamento inserindo uma BFT no sistema, utilizando as curvas da BFT fornecidas pela KSB (Anexo A).

4.3.1 Regime de exploração

4.3.1.1 Primeiro caso - NPA

Neste primeiro caso, o volume de início de exploração corresponde ao volume máximo permitido pela albufeira (V_{NPA}) com um volume de $354\,700 \text{ m}^3$. A partir desse ponto o volume na albufeira é calculado tendo por base os caudais diários afluentes e efluentes à albufeira e o volume do dia antecedente.

Se o volume da albufeira já se encontrar na sua capacidade máxima, todo o volume afluente posterior a esse instante de tempo é considerado volume em excesso positivo e será despejado para o canal, sendo aproveitado para volume passível de ser turbinado. Quando o valor do volume de água afluente passa a ser inferior ao volume de água efluente é obtido um volume em excesso negativo (volume de encaixe), o que se traduz na perda de volume em relação ao volume inicial da simulação.

Volume em excesso

Esse volume em excesso é calculado pelas seguintes expressões:

$$V_{ex_n}^m = V_{inicial_n}^m - V_{NPA} + Q_{afl}^m - \overline{V_{efl}} \quad (25)$$

$$Q_{afl}^m = \frac{\overline{V_{afl_m}}}{d_m} \quad (26)$$

Quanto ao volume inicial da albufeira em cada dia, considera-se igual ao volume final da albufeira no dia anterior, ou seja:

$$V_{inicial_n}^m = V_{f_{n-1}}^m \quad (27)$$

Volume final da albufeira

O volume final da albufeira em cada dia será dependente do valor positivo ou negativo do chamado “volume em excesso”. Se este for positivo, significa que existe excesso de água e o volume da albufeira mantém-se inalterado, sendo o excedente desperdiçado. Assim, o volume final da albufeira no dia “n” é igual ao volume inicial desse mesmo dia.

- Se $V_{ex_n}^m > 0$:

$$V_{f_n}^m = V_{inicial_n}^m \quad (28)$$

Se o volume em excesso for negativo significa que o volume afluyente nesse dia é insuficiente para fazer face às necessidades de consumo e o volume de água na albufeira começa a diminuir. O volume final da albufeira no dia “n” será igual à soma do volume inicial da albufeira com o caudal afluyente, subtraído pelo caudal que sai efetivamente durante o dia da albufeira.

- Se $V_{ex_n}^m \leq 0$:

$$V_{f_n}^m = V_{inicial_n}^m + Q_{afl}^m - Q_{sai_n}^m \quad (29)$$

A determinação do $Q_{sai_n}^m$ é feita pela utilização da expressão (42) e da expressão (43).

No primeiro dia do início da exploração do aproveitamento, na Expressão (25), considera-se que o volume que a albufeira possui ($V_{inicial_n}^m$) é igual ao volume correspondente ao NPA e a expressão toma a forma:

$$V_{ex_1}^{Fev} = V_{NPA} - V_{NPA} + Q_{afl}^{Fev} - \overline{V_{efl}} = Q_{afl}^{Fev} - \overline{V_{efl}} \quad (30)$$

O nível da água na albufeira é obtido pela aplicação da expressão (16).

Volume disponível para turbinar

Considera-se o caudal de $102 \text{ m}^3/\text{h}$ a fornecer à ETA diariamente, como o caudal mínimo que tem obrigatoriamente de passar na conduta. No caso do volume em excesso ($V_{exc_n}^m$) ser positivo, o volume disponível para turbinar nesse dia é a soma deste com o volume mínimo diário necessário a fornecer à ETA:

- Se $V_{exc_n}^m > 0$:

$$V_{turb_n}^m = \overline{V_{efl}} + V_{exc_n}^m \quad (31)$$

Se o volume em excesso for negativo então o volume disponível para turbinar passa a ser apenas o volume mínimo obrigatório fornecer à ETA. O volume de água afluente à albufeira é utilizado para restabelecer o volume NPA, tendo esta ação prioridade face ao número de horas de funcionamento da turbina, dado que num sistema de abastecimento público o enchimento da barragem é, em geral, a prioridade.

- Se $V_{exc_n}^m \leq 0$:

$$V_{turb_n}^m = \overline{V_{efl}} \quad (32)$$

Na Figura 4.19, são apresentados os resultados do volume da albufeira e do volume em excesso de acordo com o modelo de simulação para o ano médio.

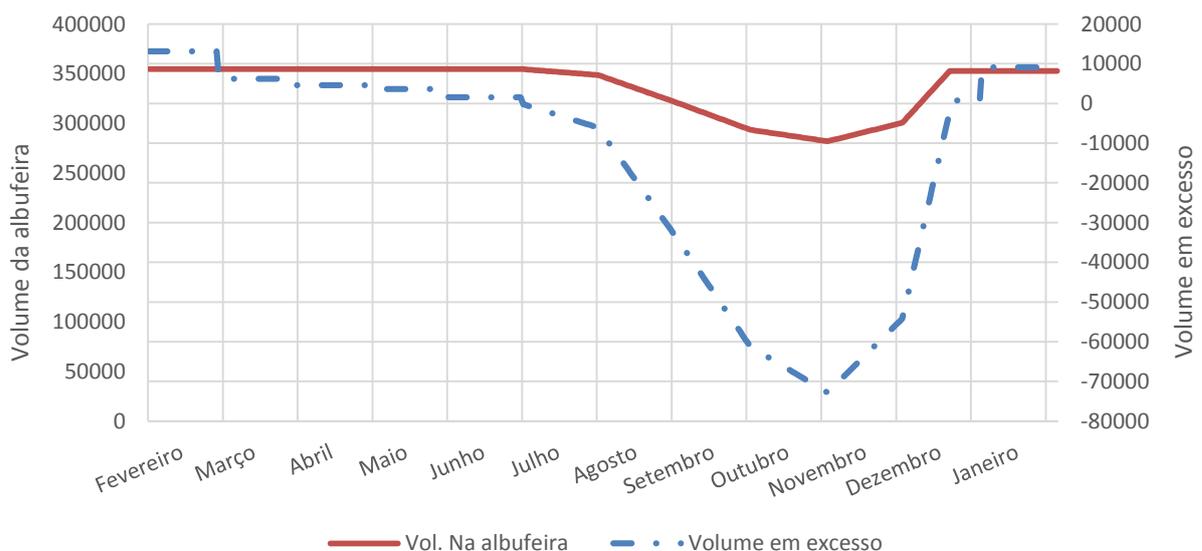


Figura 4.19 – Volume da albufeira vs volume em excesso na albufeira.

É possível confirmar pela Figura 4.20, que no momento em que o volume em excesso passa a negativo, o volume final da albufeira começa a diminuir, atingindo o seu mínimo a 31 de outubro com um volume de $282\ 442\ m^3$.

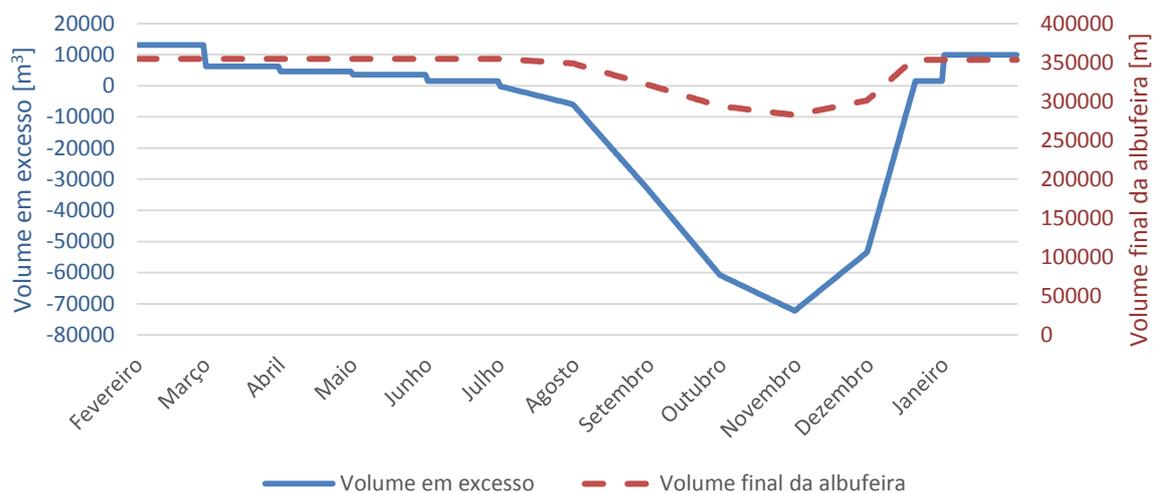


Figura 4.20 - Volume em excesso na albufeira vs volume final da albufeira.

O mesmo se aplica à Figura 4.21. Conforme o volume em excesso diminui, também o volume disponível para turbinar se reduz. Quando o volume em excesso se torna negativo, o volume disponível para turbinar para a ser o mínimo volume necessário a fornecer à ETA. Isto acontece entre os meses de julho e dezembro, quando o volume afluente à albufeira começa a ser suficiente para fazer face às necessidades de produção.

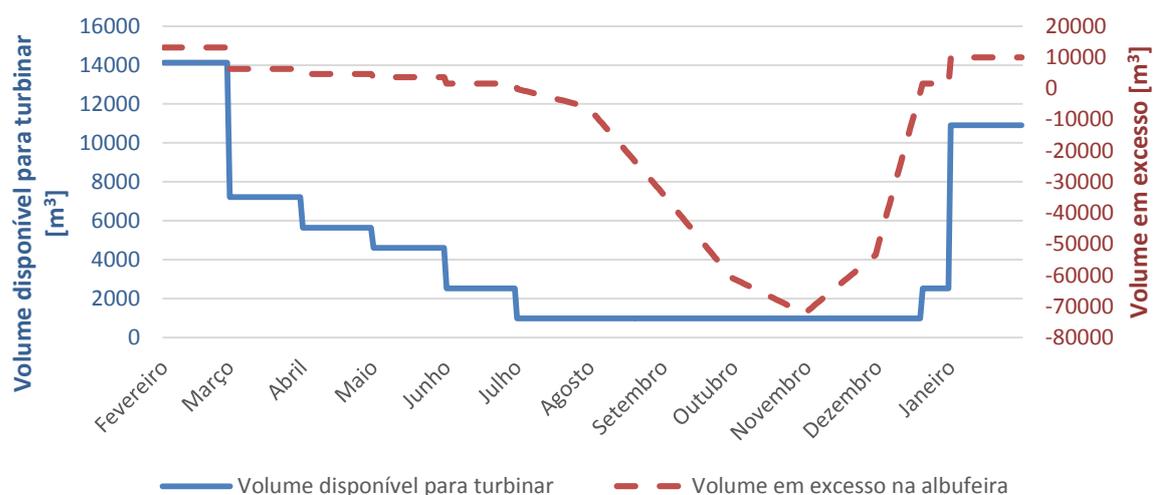


Figura 4.21 –Volume disponível para turbinar vs volume em excesso na albufeira.

Número de horas a turbinar

De forma a calcular o número de horas diárias em que é possível efetuar turbinamento é necessário entrar, pela primeira vez, com as características da BFT em estudo. Dividindo o volume disponível para turbinar em cada dia ($V_{turb_n}^m$) pelo caudal turbinado pela BFT ($Q_{t_n}^m$), obtém-se o número de horas disponíveis para turbinar:

$$n_{horas,t_n}^m = \frac{V_{turb_n}^m}{Q_t} \quad (33)$$

Daqui podem advir três situações:

- $n_{horas,t_n}^m \geq 24 \text{ horas}$ - o número de horas calculado é superior ao número de horas de um dia. Neste caso o número de horas efetivas para turbinar passa a ser 24 horas;
- $n_{horas,t_n}^m \leq 9,7 \text{ horas}$ - o número de horas calculado é inferior às 9,7 horas mínimas em que a ETA está a funcionar. Aqui a BFT é forçada a trabalhar pelo menos esse mínimo de horas. Se, para além da condição neste ponto se verificar também que: $Q_t > \overline{V_{efl}} (= 102 m^3/h)$, será apenas possível passar na conduta um caudal igual a $\overline{V_{efl}}$;
- $9,7 \text{ horas} < n_{horas,t_n}^m < 24 \text{ horas}$ - o número de horas calculado situa-se entre as 9,7 horas mínimas e as 24 horas existentes num dia. É utilizado o valor calculado.

Na Figura 4.22, apresenta-se a comparação do número de horas disponíveis para turbinar *versus* o número de horas que a CMH pode efetivamente turbinar em cada dia, segundo:

- caudal nominal da turbina de $102 m^3/h$ e $Q_t = 130 m^3/h$.

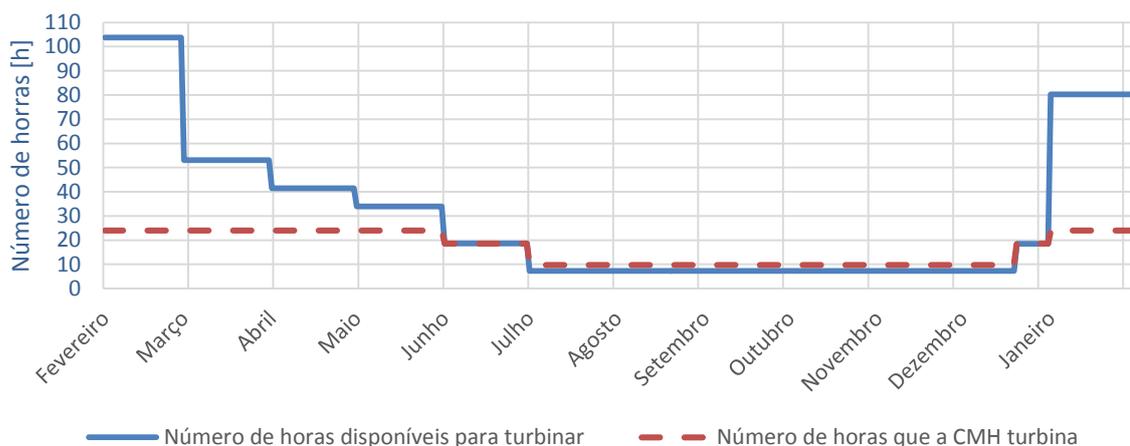
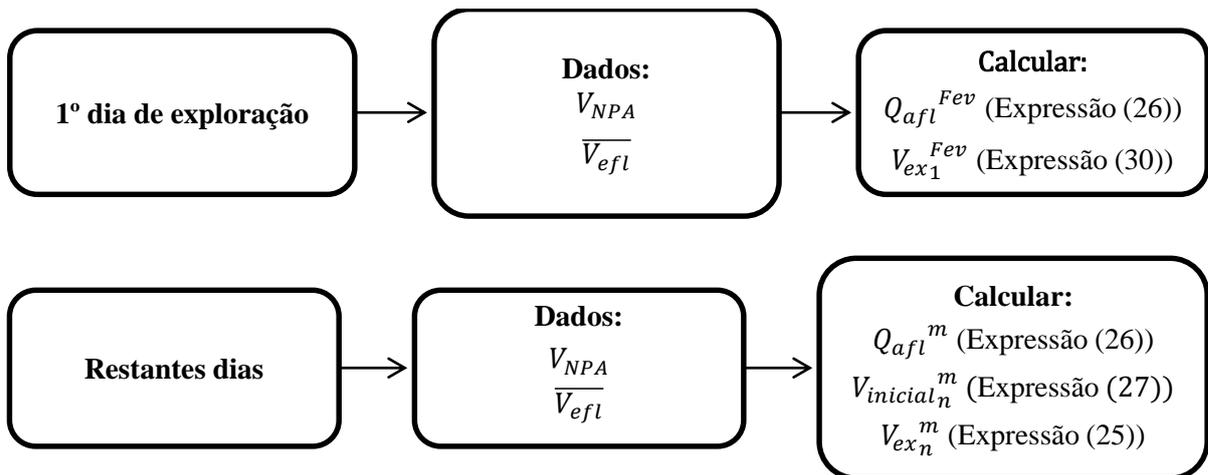


Figura 4.22 - Número de horas disponíveis para turbinar vs número de horas que a CMH turbinar.

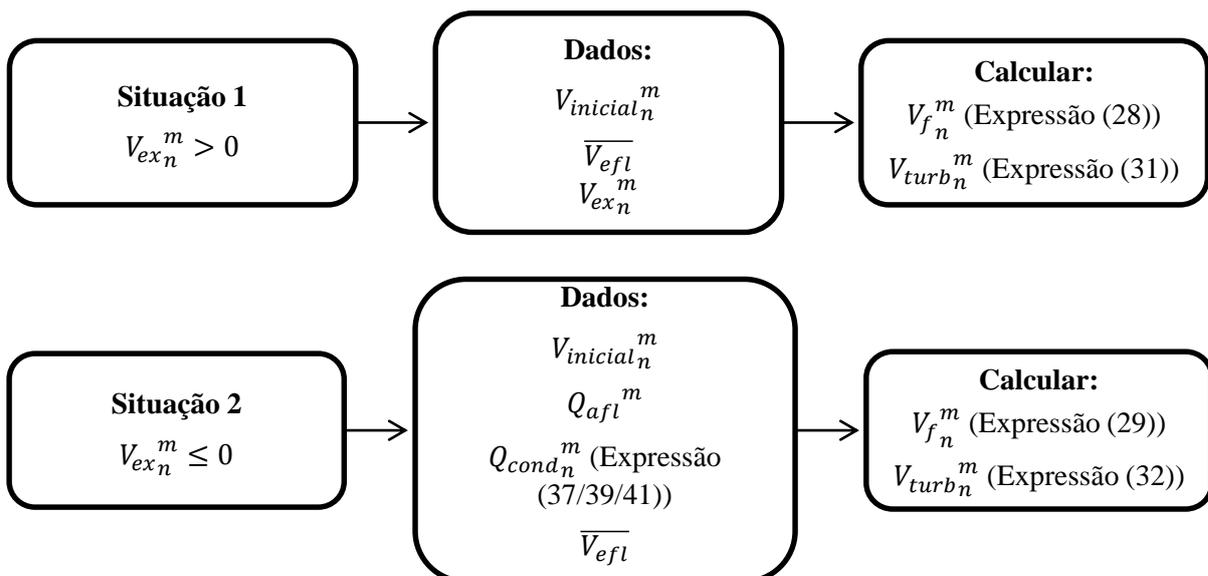
Os passos atrás referidos encontram-se sumarizados nos esquemas abaixo. Para calcular o **volume em excesso na albufeira**, existem duas situações a considerar:

- O primeiro dia da exploração do aproveitamento;
- Os restantes dias.

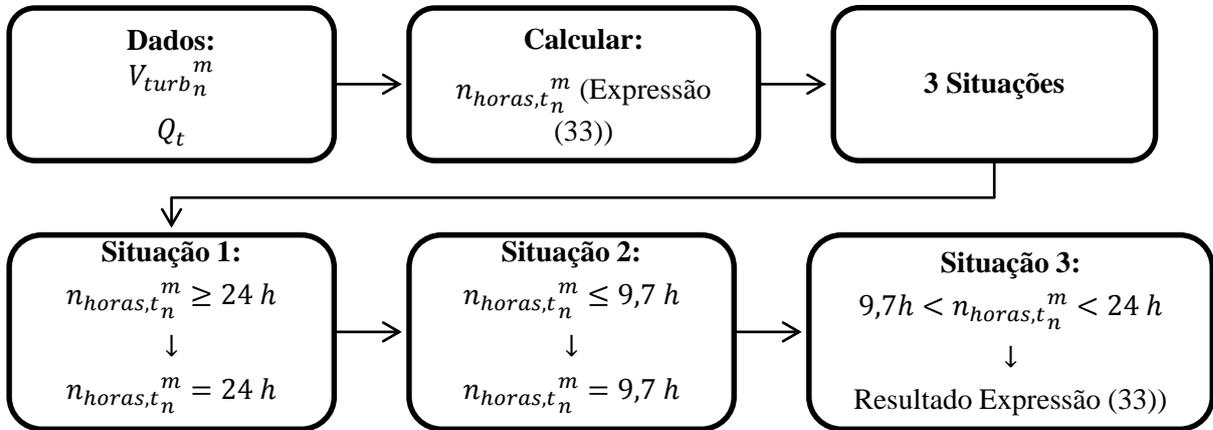


Para calcular o **volume da albufeira, no final de cada dia**, e o **volume total disponível para turbinar**, seguem-se os passos dos esquemas seguintes. Nesta etapa há que considerar novamente duas situações diversas que advêm dos cálculos anteriores:

- Situação 1 - $V_{exc_n}^m > 0$;
- Situação 2 - $V_{exc_n}^m \leq 0$.



Finalmente, é possível calcular o **número de horas totais disponíveis para turbinar**:



4.3.1.2 Segundo Caso - NME

Neste caso repete-se o processo de cálculo das Expressão (25) a (33) mas o volume inicial corresponde ao mínimo permitido pela albufeira, ou seja, o *NME* a que corresponde um volume de $57\,200\,m^3$ ($V_{inicial} = V_{NME}$). No sistema em análise, o primeiro caso estudado para o regime de exploração revela-se mais vantajoso em termos energéticos e, por isso, não será apresentada a análise em detalhe deste caso. Contudo através da Figura 4.23, observa-se que apesar da exploração da albufeira se iniciar com o nível mínimo permitido, o NPA é rapidamente restabelecido devido à disponibilidade de um volume em excesso bastante elevado nos primeiros meses, segundo dados do ano de características médias.



Figura 4.23 - Volume da albufeira no ano de características médias.

4.3.1.3 Terceiro Caso – Ano seco

Nesta situação analisa-se a exploração considerando a ocorrência de um ano seco. Esta análise tem interesse, no sentido de verificar o comportamento da albufeira em regime seco e se os volumes afluentes são suficientes para fazer face às necessidades de produção. Isto porque, um ano de características médias calculado com uma grande amostra tem mais hipóteses de obter precipitações e escoamentos mais elevados. Loureiro (1976) citado por (Santos, 1998) define ano seco como o ano com precipitação anual inferior a 75 % da precipitação anual média dos anos em análise. Na Tabela 4.4, apresenta-se os resultados dos cálculos de um ano seco entre os 20 anos analisados.

Tabela 4.4 – Determinação das características de um ano seco.

Ano hidrológico	Precipitação anual na bacia [mm]	%
1969/70	1626.5	103.02
1970/71	1582.2	100.21
1971/72	1475.4	93.45
1972/73	1681	106.47
1973/74	1636.4	103.64
1974/75	1319	83.54
1975/76	1075.6	68.12
1976/77	2361.6	149.57
1977/78	2233.3	141.45
1978/79	2217	140.42
1979/80	1536.6	97.32
1980/81	1158.5	73.37
1981/82	1499.7	94.99
1982/83	1257.3	79.63
1983/84	1768.7	112.02
1984/85	1779.7	112.72
1985/86	1420.3	89.96
1986/87	1330.1	84.24
1987/88	1664	105.39
1988/89	954.7	60.47
Média	1578.9	

Verifica-se que existem três anos hidrológicos em que a condição referida anteriormente é verdadeira. Para a simulação escolheu-se utilizar os dados do ano hidrológico 1988/89 por possuírem a menor percentagem entre a relação da precipitação anual e a precipitação média

dos 20 anos. Verifica-se pela Figura 4.24, que este ano possui caudais afluentes muito inferiores ao ano de características médias.

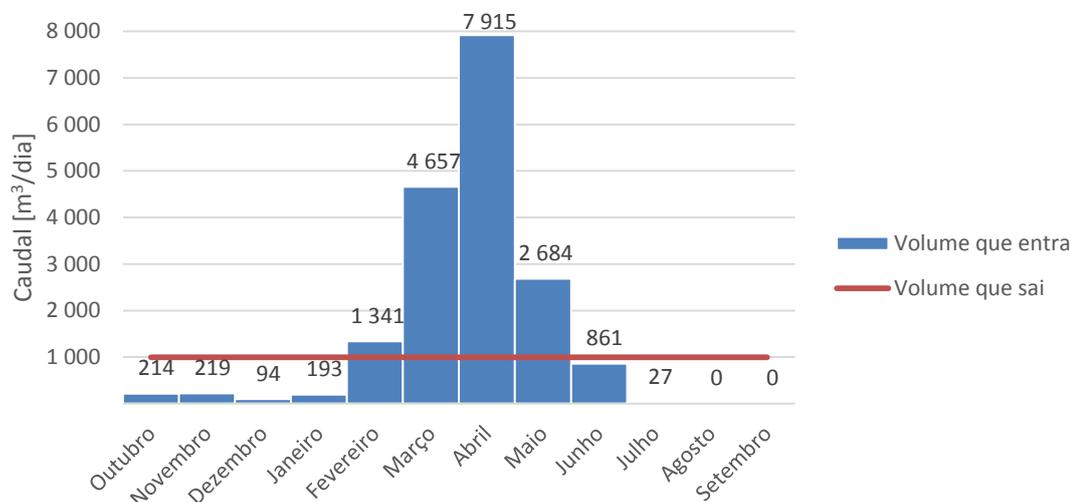


Figura 4.24 - Volume afluente vs efluente diário na albufeira no ano de características secas.

Repetindo o processo de cálculo das Expressões (25) a (33) e considerando o início da exploração com o volume da albufeira correspondente a NPA, a Figura 4.25 apresenta o resultado da análise em termos de volumes finais e volumes disponíveis para turbinar. Conclui-se que, apesar de apresentar características de ano seco, a capacidade da barragem poderá voltar rapidamente ao nível máximo no início do ano nas estações mais chuvosas.

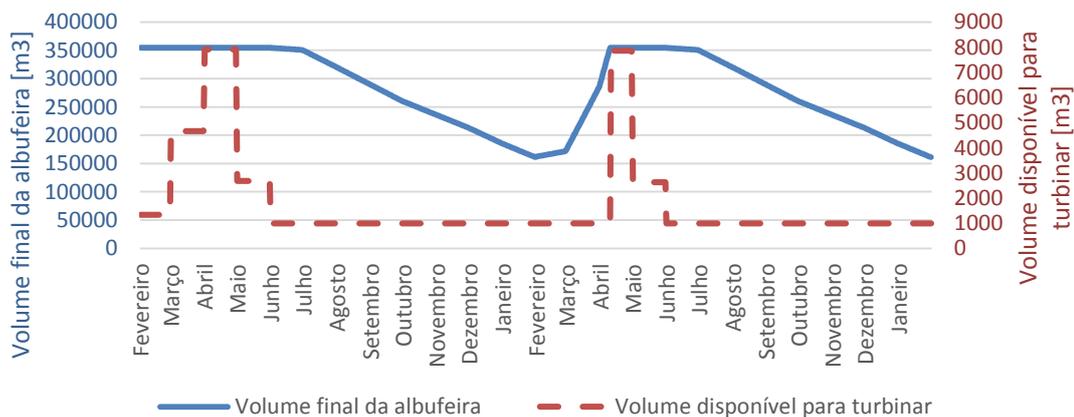


Figura 4.25 - Volumes finais da albufeira vs volume disponível para turbinar num ano de características secas.

4.3.2 BFT Etanorm 50-315

Como referido no ponto 3.1.1 o caudal mínimo diário que deve passar na conduta adutora corresponde ao caudal necessário fornecer à ETA de $944 \text{ m}^3/\text{dia}$. Dada esta obrigação considera-se nos cálculos de simulação seguintes:

$$Q_{nom} = 102 \text{ m}^3/\text{h} \quad (34)$$

A BFT utilizada foi obtida através do contacto direto com o fabricante. Ao dar a informação referente ao caudal e queda de projeto, a KSB facultou gentilmente a curva de rendimento de uma BFT (Anexo A), que se aproxima às condições de funcionamento do sistema em estudo.

As curvas adimensionais $H \leftrightarrow Q$ e $\eta \leftrightarrow Q$, referidas no capítulo 3.1.5, foram definidas pela curva apresentada no Anexo A. Assim, obtiveram-se as seguintes equações, por ajuste de uma função de segundo grau.

Curva adimensional $H \leftrightarrow Q$:

$$\frac{H_{BFT_n}^m}{H_{nom}} = 0.9999 \left(\frac{Q_{BFT_n}^m}{Q_{nom}} \right)^2 - 0.4146 \left(\frac{Q_{BFT_n}^m}{Q_{nom}} \right) + 0.4096 \quad (35)$$

Curva adimensional $\eta \leftrightarrow Q$:

$$\frac{\eta_{BFT_n}^m}{\eta_{nom}} = -3.0201 \left(\frac{Q_{BFT_n}^m}{Q_{nom}} \right)^2 + 5.6072 \left(\frac{Q_{BFT_n}^m}{Q_{nom}} \right) - 1.5533 \quad (36)$$

Como dito anteriormente, a potência é fortemente influenciada pelo caudal turbinado e, portanto, este deve ser maximizado. Dependendo das características do sistema é possível verificar as seguintes situações principais (analisar Figura 2.6 e Figura 2.7 do subcapítulo 2.2.2.3):

- Se $Q_{mín}^{BFT} \leq Q_t < Q_{nom}$ - o caudal mínimo que passa na conduta terá de ser forçosamente os $102 \text{ m}^3/\text{h}$ necessários fornecer à ETA. O caudal que se turбина ($Q_{BFT_n}^m$) será igual a Q_t e o restante passará no ramal principal. O excesso de carga será absorvido pela VRP;

$$Q_{cond_n}^m = 102 \text{ m}^3/\text{h} \quad (37)$$

$$Q_{BFT_n}^m = Q_t \quad (38)$$

- Se $Q_t = Q_{nom}$ - o caudal que passa na conduta é igual ao caudal nominal, sendo totalmente aproveitado para turbinar através do *By-pass* a montante da ETA;
- Se $Q_t > Q_{nom}$ e $n_{horas,t_n}^m < 9,7 \text{ horas}$ - enquanto a ETA se encontra em funcionamento, o cálculo do caudal que passa na conduta e do que é efetivamente turbinado é efetuado recorrendo às seguintes equações:

$$Q_{cond_n}^m = Q_t \cdot \frac{n_{horas,t_n}^m}{9,7} \quad (39)$$

$$Q_{BFT_n}^m = Q_{cond_n}^m \quad (40)$$

- Se $Q_t > Q_{nom}$ e $n_{horas,t_n}^m \geq 9,7 \text{ horas}$ - o caudal a turbinar será igual ao caudal que a curva da BFT permite (relação $H \leftrightarrow Q_{CC_{BFT}}$) de acordo com a queda na instalação a que corresponde Q_t . O caudal excedente ($Q_{cond_n}^m - Q_t$) passará pelo ramal principal. Ou seja:

$$Q_{cond_n}^m = Q_t \quad (41)$$

$H_{BFT_n}^m \rightarrow$ Expressão (35);

$H_{inst_n}^m \rightarrow$ Expressão (47);

$Q_{BFT_n}^m \rightarrow$ Aplicação da expressão (35) mas com o valor de $H_{inst_n}^m$ em vez de $H_{BFT_n}^m$.

Deste modo, o **caudal real que sai da albufeira** tem de fazer face não só às necessidades da ETA como também ao caudal necessário turbinar.

- Se $Q_t < Q_{cond_n}^m$:

$$Q_{sai_n}^m = Q_{cond_n}^m \cdot 9,7h + Q_{BFT_n}^m \cdot (n_{horas,t_n}^m - 9,7) \quad (42)$$

- Se $Q_t \geq Q_{cond_n}^m$:

$$Q_{sai_n}^m = Q_{cond_n}^m \cdot n_{horas,t_n}^m \quad (43)$$

Na Figura 4.26 apresenta-se a comparação entre o volume de água que sai da albufeira e o volume final da albufeira para um caudal a turbinar de $102 \text{ m}^3/h$. Verifica-se que quando a albufeira começa a perder volume, o caudal que sai reduz-se para o mínimo, ou seja, para o caudal mínimo de fornecimento à ETA ($102 \text{ m}^3/h$ durante 9,7 horas).

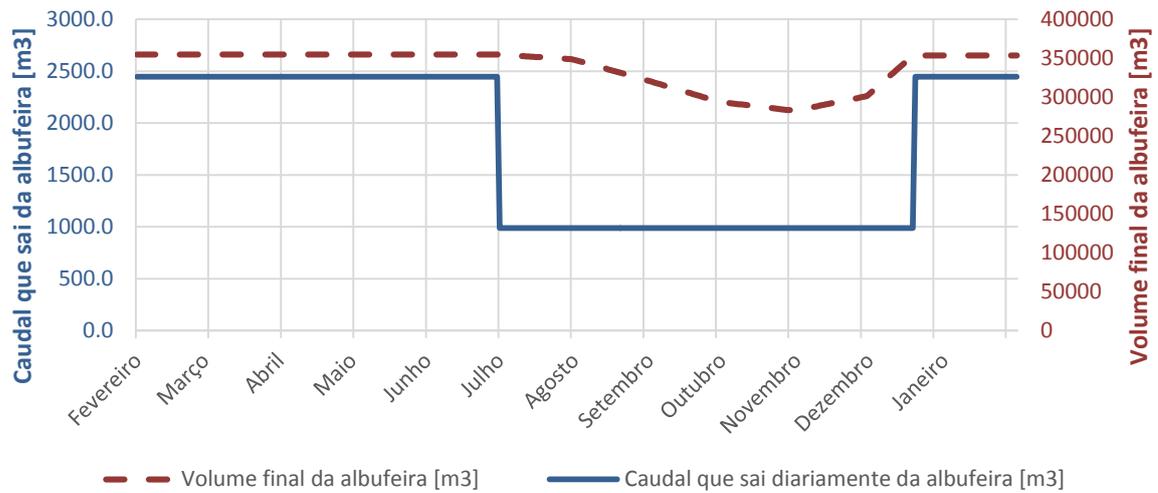


Figura 4.26 - Volume que sai diariamente da albufeira vs volume final da albufeira.

Perdas de carga

As perdas de carga são obtidas através da aplicação da Expressão (8), adequada a condutas em PEAD. No modelo de simulação aplica-se a seguinte formulação:

$$J_n^m = \left(\frac{(Q_{cond_n}^m / 3600)}{49,76 \cdot D_N^{2,681}} \right)^{1/0,559} \quad (44)$$

A perda de carga na conduta pode então ser calculada multiplicando a expressão anterior pela extensão total da conduta, como referido anteriormente, na Expressão (9):

$$\Delta H_n^m = J_n^m \cdot L \quad (45)$$

A queda útil da instalação, entre a albufeira e a ETA, que pode ser aproveitada para o turbinamento da BFT, é dada pela variação do nível da albufeira traduzida na Expressão (16), subtraída à perda de carga na conduta e à altura de aspiração da BFT, ou seja:

$$H_{inst_n}^m = Z_{alb_n}^m - Z_{ETA} - \Delta H_n^m \quad (46)$$

Além disso, a partir dos dados do sistema hidráulico e do conhecimento das pressões médias a montante (120 m.c.a) e a jusante (10 m.c.a.) da VRP é possível traçar a CCI - $H \leftrightarrow Q$ (Figura 4.27).

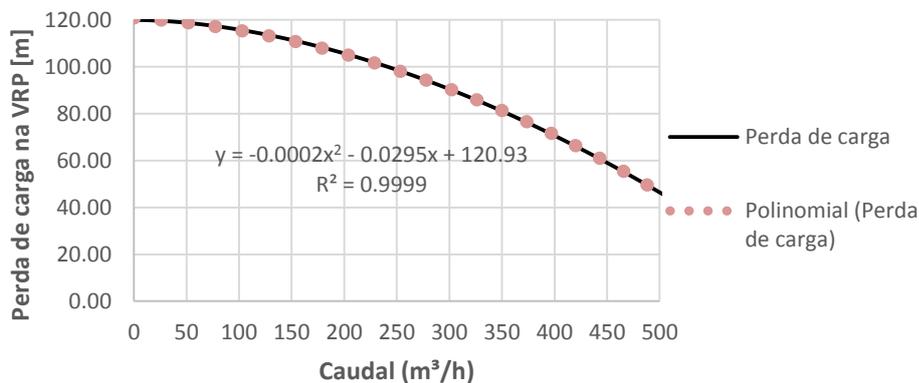
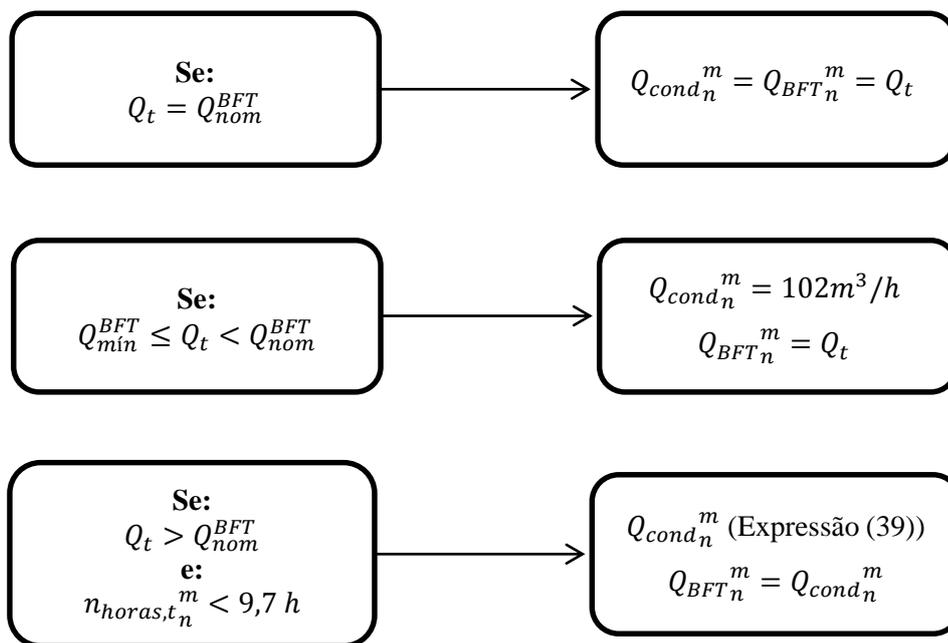
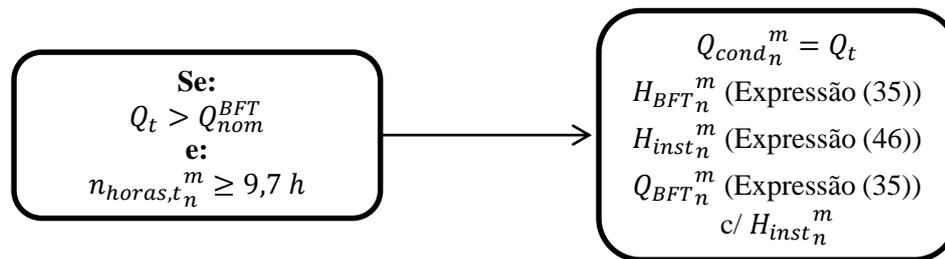


Figura 4.27 - Curva caraterística da instalação.

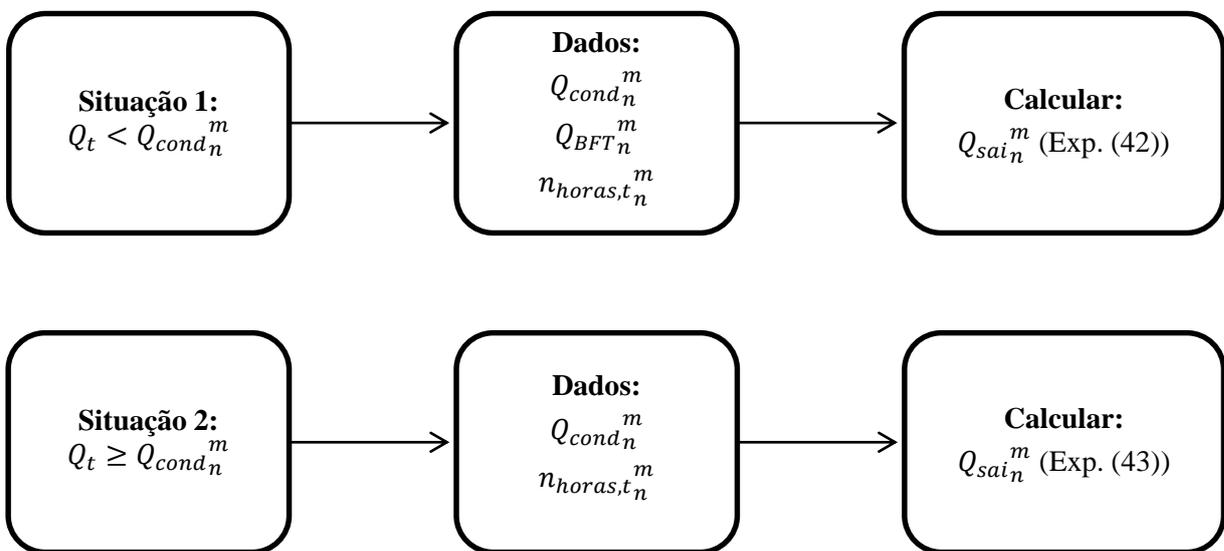
$$H_{inst} = -0,0002 \cdot (Q_{cond})^2 - 0,0295 \cdot Q_{cond} + 120,93 \quad (47)$$

Como resumo, apresentam-se esquemas com o seguimento dos cálculos. Em primeiro lugar, calcula-se o caudal que passa na conduta ($Q_{cond_n}^m$) e que é efetivamente turbinado ($Q_{BFT_n}^m$).





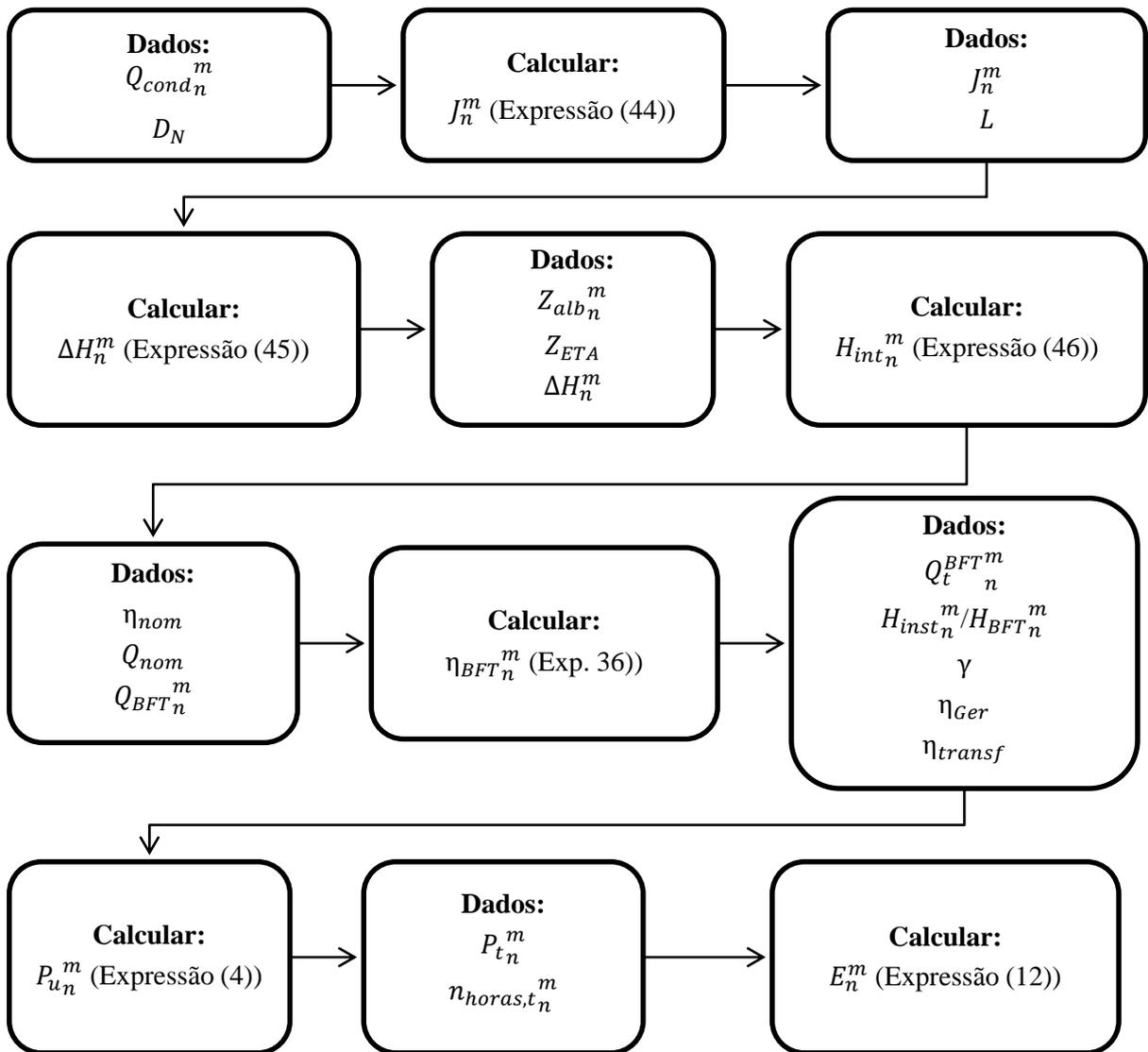
Finalmente, é possível calcular o caudal real que eflui da albufeira:



4.3.3 Potências úteis geradas e energia anual média produzida

Finalmente, o rendimento real da BFT pode ser obtido pela expressão (36) e a potência e energia pelas expressões (4) e (12), respetivamente.

Depois do caudal a turbinar calculado, é possível prosseguir com os restantes cálculos de forma a calcular a potência e energia produzidas pelo sistema. Neste processo são utilizadas as características das bombas escolhidas.



5 ANÁLISE DE RESULTADOS

5.1 Análise Técnica

Durante a simulação registaram-se três situações principais para análise:

- $Q_{nom} < 102 \text{ m}^3/h$;
- $Q_{nom} = 102 \text{ m}^3/h$;
- $Q_{nom} > 102 \text{ m}^3/h$.

Toma-se como referência o caudal de $102 \text{ m}^3/h$, dada a obrigação do fornecimento deste volume mínimo de água à ETA. Uma solução com menor caudal que este, apenas será benéfica se os custos associados à aquisição e instalação da bomba, assim como do local de instalação, conseguirem compensar a diferença na produção de energia, em comparação com as outras duas hipóteses.

Desta forma, procedeu-se à análise dos seguintes três cenários. Na Figura 5.1, apresentam-se as respetivas curvas características:

1. $Q_{nom} = 77 \text{ m}^3/h$;
2. $Q_{nom} = 102 \text{ m}^3/h$;
3. $Q_{nom} = 153 \text{ m}^3/h$.

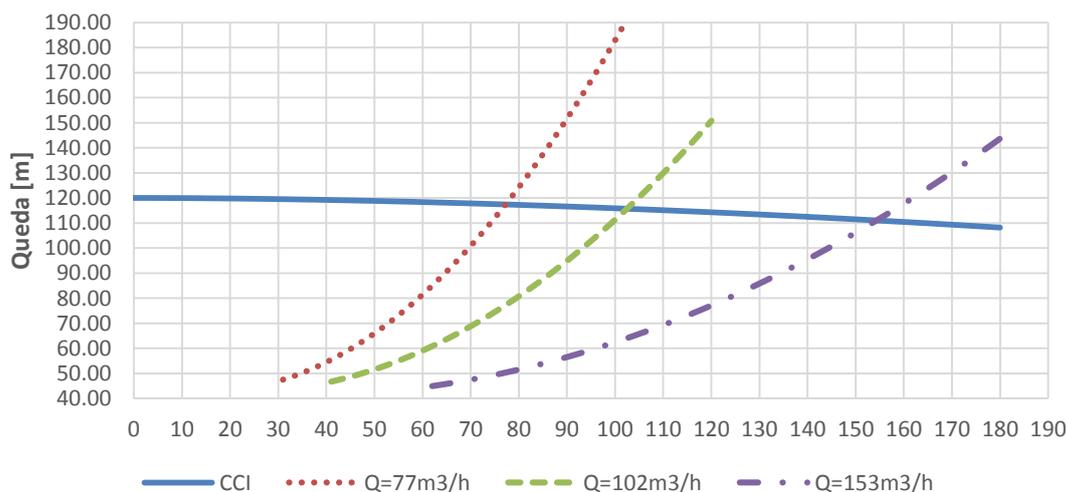


Figura 5.1 – Curvas características das BFT para os três cenários analisados nos diferentes pontos de funcionamento.

5.1.1 Caudal nominal = 77 m³/h

Se for instalada uma BFT cujo ponto ótimo de funcionamento é de 77 m³/h, o que corresponde a um caudal 25% inferior ao caudal exigido pela ETA, é possível analisar duas situações, cujos resultados se apresentam na Tabela 5.1:

1. Turbinamento de 77 m³/h;
2. Turbinamento de 102 m³/h.

Tabela 5.1 – Resultados para BFT com *bep* de 77 m³/h.

	Caudal pretendido turbinar	
	$Q_t = 77$ [m ³ /h]	$Q_t = 102$ [m ³ /h]
Queda média na CCI [m]	114,82	112,93
Queda média na CC_{BFT} [m]	114,82	183,31
Rendimento médio [%]	51,91	51,96
Caudal turbinado - CC_{BFT} [m³/h]	77	76,65
Perda de carga média [m/m]	0,0008	0,0014
Potência [kW]	11,75	11,51
Energia anual [MW·h]	80,30	72,43

Como se pode verificar, ao fazer-se passar um caudal de 102 m³/h pela bomba, dado que o caudal nominal é de 77 m³/h, a queda disponível na instalação diminui (Figura 5.1). A BFT fica assim sujeita a poder turbinar apenas o caudal correspondente à queda disponível na instalação. A perda de carga na conduta também aumenta significativamente com o caudal de 102 m³/h.

Na Figura 5.2, apresentam-se os resultados para um caudal turbinado de 77 m³/h, sendo que esta é a solução que apresenta uma maior potência.

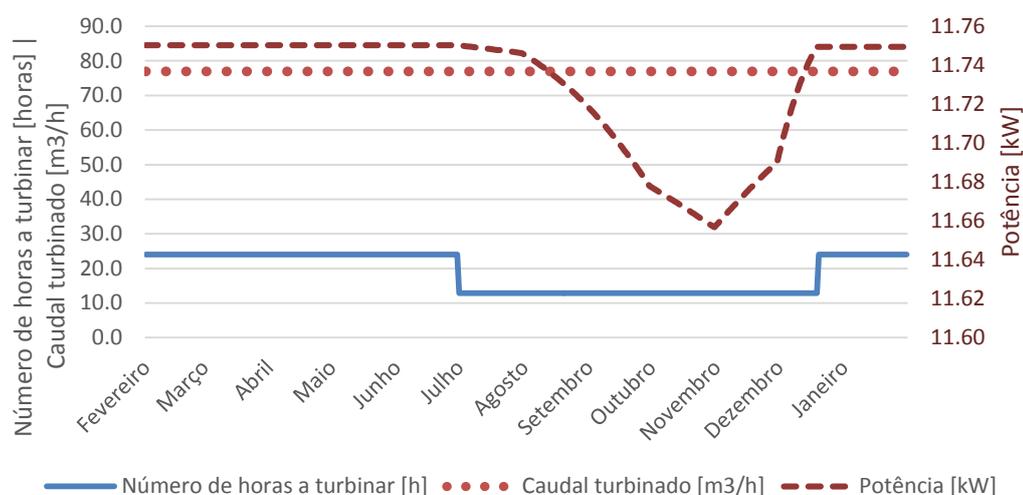


Figura 5.2 – Funcionamento da BFT com bep de 77 m³/h.

5.1.2 Caudal nominal = 102 m³/h

Com o caudal no bep de 102 m³/h, não há necessidade de dissipação de energia em excesso, pois o ponto de funcionamento coincide com a interseção da CCI e da CC_{BFT}. Quanto ao funcionamento com outro caudal dentro desta gama de BFT, tal como o caso demonstrado anteriormente, os caudais e quedas disponíveis para turbinar irão ser afetados e apresentariam resultados menos rentáveis. Da Tabela 5.2 constam os resultados da simulação para este tipo de solução e, na Figura 5.3, a visualização entre o número de horas turbinadas diariamente, o caudal turbinado e a variação da potência.

Tabela 5.2 - Resultados para BFT com bep de 102 m³/h.

	Caudal pretendido turbinar
	$Q_t = 102 \text{ [m}^3/\text{h]}$
Queda média na CCI [m]	112,93
Queda média na CC_{BFT} [m]	112,93
Rendimento médio [%]	51,91
Caudal turbinado - CC_{BFT} [m³/h]	102
Perda de carga média [m/m]	0,0014

Potência [kW]	15,31
Energia anual [MW·h]	96,36

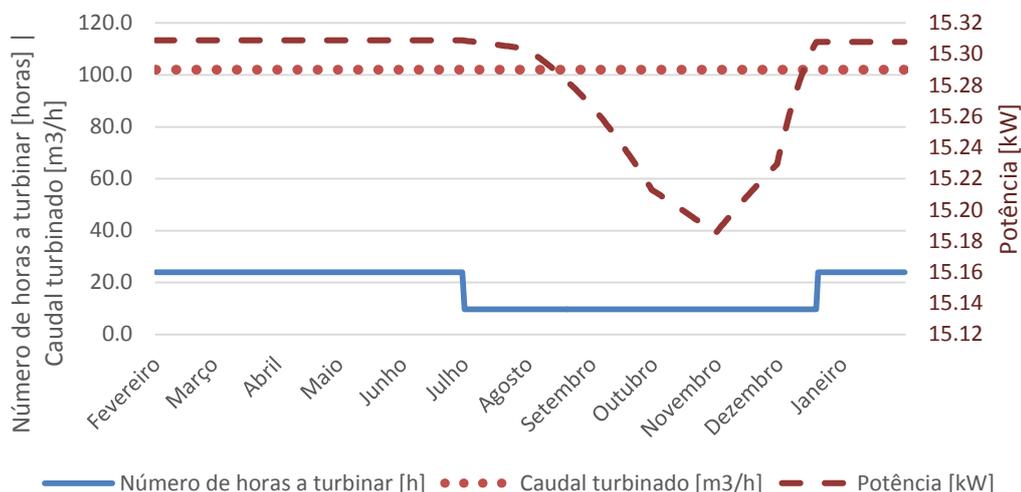


Figura 5.3 - Funcionamento da BFT com *bep* de 102 m³/h.

5.1.3 Caudal nominal = 153 m³/h

Dada a verificação da disponibilidade de um grande volume de água na albufeira nas simulações anteriores, foi analisado um caudal 50% superior ao caudal exigido pela ETA e simulado o comportamento com este incremento. Os resultados encontram-se sumarizados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Resultados para BFT com *bep* de 153 m³/h.

	Caudal pretendido turbinar	
	$Q_t = 153 \text{ [m}^3/\text{h]}$	$Q_t = 102 \text{ [m}^3/\text{h]}$
Queda na CCI [m]	111,94	112,90
Queda na CC_{BFT} [m]	111,94	65,60
Rendimento [%]	51,91	47,65
Caudal médio anual turbinado - CC_{BFT} [m³/h]	129	
Rendimento médio anual [%]	49,90	
Perda de carga média [m/m]	0,0021	

Potência [kW]	21,93
Energia anual [MW·h]	108,23

Na Figura 5.4, apresenta-se o comportamento da BFT, segundo as condições propostas. Verifica-se que, entre os meses de julho e janeiro, não é possível turbinar com um caudal de $153 \text{ m}^3/\text{h}$ devido à necessidade de restabelecer o volume correspondente ao NPA da albufeira. Assim, é turbinado um caudal de $102 \text{ m}^3/\text{h}$, de modo a permitir o reenchimento. Após este período é possível turbinar novamente os $153 \text{ m}^3/\text{h}$.

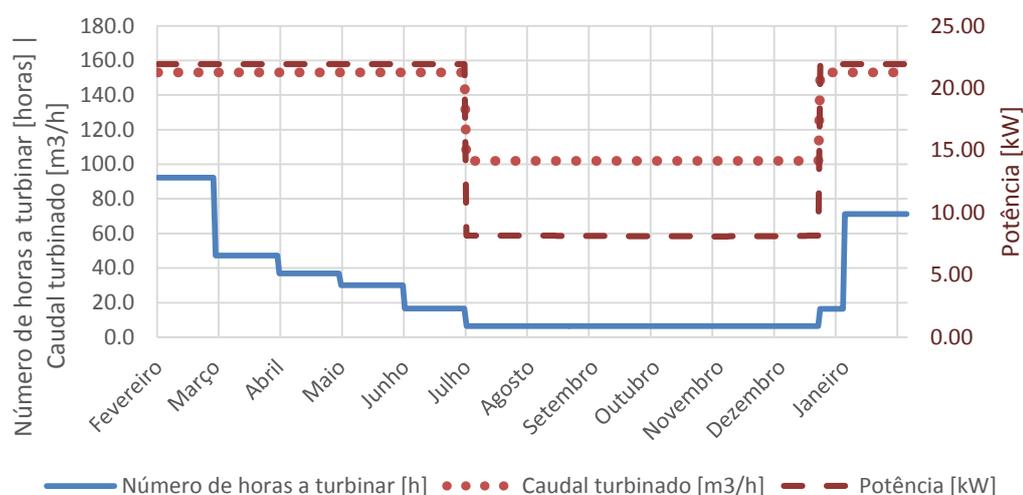


Figura 5.4 - Funcionamento da BFT com *bep* de $150 \text{ m}^3/\text{h}$.

Apesar da BFT ser obrigada a turbinar apenas o caudal mínimo obrigatório fornecer à ETA, a albufeira ainda permanece com um nível de água suficiente, nunca chegando ao NME.

5.2 Análise Económica

Apresenta-se de seguida um resumo geral das características de cada hipótese estudada, assim como, a avaliação dos diferentes indicadores. Importa enumerar e salientar alguns fatores:

- Para o cálculo destes índices, considera-se que a construção e ligação à rede elétrica nacional se realize apenas num ano, ou seja, o aproveitamento estará completamente operacional no início do ano 2;
- Os custos de investimento serão distribuídos igualmente por esse ano, conforme o montante previsto para o investimento global do empreendimento;

- As receitas da venda da energia elétrica e despesas de exploração e manutenção supõem-se concentradas no final de cada ano;
- Considera-se a vida útil do aproveitamento de 15 anos a partir do início de construção;
- Considera-se a taxa de atualização constituída por três componentes, como será explicado mais à frente.

Na Tabela 5.4, apresenta-se o resumo dos resultados obtidos nesta simulação. Na última parte são apresentados os dados do estudo económico que ditam a viabilidade do projeto.

Tabela 5.4 - Parâmetros obtidos na análise económica da BFT “ETN 50-315”.

Q_{nom}	77 m ³ /h	102 m ³ /h	153 m ³ /h
H_{nom}	117 m	113 m	112 m
P_{nom}	12,72 kW	16,28 kW	24,20 kW
Potência gerada média anual	11,73 kW	15,28 kW	15,42 kW
Energia entregue à rede anualmente	80,30 MW·h	96,36 MW·h	108,23 MW·h
Bomba centrífuga¹	3 130,04 €	4 006,50 €	5 957,07 €
Construção Civil	26 845,61 €	28 591,91 €	31 583,14 €
Custo Total (c/ IVA)	36 870,05 €	40 096,50 €	46 174,29 €
Custos de Manutenção e Exploração	7%		
Período de Exploração	15 Anos		
Capital Próprio	100 %		
Remuneração Anual	4 514,41 €	5 417,02 €	6 084,60 €
Anuidade dos Custos de Exploração	172,06 €	187,11 €	215,48 €

¹ Valores resultantes da adimensionalização do valor fornecido pela KSB para a BFT com as características do Anexo A (2 557,39 €), em relação à potência gerada por cada uma das soluções testadas.

VAL	18 554,80 €	26 572,86 €	28 666,10 €
TIR	6,00 %	7,70 %	7,30 %
<i>Payback period</i>	10 Anos	9 Anos	9 Anos

5.3 Análise de Sensibilidade

Por fim, efetuou-se uma análise à robustez económica e financeira da solução proposta, fazendo variar o custo de construção civil, a taxa de atualização e os custos de exploração e manutenção. A análise de sensibilidade é necessária de modo a determinar e compreender qual ou quais os parâmetros que se assumem de carácter mais importante na variação do valor atualizado líquido (VAL).

O VAL mede a rentabilidade de um investimento em termos absolutos, enquanto que a TIR mede a rentabilidade em termos relativos. Sendo assim, o VAL é considerado mais vantajoso por não sofrer tantas limitações como a TIR (Madaleno, 2012). A análise de sensibilidade é, por isso, realizada para o cenário anterior com maior VAL, ou seja, para um $Q_{nom}^{BFT} = 153m^3/h$.

5.3.1 Custo de construção civil

A fórmula utilizada no cálculo deste custo tem em conta o caudal a turbinar e a queda da bomba a instalar, e engloba, entre outros, a construção de um pequeno edifício em betão. Hoje em dia, existem várias opções de modo a conseguir poupar fundos, como por exemplo, estruturas pré-fabricadas. É necessário ter em conta a pequena dimensão da bomba. Na Tabela 5.5, apresenta-se o VAL se se considerasse uma instalação com 6 metros de comprimento por 2 de largura, suficiente para a instalação da BFT e do respetivo *By-pass* - um valor de construção hipotético - de 1000 €/m².

Tabela 5.5 – Análise ao custo de construção civil e VAL.

	$Q_{nom}^{BFT} = 153m^3/h$
Custo Total (c/ IVA)	22 087,20 €
VAL	53 697,09 €
TIR	24 %
<i>Payback Period</i>	4 Anos

Este VAL referido representa assim o dobro do investimento inicial, ou seja, um investimento muito mais atrativo. Numa situação normal estes custos seriam analisados tendo em conta um orçamento ajustado ao caso e, sendo assim, apresenta-se na Figura 5.5, a variação destes custos com decrementos até 50% do valor inicial, considerando que o valor calculado pela fórmula empírica já se encontra pelo lado da segurança.

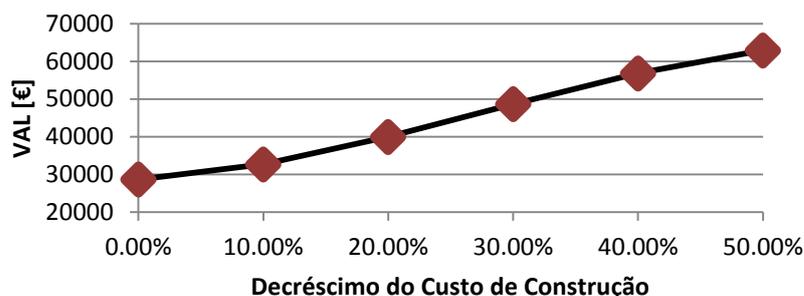


Figura 5.5 – Variação do custo de construção e VAL.

O valor estimado de 12 000 € para a construção civil situa-se na ordem dos 30 % de decréscimo face ao valor inicialmente utilizado. Isto representaria um VAL de quase o dobro do valor inicial do investimento.

5.3.2 Taxa de atualização

A taxa de atualização no momento do investimento também se poderá revelar num dos pontos decisivos para a tomada de decisão no que concerne ao investimento. Se for considerada por defeito, pode resultar numa má análise e em prejuízo para o investidor. Desta forma, na Figura 5.6, apresenta-se a variação da taxa de atualização com o VAL do empreendimento.

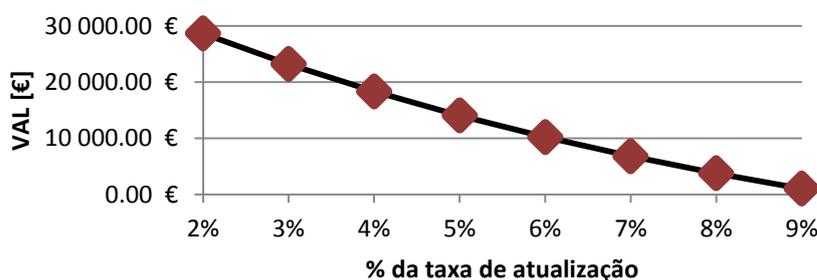


Figura 5.6 – Variação da taxa de atualização e VAL.

Verifica-se que, nesta situação, mesmo que a taxa de atualização fosse admitida por defeito, ainda existe um intervalo de segurança até que o VAL fique praticamente nulo.

5.3.3 Custos de exploração e manutenção

Neste tipo de custos estão englobados os custos referentes às manutenções periódicas e a anomalias que obrigam a algum tipo de paragem do equipamento. Na Figura 5.7, apresenta-se a variação do VAL referente ao incremento destes custos até ao dobro da percentagem inicialmente utilizada.

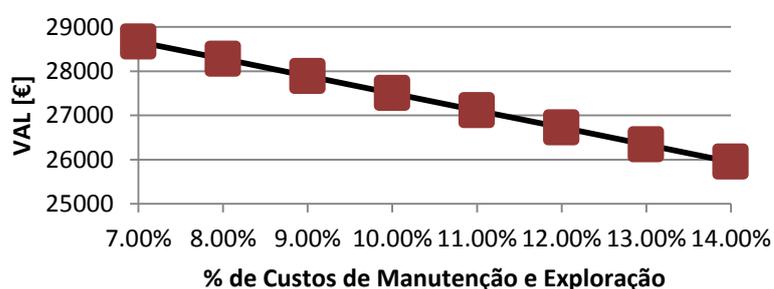


Figura 5.7 –Variação dos custos de exploração e manutenção e VAL.

Como se pode verificar, estes custos não representam um fator de relevância na decisão de investimento, dado que a utilização de uma taxa correspondente ao dobro da taxa utilizada representa apenas uma redução de 14% no VAL.

5.4 Comentários dos Resultados Obtidos

Quanto à análise hidrológica da albufeira, esta permitiu verificar que a albufeira da Louçainha I tem um potencial energético que poderá ser aproveitado, especialmente durante os meses chuvosos, dado que é desperdiçado um grande volume de água que não é possível aproveitar. A albufeira tem uma boa recuperação do volume perdido, devido a possíveis secas, caso em determinado ano se verificarem condições de precipitação médias.

Devido à condição de prioridade do reenchimento da barragem, em detrimento da eficiência energética, são perdidas várias horas que poderiam ser aproveitadas para turbinar e gerar energia. Contudo, considera-se que esta condição representa uma situação mais realista e, portanto, foi fundamental integrá-la na análise.

Esta condição de prioridade de reenchimento da barragem em detrimento da produção de energia tem um papel fundamental nos resultados da simulação para um caudal de 153 m³/h.

Devido a esta condição, não é permitido à BFT turbinar constantemente os 153 m³/h, correspondentes ao *bep* da bomba. Isto resulta numa perda da eficiência e num aumento da energia produzida anualmente de apenas 12%, face à simulação de uma BFT a operar com um caudal nominal de 102 m³/h. O custo da BFT também aumenta devido à potência nominal aumentar 49% e ser necessário adquirir uma bomba mais potente. Consequentemente, devido à produção de energia não conseguir compensar o aumento dos custos associados à aquisição da bomba, o VAL não sofre aumentos significativos.

O custo das BFT também trouxe algumas dúvidas. Dado que o custo das bombas neste regime de funcionamento ainda não se encontra disponível ao público-geral, torna-se complicado obter um preço certo para a instalação. Contudo, procurou-se efetuar uma análise o mais real possível.

Tal como referido no parágrafo anterior, pode-se aplicar igualmente aos custos de construção do empreendimento, onde o ideal seria obter um orçamento real e adaptado às condições existentes. Estes representam a maior parte dos custos do investimento e possuem um papel fulcral no valor final do VAL.

Em suma, pode-se dizer que os resultados do estudo foram positivos e que a albufeira possui um potencial energético ainda por explorar.

6 CONCLUSÕES E DESENVOLVIMENTOS FUTUROS

Este trabalho de dissertação abordou a aplicação de novas soluções para o aproveitamento de energia hidráulica disponível em sistemas de abastecimento de água. Para tal, desenvolveu-se um estudo técnico-económico, da aplicabilidade de uma bomba a funcionar como turbina, num sistema de abastecimento de água já existente.

Foi possível verificar que a aplicação deste tipo de soluções em sistemas adutores pode revelar-se uma mais-valia, uma vez que a maior parte dos componentes necessários já se encontram no projeto inicial, bastando somente adaptar a aplicação da bomba a funcionar como turbina sem por em causa o fim para o qual o sistema foi inicialmente concebido.

Foi possível conceber, implementar e aplicar a um caso concreto de um sistema de abastecimento de água, uma metodologia de análise que incluiu a modelação e simulação do funcionamento das bombas a funcionar como turbinas, bem como do sistema hidráulico e hidrológico associados à barragem da Louçainha I e ao circuito adutor.

Apesar das limitações do trabalho desenvolvido no âmbito desta dissertação, nomeadamente na obtenção de dados reais para que a análise técnico-económica realizada permitisse obter resultados mais verossímeis, pode-se considerar que foi dado um contributo positivo no que diz respeito à análise da aplicabilidade de uma bomba a funcionar como turbina, visto que em Portugal este é um tema ainda pouco desenvolvido.

Relativamente ao estudo técnico-económico desenvolvido, este permitiu concluir que a aplicação de uma bomba centrífuga no micro aproveitamento integrante do subsistema da Louçainha poderá ser uma opção viável, sobretudo se o potencial da albufeira de Louçainha I for aproveitado ao máximo, em vez de se aproveitar apenas o caudal que atualmente é necessário fornecer à ETA de Cancelas.

Em estudos futuros seria de grande interesse procurar obter várias curvas de bombas específicas para cada ponto de operação na instalação, assim como o orçamento correspondente, de forma a contabilizar com maior precisão os custos, em vez de se utilizar uma fórmula.

Futuramente, seria interessante incluir uma análise de uma solução híbrida, pela proximidade que existe da albufeira às turbinas eólicas. Nesta solução híbrida a energia produzida localmente em períodos de vazio pelas turbinas eólicas poderia ser usada para elevar água para a albufeira da barragem da Louçainha I, que funcionaria como um armazenador de energia a fornecer à rede, posteriormente, em períodos de ponta.

A jusante da ETA de Cancelas encontra-se o reservatório de Fonte Fria, o qual possui um desnível considerável para a ETA. Uma solução para aproveitamento da energia fornecida por este desnível acentuado seria também um estudo de interesse.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Baumgarten, S., Guder, W. (2005). "Pumps as Turbines". Techno digest: A Guide to Current Technical Developments, Issue 11, pp. 2-9.

Carravetta, A., Giudice, G., Fecarotta, O. and Ramos, H. (2013). "Pump as Turbine (PAT) Design in Water Distribution Network by System Effectiveness". Water, Vol. 5, Issue 3, pp. 1211-1225.

Chapallaz, J.-M., Eichenberger, P., Fischer, G., Mini Hydro Power Group. and German Appropriate Technology Exchange. (1992). "Manual on pumps used as turbines". Vieweg, Braunschweig.

Correia, J. (2013). "Utilização de Bombas como Turbinas em Sistemas de Abastecimento de Água". Tese de Mestrado, Departamento de Engenharia Civil, Universidade de Coimbra, Coimbra.

Correia, M., Catalão, J. (2009). "Análise Técnico-Económica na Aplicação de Grupo Hidrogerador em Conduções de Adução". 5ª Conferência de Engenharia: Engenharia' 2009 - Inovação e Desenvolvimento, Faculdade de Engenharia da Universidade da Beira Interior, Covilhã.

Garay, P. (1990). "Using Pumps as Hydroturbines". Hydro Review, pp. 52-61.

Gonçalves, F., Ramos, H. (2008). "Geração de Energia Sustentável em Sistemas de Abastecimento de Água - Análise Económica e Proposta de Optimização". 8SERA - VIII Seminário Ibero-Americano, Instituto Superior Técnico - Faculdade de Engenharia da Universidade Técnica de Lisboa.

Gumier, C., Luvizotto Jr., E. (2007). "Aplicação de modelo de simulação-otimização na gestão de perda de água em sistemas de abastecimento". Engenharia Sanitaria e Ambiental, Vol. 12, pp. 32-41.

Jain, S., Patel, R. (2014). "Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art". Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 30, pp. 841-868.

Knapp, r. (1937). " Complete Characteristics of Centrifugal Pumps and Their Use in the Prediction of Transient Behavior". Transactions of the A.S.M.E., Vol. 59, pp. 683-689.

KSB@ (2016). <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/turbine-mode/328156/>. KSB - Turbine Mode (página de internet oficial).

Kucukali, S. (2010). "Municipal water supply dams as a source of small hydropower in Turkey". *Renewable Energy*, Vol. 35, Issue 9, pp. 2001-2007.

Kucukali, S. (2011). "Water supply lines as a source of small hydropower in Turkey: A Case study in Edremit". *World Renewable Energy Congress 2011*, Linköping, Sweden.

Lopes de Almeida, J. (2011). "Aproveitamentos Energéticos". Apontamentos da cadeira de Aproveitamentos Energéticos, Departamento de Engenharia Civil da Universidade de Coimbra. Coimbra.

Lopes, S. (2014). "Análise de Funções de Custo de Componentes de Construção Civil e de Equipamentos de Serviços Públicos de Água". Tese de Mestrado, Departamento de Engenharia Civil, Instituto Superior Técnico, Lisboa.

Madaleno, M. (2012). "Finanças Empresariais". Apontamentos da cadeira de Finanças Empresariais - Critérios de Avaliação e de Selecção de projectos de investimento da Universidade de Aveiro. Aveiro.

Oliveira, A. (2008). "Recuperação de Energia Hidráulica em Sistemas de Distribuição de água". Tese de Mestrado, Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, Porto.

Quintela, A. (2011). "Hidráulica". Fundação Caloute Gulbenkian, Lisboa.

Ramos, H., Kenov, K. and Vieira, F. (2011). "Environmentally friendly hybrid solutions to improve the energy and hydraulic efficiency in water supply systems". *Energy for Sustainable Development*, Vol. 15, Issue 4, pp. 436-442.

Sá Marques, J., Sousa, J. (2011). "Hidráulica Urbana: Sistemas de Abastecimento de Água e de Drenagem de Água Residuais". Imprensa da Universidade de Coimbra, Coimbra.

Santos, M. (1998). "Caraterização e Monotorização de Secas". INAG - DSRH.

SNIRH@ (2016). <http://snirh.apambiente.pt/>. SNIRH (página de internet oficial).

Viana, A., Nogueira, F. (2002). "Bombas de fluxo operando como turbinas: procedimento de seleção". *Proceedings of the 4th Encontro de Energia no Meio Rural*, Campinas, São Paulo.

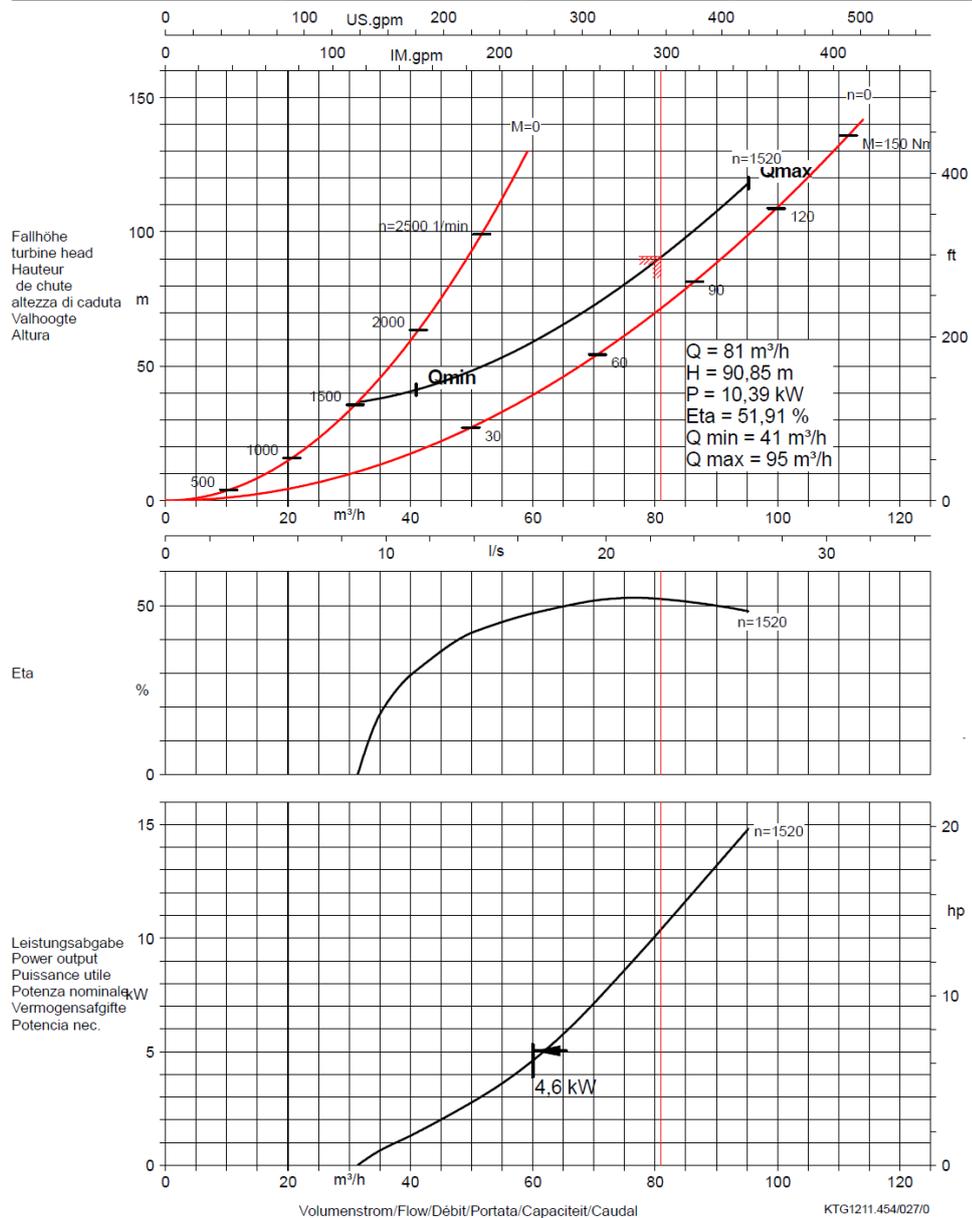
Vieira, F., Ramos, H. (2008). "Hybrid solution and pump-storage optimization in water supply system efficiency: A case study". *Energy Policy*, Vol. 36, Issue 11, pp. 4142-4148.

Williams, A. (1995). "Pumps as turbines: a user's guide". Intermediate Technology Publications, London.

Williams, A. (1996). "Pumps as turbines for low cost micro hydro power". *Renewable Energy*, Vol. 9, Issue 1-4, pp. 1227-1234.

ANEXO A - CURVA DA BFT “ETANORM 50-315”

Baureihe-Größe Type-Size Modèle	Tipo Serie Tipo	Nennrehzahl Nom. speed Vitesse nom.	Velocità di rotazione nom. Nominaal foerental Revolutions nom.	Laufrad-Ø Impeller diameter Diamètre de roue	Ø Girante Ø Waaler Ø Rodete	 KSB Aktiengesellschaft Johann-Klein-Straße 9 67227 Frankenthal
Etanorm 50-315 Turbine		1520 1/min		320 mm		
Projekt Project Projet	Progetto Projekt Proyecto	Angebots-Nr. Project No. No. de l'offre	Offerta-No. Offertenr. Offerta-No.	Pos.-Nr. Item No. No. de pos.	Pos.-Nr. Positiönr. Pos.-Nr.	



Toleranz/Tolerance/Tolerance/Tolleranza/Tolerancia/Tolerantie
 fQ = +/- 9%
 fH = +/- 7%
 fETA = - 7%

Jerger, Sabine
 S-EA1132
 2016-02-11