



Marco Paulo
dos Santos
Nunes

**Aproveitamento dos Recursos Hídricos
de Sistemas de Abastecimento e
Saneamento para a Produção de
Energia Elétrica**

Dissertação para cumprimento dos requisitos
necessários à obtenção do grau de Mestre em Energia

Júri

Presidente (Doutor Luís Coelho, ESTSetúbal/IPS)

Orientador (Doutor Nuno Pereira, ESTSetúbal/IPS)

Vogal (Doutor Rogério Duarte, ESTSetúbal/IPS)

Dezembro de 2017

Dedico este trabalho a toda a minha família e em especial à minha querida mãe.

Agradecimentos

No desenvolvimento deste trabalho foram, necessária e inevitavelmente, envolvidas várias pessoas, que direta ou indiretamente e de uma forma ou de outra, contribuíram para que este trabalho chegasse a bom porto. Tenho a perfeita consciência do esforço e sacrifício envolvido e, por isso, não poderia deixar de expressar a minha profunda gratidão a todas essas pessoas.

Assim, gostaria de agradecer,

Ao meu orientador, professor doutor Nuno Pereira que, ao longo deste trabalho e sem qualquer reserva, se mostrou sempre disponível na partilha de conhecimento, no esclarecimento de dúvidas e na procura de soluções para os diversos obstáculos encontrados.

À EPAL e à Águas do Tejo Atlântico (ex-SIMTEJO), pela disponibilização de dados que estiveram na base deste estudo e sem os quais não teria sido possível a realização deste trabalho.

À minha mulher, Helena Nunes, pelo esforço e compreensão, sem a qual não teria sido possível a concretização deste trabalho.

Ao meu filho, Daniel Nunes, pelo carinho, pela sua permanente boa disposição e pela sua compreensão durante os períodos em que eu estive ausente e não lhe pude dar o apoio merecido.

E por fim e não menos importantes à minha restante família, a todos os meus amigos e colegas que estiveram ao meu lado e me apoiaram.

Resumo

O presente trabalho pretende evidenciar o real potencial energético existente nos atuais sistemas de abastecimento de água para consumo humano e de saneamento de águas residuais para a produção de energia elétrica, mantendo o atual regime de exploração das suas infraestruturas. Para o efeito, depois de introduzir equipamentos e princípios de dimensionamento, apresentam-se soluções para o aproveitamento dos recursos hídricos de duas infraestruturas, uma de um sistema de abastecimento e outra de um sistema de saneamento. Com base nessas soluções avaliar-se-á também a energia produtível em ano médio em cada uma das referidas infraestruturas. Para atingir esse objetivo solicitaram-se, a uma entidade gestora de abastecimento, elementos referentes a uma válvula de regulação de caudal à entrada de um reservatório de abastecimento de água e, por outro lado, solicitaram-se também elementos referentes a um ponto de descarga de uma estação de tratamento de águas residuais a uma entidade gestora de saneamento. As referidas infraestruturas foram consideradas como explorações a funcionar em regime de “fio de água” tornando irrelevantes os ganhos obtidos pela capacidade de armazenamento e regularização de caudal dessas infraestruturas na produção de energia elétrica. No desenvolvimento do trabalho, conclui-se que, em ambos os casos de estudos, existe um real potencial para produção de energia elétrica a partir dos recursos existentes e mantendo o atual regime de exploração das suas infraestruturas. Em ambos os casos, foi quantificada a energia produtível obtida num ano médio e proposta a turbina a utilizar, assim como estimada a dimensão do seu rotor. Dá-se assim um contributo para a avaliação técnica do uso de turbinas hidráulicas em sistemas de abastecimento de água e de saneamento de águas residuais.

Palavras-chave: Turbinas hidráulicas, produção de energia elétrica, recursos hídricos, sistemas de abastecimento, sistema de saneamento, redutores de pressão.

Abstract

The present work highlights the potential for electric power production on water and wastewater systems, keeping unchanged the operating conditions of those infrastructures. For this purpose, after introducing hydro-turbines and their design principles, solutions promoting a better use of water resources on a water and a wastewater infrastructure are discussed, using estimates for power production capacity derived from actual average annual running conditions. To achieve the present work objectives, a water utility and a wastewater utility provided multi-year information recorded at a demand water regulation valve located at a reservoir entry, and at a wastewater discharge point of a wastewater treatment plant. The referred infrastructures were considered as operating on run-of-the-river mode, making irrelevant the gains obtained by the storing capacity and the water demand regulation on those infrastructures. This study concludes that for both case studies real electric power production capacity exists while keeping the existing operating conditions. On both systems, average annual electrical power production capacities were estimated, and the most suitable turbines and respective rotors diameters were proposed. With this work an initial step is given towards the technical analysis of hydro-turbines for energy production in water supply and wastewater treatment systems.

Keywords: Hydraulic Turbines, power generation, water resource, water supply systems, waste water supply systems, pressure reducing devices

Índice

Agradecimentos	iii
Resumo.....	iv
Abstract.....	v
Índice	vi
Lista de Figuras.....	x
Lista de Tabelas.....	xiv
Lista de Siglas e Acrónimos	xv
Capítulo 1	
Introdução	1
1.1. Enquadramento.....	1
1.2. Objetivo	1
1.3. Estrutura da dissertação	2
Capítulo 2	
Revisão bibliográfica	4
Capítulo 3	
Apresentação do grupo AdP	7
Capítulo 4	
Potencial energético em sistemas de abastecimento e saneamento	11
4.1. Sistema de abastecimento	11
4.1.1. <i>Conceitos gerais de dimensionamento de redes de abastecimento</i>	12
4.2. Sistema de saneamento.....	15
Capítulo 5	
Avaliação da energia produtível	18
5.1. Generalidades	18
5.2. Energia produtível	18
5.3. Parâmetros influenciadores.....	20
5.3.1. <i>Queda útil</i>	20

5.3.1.1. Perdas de carga	21
5.3.2. <i>Rendimento global</i>	24
5.3.3. <i>Caudal nominal</i>	26
5.3.3.1. Avaliação de caudais	27
5.3.3.1.1. Caudais médios diários	28
5.3.3.1.2. Curva de caudais classificados	29
5.3.4. <i>Energia produtível com base na curva de caudais classificados</i>	30
 Capítulo 6	
Redutores de Pressão.....	34
6.1. Válvulas Redutoras de Pressão.....	34
6.2. Câmaras de perda de carga	37
6.1. Válvulas de Controlo de Caudal	39
6.1.1. <i>Curvas características</i>	39
6.1.2. <i>Válvula de controlo de caudal do tipo multijato</i>	41
6.1.2.1. Coeficiente de perda de carga	43
 Capítulo 7	
Turbomáquinas Hidráulicas.....	45
7.1. Turbinas hidráulicas	45
7.1.1. <i>Classificação de turbinas hidráulicas</i>	45
7.1.2. <i>Turbinas de ação</i>	49
7.1.2.1. Turbina Pelton.....	49
7.1.2.2. Turbina Turgo.....	53
7.1.2.3. Turbina de fluxo cruzado.....	54
7.1.3. <i>Turbinas de reação</i>	58
7.1.3.1. Turbina Francis	58
7.1.3.2. Turbina Kaplan e de Hélice.....	60
7.1.3.3. Turbina-bomba.....	61
7.1.4. <i>Rendimentos</i>	64
7.1.5. <i>Gamas de aplicação</i>	68
7.1.6. <i>Critérios de seleção</i>	70

Capítulo 8

Geradores	76
8.1. Introdução.....	76
8.2. Geradores síncronos	78
8.2.1. <i>Princípio de Funcionamento</i>	78
8.3. Geradores assíncronos	81
8.3.1. <i>Princípio de Funcionamento</i>	81
8.4. Comparação entre geradores síncronos e assíncronos	84

Capítulo 9

Caso de estudo	86
9.1. Caracterização dos sistemas	86
9.1.1. <i>Sistema de abastecimento</i>	86
9.1.1.1. Caracterização do sistema da Circunvalação	87
9.1.2. <i>Sistema de Saneamento</i>	89
9.1.2.1. Caracterização do sistema de Alcântara	90
9.1.3. <i>Dados de base</i>	91
9.1.4. <i>Análise de dados</i>	92
9.1.4.1. Reservatório de Amadora	92
9.1.4.2. ETAR de Alcântara.....	96
9.2. Energia produtível em ano médio	99
9.2.1. <i>Reservatório de Amadora</i>	99
9.2.1.1. Seleção da turbina	99
9.2.1.2. Definição da área de exploração	102
9.2.1.3. Cálculo da energia produtível.....	104
9.2.2. <i>ETAR de Alcântara</i>	106
9.2.2.1. Seleção da turbina	106
9.2.2.2. Definição da área de exploração	109
9.2.2.3. Cálculo da energia produtível.....	113

Capítulo 10

Conclusão	116
-----------------	-----

Bibliografia	118
Anexo I.....	A.1
Curvas de caudais cronológicos.....	A.1
Anexo II.....	A.7
Curvas de caudais classificados.....	A.7

Lista de Figuras

Figura 3.1 – Mapa das empresas de Sistemas de Abastecimento de Água e de Saneamento de Águas residuais do grupo AdP no final de 2014.	8
Figura 3.2 – Mapa das empresas de Sistemas de Abastecimento de Água e de Saneamento de Águas residuais do grupo AdP em 2016 [1].	9
Figura 4.1 – Soluções para a definição da seção de conduta [4].	13
Figura 4.2 – Soluções para a definição da seção de conduta intercentando um ponto alto de perfil [4].	14
Figura 4.3 – Esquema de uma instalação de uma turbina hidráulica [5].	16
Figura 5.1 – Curva Característica típica de uma Instalação [7].	21
Figura 5.2 – Ábaco para a determinação coeficiente de perda de carga localizada à saída de depósitos [8].	23
Figura 5.3 – Variação do rendimento em função caudal [9].	25
Figura 5.4 – Curva cronológica de caudais [10].	29
Figura 5.5 – Curva de caudais classificados (adaptado de [10]).	30
Figura 5.6 – Curva de caudais classificados com a área de exploração marcada [10].	31
Figura 5.7 – Determinação da energia produtível com base na curva de caudais classificados [6].	33
Figura 6.1 – a) VRP controlada por mola, b) VRP controlada por pistão e c) VRP controlada por diafragma [11].	35
Figura 6.2 – Diferentes estados de funcionamento de uma VRP convencional [11].	35
Figura 6.3 – Modo de funcionamento ativo de diferentes sistemas de válvulas redutoras de pressão [11].	36
Figura 6.4 – Exemplo de uma Câmara de Perda de Carga [12].	37
Figura 6.5 – Determinação da localização de uma perda de carga numa conduta adutora por gravidade [12].	38
Figura 6.6 – Ensaio para a determinação do coeficiente K_v [14].	40
Figura 6.7 – Curvas características inerentes: 1) abertura rápida, 2) linear, 3) igual percentagem e 4) mista (linearizada na origem e igual percentagem) [14].	40
Figura 6.8 – Válvula de controlo de caudal MONOVAR [15].	42
Figura 6.9 – Caudal que atravessa a válvula em função da percentagem da abertura [15].	43

Figura 6.10 – Relação entre o coeficiente de perda de carga e a abertura da válvula [15].	44
Figura 7.1 – escoamento radial [16].	46
Figura 7.2 – escoamento misto [16].	46
Figura 7.3 – escoamento axial [16].	46
Figura 7.4 – escoamento tangencial [16].	47
Figura 7.5 – Distribuição das pressões e velocidades absolutas em turbina de ação e reação [18].	48
Figura 7.6 – Rotor de uma turbina Pelton [19].	49
Figura 7.7 – Instalação de uma turbina Pelton [20].	50
Figura 7.8 – Evolução do rendimento em função da razão $k=u/v$.	51
Figura 7.9 – Injetor da uma turbina Pelton [21].	51
Figura 7.10 – Instalação de uma turbina Pelton de 6 injetores [21].	52
Figura 7.11 – Princípio de funcionamento de uma turbina Turgo [22].	53
Figura 7.12 – Turbina Turgo diretamente acoplado ao gerador [23].	53
Figura 7.13 – Rendimento da uma turbina Turgo [24].	54
Figura 7.14 – Rotor de uma turbina fluxo-cruzado [25].	55
Figura 7.15 – Componentes de uma turbina de fluxo cruzado [26].	55
Figura 7.16 – Princípio de funcionamento de uma turbina Fluxo-cruzado [22].	56
Figura 7.17 – Gama de rendimento de uma turbina fluxo-cruzado [23].	57
Figura 7.18 – Elementos constituintes de uma turbina Francis (adaptado de [5]).	58
Figura 7.19 – Distribuidor [28].	59
Figura 7.20 – Roda da turbina Francis.	59
Figura 7.21 – Diâmetro de uma turbina em função da velocidade específica (adaptado de [5]).	60
Figura 7.22 – Roda de pás ajustáveis de uma turbina Kaplan [29].	60
Figura 7.23 – Elementos constituintes de turbina Kaplan [23].	61
Figura 7.24 – Comparação de uma bomba a operar como bomba e como turbina [31].	63
Figura 7.25 – Comparação das curvas de altura, potência e rendimento em função do caudal da bomba e da turbina-bomba [32].	63
Figura 7.26 – Variação do rendimento em função do caudal para diferentes turbinas [33].	66
Figura 7.27 – Gama de aplicação de turbinas em função do caudal e da queda útil [2].	69

Figura 7.28 – Geometria do rotor de uma turbomáquina em função da velocidade específica N_s [34].	73
Figura 7.29 – Seleção da turbina hidráulica em função da velocidade específica adimensional Ω [35].	74
Figura 7.30 – Diagrama de Cordier para turbinas Kaplan e Francis [35].	75
Figura 8.1 – Transformação de energia no gerador [36].	77
Figura 8.2 – Máquina síncrona trifásica com um par de polos [37].	78
Figura 8.3 – a) Distribuição espacial da indução magnética. b) Tensão induzida [37].	79
Figura 8.4 – Máquina síncrona trifásica com dois pares de polos [37].	80
Figura 8.5 – Distribuição espacial da indução magnética B para uma máquina de quatro polos.	80
Figura 8.6 – Máquina síncrona de rotor cilíndrico com um par de polos [37].	81
Figura 8.7 – Rotor bobinado.	82
Figura 8.8 – Rotor em gaiola de esquilo.	82
Figura 9.1 – Sistema da rede de adução da EPAL em 2013 [38].	87
Figura 9.2 – Esquema do reservatório de Amadora.	88
Figura 9.3 - Sistema Multimunicipal de Saneamento de Águas Residuais da Grande Lisboa e Oeste [39].	89
Figura 9.4 – Vista área da ETAR de Alcântara [39].	90
Figura 9.5 – Planta da descarga da ETAR de Alcântara.	91
Figura 9.6 – Evolução do caudal e da pressão ao longo do ano 2014.	92
Figura 9.7 – Evolução filtrada do caudal e da pressão ao longo do ano 2014.	93
Figura 9.8 – Evolução dos caudais entre 2012 e 2014.	94
Figura 9.9 – Evolução dos caudais classificados entre 2012 e 2014.	95
Figura 9.10 – Evolução das pressões classificadas entre 2012 e 2014.	95
Figura 9.11 – Evolução das curvas de caudais e pressões classificados.	96
Figura 9.12 – Evolução do caudal médio diário ao longo dos anos de 2011, 2012, 2013 e 2014.	97
Figura 9.13 – Evolução do caudal médio diário filtrada para anos de 2011, 2012, 2013 e 2014.	97
Figura 9.14 – Evolução dos caudais na ETAR de Alcântara entre 2011 e 2014.	98
Figura 9.15 – Evolução dos caudais classificados entre 2011 e 2014.	99

Figura 9.16 – Curva de caudais classificados referentes aos anos de 2012, 2013 e 2014.	101
Figura 9.17 – Rendimento de uma turbina Francis.....	103
Figura 9.18 – Área de exploração traçada na curva de caudais classificados relativa aos anos de 2012, 2013 e 2014.....	104
Figura 9.19 – Curva de caudais e pressões classificados discreta referente aos anos 2012, 2013 e 2014.....	105
Figura 9.20 – Curva de caudais classificados da ETAR de Alcântara entre 2011 e 2014.	106
Figura 9.21 – Rendimento da turbina de hélice.	110
Figura 9.22 – Rendimento da turbina Cross-flow.	110
Figura 9.23 – Área de exploração da turbina de hélice relativa aos anos de 2011, 2012, 2013 e 2014.....	112
Figura 9.24 – Área de exploração da turbina de Cross-flow relativa aos anos de 2011, 2012, 2013 e 2014.....	112
Figura 9.25 – Curva de caudais classificados discreta da turbina de hélice referente aos anos 2011, 2012, 2013 e 2014.....	114
Figura 9.26 – Curva de caudais classificados discreta da turbina Cross.flow referente aos anos 2011, 2012, 2013 e 2014.....	114

Lista de Tabelas

Tabela 5.1 – Limites de exploração das turbinas [10].....	32
Tabela 7.1 – Classificação de turbinas hidráulicas.	48
Tabela 7.2 – Parâmetros da equação geral do rendimento [10].....	68
Tabela 7.3 – Gama de utilização dos diferentes tipos de turbinas [22].	69
Tabela 7.4 – Tipo de geometria da turbina em função da velocidade específica.....	73
Tabela 8.1 – Classificação das máquinas elétricas [36].	77
Tabela 9.1 – Parâmetros para o cálculo da velocidade específica da turbina do reservatório de Amadora.....	101
Tabela 9.2 – Limites de exploração da turbina Francis.	103
Tabela 9.3 – Parâmetros para o cálculo da velocidade específica da ETAR de Alcântara.....	107
Tabela 9.4 – Limites de exploração da turbina Francis.	111
Tabela 9.5 – Caudais mínimos e máximos das turbinas de hélice e Cross-flow.....	111

Lista de Siglas e Acrónimos

AdP	<i>Águas de Portugal</i>
CCI	<i>Curva Característica da Instalação</i>
CPC	<i>Câmara de Perda de Carga</i>
EPAL	<i>Empresa Portuguesa das Águas Livres</i>
ETAR	<i>Estações de Tratamentos de Águas Residuais</i>
f.e.m.	<i>Força eletromotriz</i>
PEPE	<i>Plano de Eficiência e Produção de Energia</i>
RGSPDADAR	<i>Regulamento Geral dos Sistemas Públicos e Prediais de Distribuição de Águas e de Drenagem de Águas Residuais</i>
rpm	<i>Rotação por minuto</i>
SIMARSUL	<i>Saneamento da Península de Setúbal</i>
SIMDOURO	<i>Saneamento do Grande Porto</i>
SIMTEJO	<i>Saneamento Integrado dos Municípios do Tejo e Trancão</i>
VRP	<i>Válvula Redutora de Pressão</i>

Lista de Símbolos

h_f	Perda de carga em contínuo
h_m	Perda de carga localizada
h_{total}	Perda de carga total
E_i	Energia num dado intervalo de tempo
H_b	Altura de queda bruta
$H_{efetiva}$	Altura de queda efetiva
H_i	Altura de queda num dado intervalo de tempo
$H_{máx}$	Altura de queda máxima
$J_{máx}$	Perda de carga unitária máxima
N_s	Velocidade específica dimensional
P_t	Potência da turbina
P_u	Potência útil
P_v	Potência à saída do veio
Q_N	Caudal nominal
Q_{dim}	Caudal de dimensionamento
Q_i	Caudal num dado intervalo de tempo
Q_{max}	Caudal máximo
Q_{med}	Caudal médio
Q_{min}	Caudal mínimo
Q_t	Caudal turbinado

V_j	Velocidade de jusante
V_m	Velocidade de montante
Z_j	Cota geométrica de jusante
Z_m	Cota geométrica de montante
k_v	Coeficiente de escoamento
k_{vs}	Coeficiente de escoamento para válvula totalmente aberta
n_s	Velocidade síncrona do campo girante
n_r	Velocidade de rotação do rotor
p_j	Pressão de jusante
p_m	Pressão de montante
η_i	Rendimento num dado intervalo de tempo
Δt_i	Intervalo de tempo
Δp	Variação de pressão
Δt	Variação de tempo
D	Diâmetro
E	Energia
H	Altura de queda
J	Perda de carga unitária
L	Comprimento
N	Velocidade de rotação em rotações por minuto
P	Potência
Q	Caudal

V	Velocidade
\mathbb{V}	Volume do elemento fluido
Z	Cota geométrica
f	Coefficiente de atrito
g	Aceleração da gravidade
k	Coefficiente de perda de carga
p	Pressão
q	Caudal de fugas
s	Escorregamento
v	Velocidade média do escoamento

Letras Gregas

γ	Peso volúmico
η_g	Rendimento global
η_t	Rendimento da turbina
η_{man}	Rendimento manométrico
η_{vol}	Rendimento volumétrico
η_{mec}	Rendimento mecânico
ρ	Massa volúmica
ρ_0	Massa volúmica a uma temperatura compreendida entre 5 e 30 ° C
Ω	Velocidade específica
ω	Velocidade de rotação em radianos por segundo

Δ	Diâmetro específico
θ	Radianos elétricos
θ_m	Radianos mecânicos

Capítulo 1

Introdução

1.1. Enquadramento

É sabido que Portugal é um país com escassos recursos energéticos fósseis endógenos. Segundo a Direção Geral de Energia e Geologia, a escassez de recursos fósseis conduz a uma elevada dependência energética do exterior (79,4% em 2012), nomeadamente das importações de fontes primárias de origem fóssil. Face ao exposto e atendendo também as questões ambientais, importa ao país aumentar a contribuição das energias renováveis.

Segundo o PEPE – Plano de Eficiência e Produção de Energia da Águas de Portugal, o peso da energia elétrica do grupo, em 2015, correspondia a 1,4% do consumo de energia elétrica do país, totalizando 665 GWh, sendo que 406 GWh correspondia a sistemas de abastecimento de água e 218 GWh a sistemas de saneamento de águas residuais.

Atendendo ao elevado número de infraestruturas existentes nesses sistemas e sabendo, ainda, que a rede dos sistemas de abastecimento e de saneamento em Portugal é ineficiente, uma vez que existe um excessivo consumo energético associado à bombagem e, por outro lado, existem perdas de energia ao longo da rede na uniformização e controlo de pressão pela utilização de dispositivos redutores de pressão, a instalação de turbinas hidráulicas nas redes de abastecimento e de saneamento surge como uma solução quer na produção de energia elétrica, quer na eficiência dos referidos sistemas, convergindo assim com a Política Energética Nacional e diminuindo os custos operacionais associados a energia elétrica dos referidos sistemas.

Surge então o interesse deste trabalho em avaliar a energia produtível em infraestruturas de abastecimento e de saneamento a partir do aproveitamento dos recursos hídricos para demonstrar o real potencial energético existente nessas infraestruturas.

1.2. Objetivo

O objetivo do presente trabalho é evidenciar o real potencial energético existente nos atuais sistemas de abastecimento de água para consumo humano e de saneamento de águas residuais para a produção de energia elétrica, mantendo o atual regime de exploração das suas infraestruturas.

Para o efeito, solicitaram-se, a uma entidade gestora de um sistema de abastecimento e de saneamento, elementos referentes a registos de caudais e altura de queda de um dispositivo de dissipação de energia de um reservatório de água e de um ponto de descarga de uma Estação de Tratamento de Águas Residuais. Por outro lado, consideraram-se as referidas infraestruturas

como explorações a funcionar em regimes de “fio de água” tornando irrelevantes os ganhos obtidos pela capacidade de armazenamento e regularização de caudal na produção de energia elétrica.

Com base nos elementos fornecidos será proposta uma solução para o aproveitamento dos recursos hídricos e avaliada a energia produtível em ano médio em cada uma das infraestruturas do sistema de abastecimento e de saneamento.

1.3. Estrutura da dissertação

Neste subcapítulo será efetuada uma breve descrição dos capítulos desenvolvidos ao longo deste trabalho, referindo os principais pontos abordados em cada um deles.

O Capítulo 1 inclui dois subcapítulos que se poderão considerar como introdutórios. No primeiro subcapítulo é feito um enquadramento do tema em estudo, realçando a importância da diminuição da dependência energética de Portugal através do aumento da eficiência e da produção da energia elétrica a partir de fontes renováveis, nomeadamente através do aproveitamento do potencial energéticos existentes nos sistemas de abastecimento e saneamento. No segundo subcapítulo é descrito de uma forma sucinta o objetivo do trabalho desenvolvido.

No Capítulo 2, Revisão Bibliográfica, apresentam-se alguns dos trabalhos desenvolvidos, na área do tema da presente dissertação, que contribuíram para o seu desenvolvimento e que justificam algumas das opções tomadas ao longo deste trabalho.

No Capítulo 3, é feita uma apresentação do grupo Águas de Portugal fazendo um enquadramento histórico desde da sua constituição em 1993 até aos dias de hoje. Neste enquadramento são apresentados os motivos que estiveram na origem da sua criação, a sua missão e os seus objetivos no setor empresarial do Estado, destacando-se a estratégia do grupo Águas de Portugal na área das energias renováveis, nomeadamente no aproveitamento dos seus ativos e recursos endógenos.

No Capítulo 4, é identificado o potencial energético existentes nos sistemas de abastecimento apresentando-se, para o efeito, alguns conceitos gerais de dimensionamento de redes de abastecimento que justificam a uso de dispositivos de dissipação de energia neste tipo de infraestrutura. Por outro lado, são apresentados alguns conceitos teóricos de hidráulica no sentido se perceber o potencial energético existente nos sistemas de drenagem de águas residuais associados aos enormes volumes de água tratada e as pequenas alturas de queda das descargas de Estações de Tratamento de Águas Residuais

O Capítulo 5 é dedicado a avaliação da energia produtível, apresentando-se alguns conceitos teóricos para o cálculo da energia produtível e ainda os parâmetros influenciadores da produção dessa energia, nomeadamente a queda útil, o rendimento e o caudal. Ao longo do capítulo, é feita uma descrição da influência de cada um dos parâmetros na energia produtível,

destacando-se a importância do parâmetro caudal quer pela sua relevância na definição da turbina, quer pelo facto de os outros parâmetros serem funções do caudal. Assim, são desenvolvidos alguns subcapítulos descrevendo a abordagem para a avaliação dos caudais e a definição do caudal nominal. É descrito, ainda, o processo para a obtenção das curvas de caudais classificados que estarão na base da definição da área de exploração da turbina e consequente na definição da energia produtível para a infraestrutura.

No Capítulo 6, são abordados os dispositivos de dissipação de energia utilizados neste tipo de infraestrutura dado que cada um desses dispositivos é um potencial alvo a uma substituição por uma turbomáquina hidráulica. Neste capítulo, é feita uma descrição do princípio de funcionamento de cada um desses dispositivos redutores de pressão e do seu papel no funcionamento da rede de abastecimento e de saneamento, a fim de ser perceber o impacto e a viabilidade da sua substituição por outro equipamento de redução de pressão como são as turbomáquinas hidráulicas.

O Capítulo 7 é dedicado as turbomáquinas hidráulicas, mais concretamente as turbinas hidráulicas. Ao longo deste capítulo, é feita uma descrição dos diferentes tipos de turbinas existentes no mercado e do princípio de funcionamento de cada uma delas. É apresentado o conceito de rendimento da turbina bem como os diferentes rendimentos que intervêm no rendimento global da mesma. Dada a relevância da variação do caudal no rendimento das diferentes turbinas, é feita uma descrição da evolução do rendimento em função do caudal e uma comparação do valor máximo atingido, evidenciando a aplicabilidade de cada uma delas no que diz respeito ao parâmetro caudal. Finalmente, são ainda apresentados as diferentes gamas de aplicação e os critérios de seleção das turbinas.

O Capítulo 8 é dedicado as máquinas elétricas, mais precisamente aos geradores, pelo facto de o gerador ser parte integrante do processo de produção de energia elétrica. Neste processo, os geradores estão acoplados as turbinas, fazendo depender, por isso, a sua escolha às especificações impostas à turbina, nomeadamente, a velocidade de rotação. Neste capítulo são abordadas as duas grandes famílias de geradores, as máquinas síncronas e assíncronas. São descritos os princípios de funcionamento de cada uma das máquinas, as suas vantagens e desvantagens, no sentido de se perceber a influência da turbina na seleção tipo de gerador.

No Capítulo 9, dedicado ao caso de estudo, pretende-se evidenciar o potencial energético existente em sistemas de abastecimento de água para o consumo humano e em sistemas de drenagem de águas residuais, através da avaliação da energia produtível em ano médio para uma infraestrutura dos referidos sistemas. Este capítulo inicia-se fazendo uma breve caracterização dos sistemas, infraestruturas e dispositivos envolvidos no caso de estudo e segue com a análise dos elementos fornecidos para avaliação do potencial energético existente e a definição da energia produtível para as referidas infraestruturas com base em soluções apresentadas e propostas a partir dos elementos fornecidos.

No Capítulo 10, indicam-se as principais conclusões do trabalho desenvolvido.

Capítulo 2

Revisão bibliográfica

O presente capítulo tem como objetivo dar a conhecer alguns dos trabalhos já desenvolvidos nesta área e que, de alguma forma, influenciaram e justificam algumas das opções tomadas ao longo deste trabalho. Esta revisão bibliográfica pretende ainda fazer um enquadramento do tema abordado apresentando e descrevendo, de uma forma sucinta, o objetivo e a metodologia empregue nos referidos trabalhos e que também serviram de fonte bibliográfica para o desenvolvimento do presente trabalho.

No trabalho desenvolvido por Francisco Manuel Oliveira Piqueiro (1991), o autor pretendeu refletir sobre a problemática da produtividade de um pequeno aproveitamento hidroelétrico apresentando uma análise sobre a influência da câmara de carga no valor esperado da produção de energia elétrica. No desenvolvimento desse trabalho, o autor abordou alguns temas importantes que, de alguma forma, influenciaram o presente trabalho. Salienta-se a importância da avaliação dos caudais, nomeadamente a análise dos caudais, em que a consideração da exploração como um aproveitamento a funcionar em regime de “fio de água” leva a necessidade de conhecer os caudais médios diários em vez dos volumes afluídos e da capacidade de armazenamento da instalação, caudais esses que permitem construir as curvas dos caudais classificados e que, por sua vez, servem de base à definição da área de exploração do aproveitamento hidroelétrico e dos valores característicos como sejam os caudais máximos e mínimos turbináveis, e ainda o caudal médio dos caudais registados, a partir dos quais se pode definir a solução a adotar e avaliar a energia produtível em ano médio. Por outro lado, não menos importante, o tema da avaliação da produção energética em que são abordados e realçada a influência dos parâmetros altura de queda, rendimento e caudal no cálculo da energia produtível e a relação de dependência entre os referidos parâmetros.

O autor, Adriano Filipe Monteiro de Oliveira (2008), no seu trabalho, propôs-se avaliar a aplicabilidade de microssistemas hidroelétricos, suportados em bombas a funcionar como turbina, num sistema de abastecimento em “alta” com o objetivo de recuperar parcialmente os desníveis energéticos, confrontando aspetos do foro económico, bem como os relacionados com a conversão e colocação da energia elétrica na rede. Para o efeito, o autor elaborou o seu estudo numa instalação de um sistema abastecimento existente tendo como elementos de base as características do sistema, a partir do qual definiu o caudal máximo da adutora e a curva característica da instalação, e ainda uma estimativa da população servida, partir da qual definiu os consumos e o diagrama de consumo ao longo do dia. Posteriormente, definiu três cenários hipotéticos. No primeiro caso, os caudais turbináveis eram constantes ao longo das vinte e quatro horas. No segundo caso, os caudais turbináveis eram constantes ao longos doze horas e no terceiro caso os caudais turbinados acompanhavam satisfatoriamente os caudais cedidos à rede.

Para cada um dos casos, foi proposta uma turbomáquina para a produção de energia elétrica, tendo sido uma bomba a funcionar como turbina para os dois primeiros casos e uma turbina Francis para o terceiro caso. Foi feita uma análise técnico-económica para os três casos a partir da qual o autor concluiu que o rendimento proveniente do investimento financeiro era insignificante para todos eles e que a mesma não permitiu elucidar qual das três era a melhor solução proposta. Contudo, concluiu que todas soluções apresentadas podiam ser interessantes para a autossuficiência energética da instalação.

O autor João Pedro do Couto Pinta da Rocha (2008), propôs-se definir uma metodologia e constituir um manual de consulta para a elaboração de estudos de pré-viabilidade económica de projeto de sistemas de produção de eletricidade descentralizada baseada em energia hídrica. Para o efeito, o autor desenvolveu uma aplicação em Excel a partir da qual efetuava o cálculo do potencial hidroelétrico e a viabilidade económica de um projeto. No sentido de validar a aplicação e de efetuar uma avaliação a cenários de investimento, o autor desenvolveu o seu trabalho analisando três casos de estudo. No primeiro caso, definiu dezasseis cenários de investimento, estimando quatro valores diferentes de caudais e quatro alturas quedas para cada um dos referidos caudais, no sentido de identificar quais as situações suscetíveis de possuírem viabilidade económica. No segundo caso, o autor analisou três cenários, onde o valor do caudal, da queda e o diagrama de consumo eram iguais e considerou três grupos geradores da mesma referência, mas com diferentes potências. Neste segundo caso, explicou quais as considerações a ter na escolha de um grupo gerador de modo a que, a partir deste, o projeto a implementar fosse o mais rentável. No terceiro caso, o autor pretendia fazer uma análise técnico-económica à instalação de um grupo gerador na entrada de reservatório pertencente ao sistema de abastecimento em alta da entidade gestora Águas de Gaia, E.M., no entanto, dada a falta de resposta do fabricante dos grupos geradores, teve de considerar um novo cenário hipotético. Feita a análise aos vários casos de estudo, o autor concluiu que, no primeiro caso, o retorno financeiro positivo aumentava à medida que aumentava a população, isto é, o caudal médio considerado e que a altura de queda considerada aumentava, levando a possibilidade de adoção de grupo geradores de maior potência. No segundo caso, o autor concluiu que o grupo de maior potência que também produziu a maior quantidade de energia para o mesmo período, apesar de funcionar menos horas, era também o mais rentável durante o período de vida útil. No terceiro caso de estudo, o autor considerou o mesmo caudal do reservatório de Águas de Gaia, E.M. mas alterou a queda para um valor inferior. Assim, considerando a alteração imposta, o autor constatou que o terceiro caso se resumia ao segundo caso pelo que as conclusões retiradas foram as mesmas.

No trabalho desenvolvido, a autora Maria de Matos Costa Correia (2009) propôs-se fazer uma análise técnico-económica na implementação de um grupo hidrogerador num sistema de adutor da Águas do Zêzere e Côa. Para o efeito considerou dois cenários, no primeiro considerou a substituição de uma câmara de perda de carga (CPC) por uma bomba a funcionar como turbina e no segundo a substituição do mesmo dispositivo por uma turbina. Relativamente ao primeiro cenário, não foi feita qualquer análise dada a falta de resposta do fabricante. No que concerne o

segundo cenário, foi proposto pelo fabricante um grupo gerador com uma turbina Pelton acoplado a um gerador assíncrono. Na análise técnico-económica realizada, a autora conclui que a implementação da referida solução era um investimento economicamente viável apesar do elevado tempo de retorno do capital.

No seu trabalho, o autor José João Prata Oliveira Laranjeira da Silva (2011) sugere a substituição de uma válvula redutora de pressão (VRP) por uma turbina. Para o efeito, o autor apresenta uma metodologia que permite selecionar e projetar microturbinas do tipo Kaplan e Cross-flow para sistemas de abastecimento de água, e apresentar a produção energética anual, o investimento necessário, o tempo de retorno e a rentabilização ao final de um período de vinte e cinco anos. Para a validação da metodologia, o autor estuda dois casos, sendo que o primeiro caso é um cenário hipotético e o que no segundo caso, a ferramenta utiliza os dados de projeto de um caso real e compara-os com esse caso real. A ferramenta devolve resultados para cinco cenários em que os diagramas de consumo são função da época de verão, inverno e intermédia e também dos dias úteis e de fim-de-semana. Assim, para o primeiro caso de estudo com um cenário hipotético, o autor compara cinco propostas de turbinas Kaplan, com diferentes potências em função do caudal da época (5 cenários) e conclui que a solução mais favorável é a turbina de menor potência, a segunda que produz mais energia e a que produz mais receita. Dada que a referida turbina é a que tem menor investimento global é a solução que tem um tempo de retorno menor. No que concerne o segundo caso, o autor apresenta duas soluções. Uma solução que propõe uma turbina Kaplan que, para o mesmo caudal, apresenta uma potência ligeiramente superior à do caso real, sendo que a energia produzida também é maior mas também tem um investimento superior, e uma segunda solução que propõe uma turbina Cross-flow em que a potência, a energia produzida e o investimento são semelhantes à do caso real para o mesmo caudal.

Em forma de síntese, na leitura dados trabalhos apresentados, verifica-se que a grande maioria baseia o seu estudo em cenários e regime de exploração hipotéticos de sistema de abastecimento de água, focando a seu estudo essencialmente na viabilidade económica das soluções apresentadas. Por outro lado, a abordagem na definição das soluções técnicas é diferente e os registos considerados para o efeito são, por vezes, estimados ou são referentes a um período reduzido. Neste aspeto, seria interessante o desenvolvimento de um trabalho em que o estudo tivesse como base cenários reais de sistemas de abastecimento e também de saneamento sem alteração do seu regime de exploração e que tivesse uma base muito alargada de registos (vários anos). Por outro lado, seria ainda interessante se a abordagem fosse diferente, isto é, que a determinação dos caudais caraterísticos para a definição das soluções tivesse como base as curvas dos caudais classificados e não os diagramas de consumos.

Capítulo 3

Apresentação do grupo AdP

A AdP¹ foi constituída em 1993, ao abrigo do direito comercial privado com acionistas públicos, tendo como prioridade aumentar, de forma sustentável, em quantidade e qualidade, os níveis de atendimento da população portuguesa nos sectores de abastecimento de água e de saneamento de águas residuais.

No sentido de ultrapassar a fragmentação que caracterizava aqueles setores, foram criados os Sistemas Multimunicipais de Abastecimento de Água e de Saneamento de Águas Residuais que agregaram os serviços em “alta”² de abastecimento de água para consumo público e de saneamento de águas residuais em empresas especializadas de dimensão regional, constituídas em parceria com os municípios.

Em 2014, o grupo AdP agregava mais de 40 empresas que atuavam nos domínios do abastecimento de água, do saneamento de águas residuais, do tratamento e valorização de resíduos, na área das energias renováveis, em serviços partilhados e em mercados internacionais.

Na Figura 3.1, é possível observar as diferentes empresas do grupo AdP que atuavam nos domínios do abastecimento de água, do saneamento de águas residuais no território continental.

¹ Águas de Portugal

² Os serviços são designados em “alta” quando os clientes são entidades gestoras ou municípios

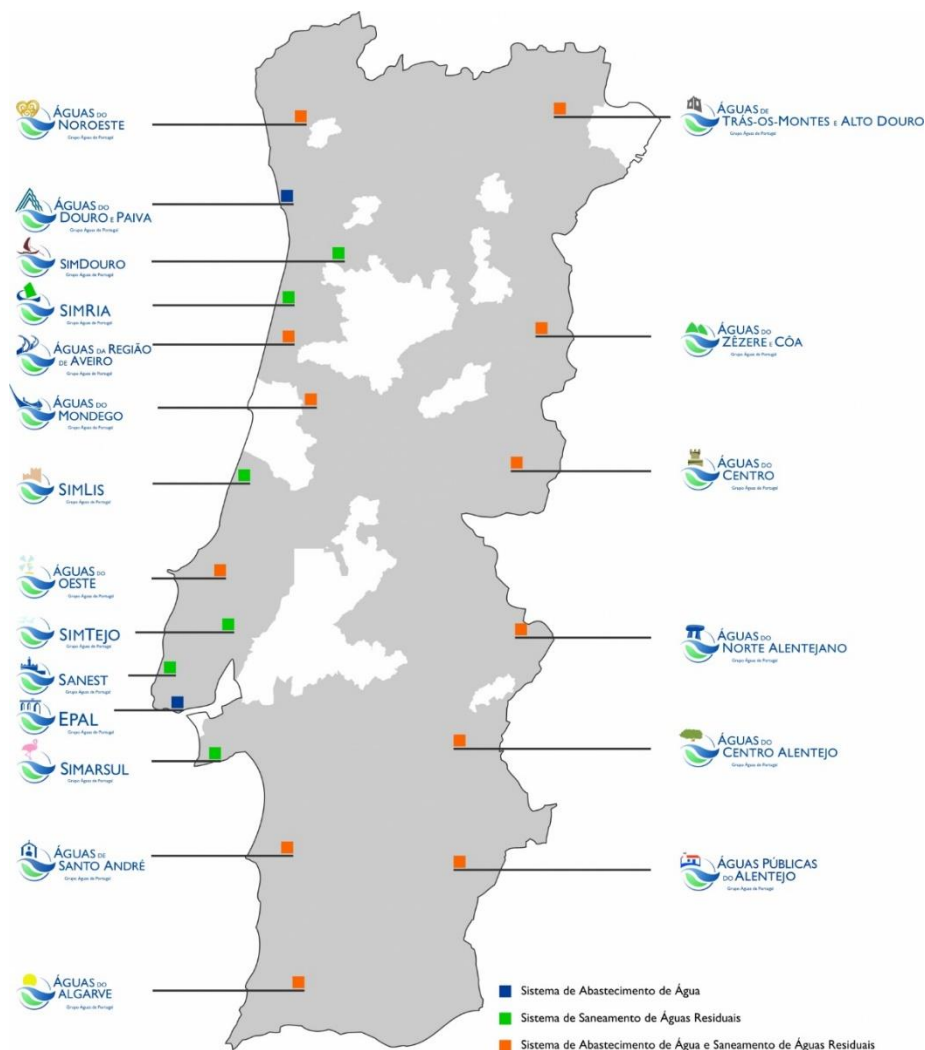


Figura 3.1 – Mapa das empresas de Sistemas de Abastecimento de Água e de Saneamento de Águas residuais do grupo AdP no final de 2014.

Em 2015, é legislada a reorganização territorial dos sistemas de abastecimento e saneamento em “alta” do grupo AdP, por via de um processo de agregação em sistemas de maior dimensão.

No final de 2016, o grupo AdP integrava oito entidades gestoras regionais que tinham como utilizadores 218 municípios em abastecimento de água, servindo uma população de 7,5 milhões de habitantes, e 223 municípios em saneamento de águas residuais, com uma população servida de 6,3 milhões de habitantes, considerando para o efeito quer os sistemas em “alta” quer em “baixa” [1].

No final de 2016, a distribuição geográfica das entidades gestoras pertencentes ao universo do grupo AdP era a seguinte:

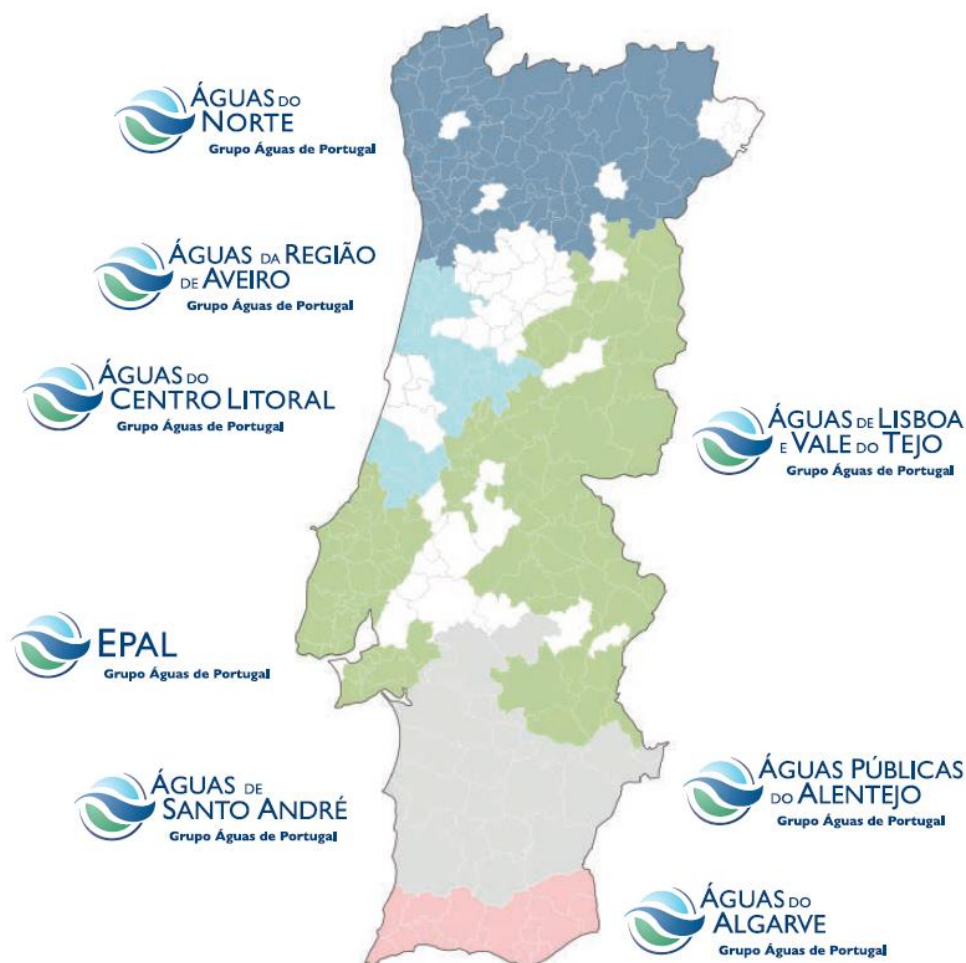


Figura 3.2 – Mapa das empresas de Sistemas de Abastecimento de Água e de Saneamento de Águas residuais do grupo AdP em 2016 [1].

No ano de 2016, são aprovadas, em Assembleia-Geral de acionistas, a criação de quatro novas empresas, a Águas do Douro e Paiva e a SIMDOURO, por cisão da empresa Águas do Norte e, a Águas do Tejo Atlântico e a SIMARSUL, por cisão da Águas de Lisboa e Vale do Tejo tendo como base critérios de eficiência, de equidade e de solidariedade entre sistemas, passando o grupo AdP a ser constituído por 12 empresas no sector de atividade do abastecimento de água e de saneamento de águas residuais [1].

Integrando o setor empresarial do Estado, o grupo AdP assume um papel de grande contribuidor para os objetivos operacionais dos planos estratégicos sectoriais do País, os quais nos domínios de abastecimento de água e de saneamento de águas residuais são servir cerca de 95 por cento da população com sistemas públicos de abastecimento de água e cerca de 90 por cento da população com sistemas públicos de saneamento de águas residuais.

Na área do abastecimento de água e saneamento de águas residuais, o grupo AdP atua em todas as fases do ciclo urbano da água, integrando a captação, o tratamento, o transporte e a distribuição de água para consumo público e a recolha, o tratamento e rejeição de águas

residuais urbanas e industriais, incluindo a sua reciclagem e reutilização.

A estratégia do grupo AdP, na área das energias renováveis, tem por objetivos maximizar o aproveitamento dos seus ativos e recursos endógenos, nomeadamente dos subprodutos dos processos de tratamento de águas e de resíduos, e contribuir para o desenvolvimento sustentável, através da racionalização dos consumos energéticos e da redução ou compensação das emissões de gases com efeito estufa.

É no âmbito desta estratégia, que este trabalho pretende dar um contributo, nomeadamente, para o aproveitamento do potencial energético existente nas fases de transporte e distribuição de água de abastecimento e nas fases de recolha e rejeição de água de residuais.

Capítulo 4

Potencial energético em sistemas de abastecimento e saneamento

Neste capítulo pretende-se abordar alguns conceitos gerais do dimensionamento das redes de abastecimento a fim de se perceber a necessidade do uso de dispositivos de dissipação de energia neste tipo de infraestrutura e, conseqüentemente, identificar os potenciais locais de aproveitamento de energia para a produção de eletricidade.

Por outro lado, apresentam-se ainda alguns conceitos teóricos de hidráulica no sentido de se perceber, também, o potencial energético existente nos sistemas de drenagem de águas residuais normalmente associados aos enormes volumes de água tratada e as pequenas alturas de queda na sua restituição ao meio hídrico, isto é, na descarga de ETAR³.

4.1. Sistema de abastecimento

As entidades gestoras dos sistemas de abastecimento de água apresentam-se com a finalidade de colocar à disposição do maior número de cidadãos da sua área de jurisdição a água necessária. Esta terá de ser fornecida em quantidade suficiente, pressão adequada, qualidade satisfatória, sem interrupções e em condições eficientes em termos de recursos naturais, humanos, tecnológicos e financeiros.

Um sistema de abastecimento de água é todo o conjunto de obras, de condutas, acessórios, reservatórios, bombas, entre outros, que tem como objetivo assegurar o transporte e a distribuição de água dentro de condições sanitárias de qualidade desde da captação, passando pelos reservatórios de distribuição até aos utilizadores, em quantidade e pressão adequada [2].

Os sistemas adutores e de distribuição de água, com excesso de energia ou carga hidráulica, necessitam do controlo da pressão através de estruturas ou órgãos hidráulicos dissipadores que provoquem o abaixamento da linha piezométrica. A limitação da pressão no interior de condutas ou sistemas hidráulicos prende-se essencialmente com fatores de ordem económica e de segurança do respetivo equipamento [3].

³ Estações de Tratamentos de Águas Residuais

Assim, segundo o RGSPDADAR⁴, para a uniformização e controlo da pressão, deve-se recorrer a redutores de pressão nomeadamente a válvulas redutores de pressão ou câmaras de perda de carga, dispositivos que têm como finalidade reduzir a pressão de forma a não exceder, para jusante, um valor prefixado ou ainda a reservatórios para equilibrar as pressões na rede de distribuição.

Em áreas muito acidentadas recorre-se a divisão da rede em zonas por patamares de pressão, localizando-os para que as pressões na rede se encontrem entre os limites mínimos e máximos admissíveis.

4.1.1. *Conceitos gerais de dimensionamento de redes de abastecimento*

O dimensionamento hidráulico das condutas adutoras assenta na definição do caudal de dimensionamento e na determinação da secção mais económica para transportar esse caudal. A definição do caudal de dimensionamento deve, por sua vez, ter em consideração o horizonte de projeto, o volume diário a transportar e ainda ao período diário de adução. Por outro lado, a determinação da secção mais económica consiste no cálculo do diâmetro que minimiza o custo global do sistema.

Assim, para atingir o objetivo do dimensionamento hidráulico das condutas adutoras, torna-se necessário conhecer o caudal de dimensionamento, os limites admissíveis da velocidade de escoamento no interior da conduta e as perdas de carga ao longo da instalação. Conhecidos esses valores, o dimensionamento hidráulico resume-se à determinação do diâmetro da secção considerando o máximo aproveitamento da carga disponível condicionado pelos diâmetros comerciais existentes.

Face ao exposto, os parâmetros que influenciam o dimensionamento são:

- O caudal – Q
- A velocidade – V
- A carga unitária – J
- O diâmetro – D

Definido o valor do caudal Q , o diâmetro D será determinado com base na seguinte equação:

⁴ Regulamento Geral dos Sistemas Públicos e Prediais de Distribuição de Águas e de Drenagem de Águas Residuais – Decreto Regulamentar nº 23/95 de 23 de agosto.

$$Q = V \frac{\pi D^2}{4} \quad (4.1)$$

e na lei da resistência:

$$J = \frac{8f}{g \pi^2 D^5} Q^2 \quad (4.2)$$

fixando um dos parâmetros J ou V , de seguida verifica-se se o outro parâmetro assume um valor aceitável.

Relativamente à velocidade, o valor máximo não deve ultrapassar 1,5 m/s. No que respeita aos valores mínimos, não existe qualquer recomendação, sendo, no entanto, habitual procurar-se garantir um valor mínimo de 0,3 m/s de modo a evitar o depósito de materiais de pequena dimensão arrastados com o escoamento.

Para uma melhor compreensão do exposto, considere-se a instalação da Figura 4.1 onde existe uma conduta que transporte o caudal Q entre os dois reservatórios. A diferença entre as cotas dos dois reservatórios representa a carga disponível H_{disp} , ou seja, o valor da perda de carga máxima admissível $\Delta H_{máx}$ para que o escoamento se possa efetuar por gravidade.

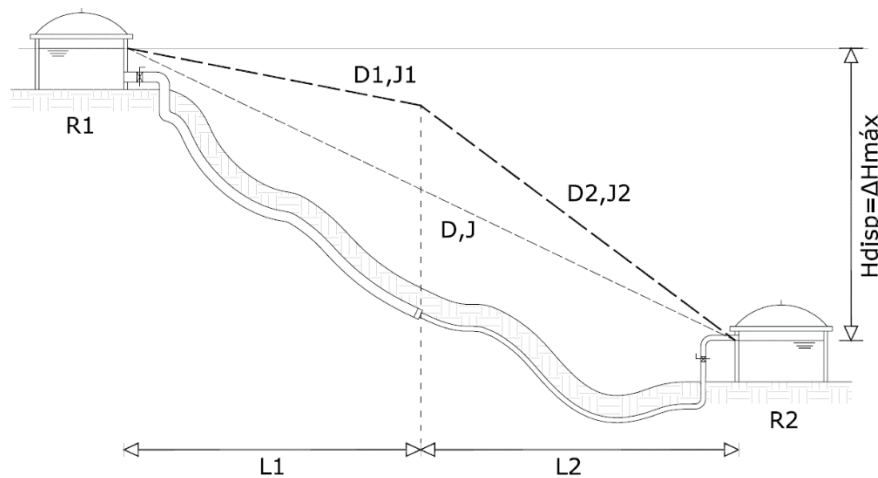


Figura 4.1 – Soluções para a definição da seção de conduta [4].

Desprezando as perdas de carga localizadas, o valor da perda de carga unitária máxima entre os dois reservatórios é dado pela seguinte expressão:

$$J_{máx} = \frac{\Delta H_{máx}}{L} \quad (4.3)$$

Determinada a perda de carga e obtido o diâmetro através da lei da resistência (4.2), obtém-se a velocidade por substituição do diâmetro na equação (4.1). Se o valor obtido

corresponder a um diâmetro comercial e a velocidade de escoamento for inferior a 1,5 m/s então estará determinada a seção de menor custo da instalação para as condições assumidas.

Se ao contrário o valor obtido não corresponder ao valor comercial, então poderão surgir duas soluções.

Uma das soluções consistirá na seleção dos diâmetros comerciais imediatamente acima e abaixo da solução anterior, o que conduzirá a definição de uma adutora com dois diâmetros. Do ponto visto técnico, esta solução só terá interesse se o comprimento L_2 for significativo. Caso contrário, a solução passará por dimensionar toda a conduta adutora com diâmetro acima. Neste caso, a perda de carga unitária, para o referido escoamento, será inferior a perda de carga unitária máxima $J_{máx}$ pelo que será necessário introduzir uma perda de carga localizada instalando, para o efeito, uma válvula na extremidade jusante da conduta.

Agora considere-se a instalação da Figura 4.2, onde existe uma adutora que estabelece a ligação entre os dois reservatórios e cuja linha piezométrica interceta a conduta num ponto alto de seu perfil.

Nesses pontos verificam-se depressões que devem ser evitadas dado que qualquer rotura da conduta irá permitir a entrada de corpos estranhos e a contaminação da água pelo facto da pressão se encontrar a um valor inferior ao da atmosfera.

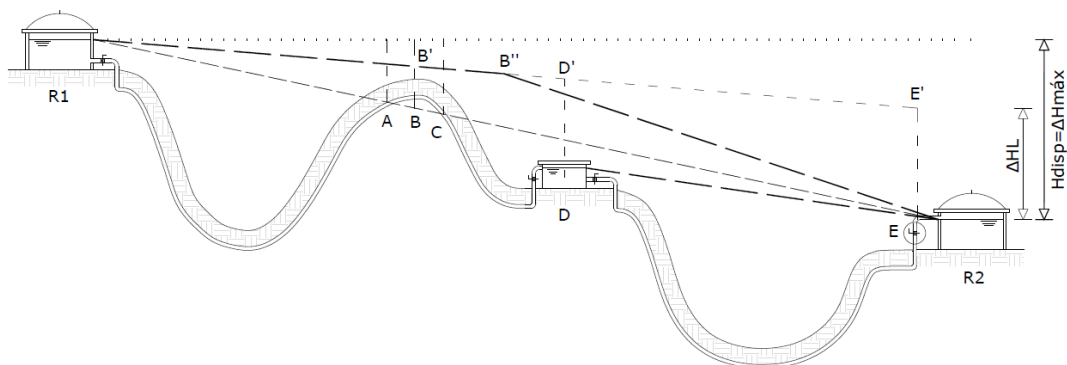


Figura 4.2 – Soluções para a definição da seção de conduta intercentando um ponto alto de perfil [4].

A resolução do problema consiste em aumentar a altura piezométrica no ponto onde ocorre a depressão através do aumento do diâmetro da conduta. Imposta a nova altura piezométrica, poderão surgir duas soluções para o troço de jusante.

A primeira solução consistirá em considerar uma conduta de menor dimensão, à semelhança do que foi considerado na instalação da Figura 4.1, o que conduzirá a definição de uma adutora com dois diâmetros, sendo que esta solução só será viável se forem respeitados os valores limites impostos para a velocidade.

A segunda solução consistirá em optar por um diâmetro igual ao troço de montante o que, como já foi referido anteriormente, conduzirá a uma diminuição da perda de carga unitária do escoamento que deverá ser compensada pela introdução de uma perda de carga no circuito.

A introdução da perda poderá resultar de duas soluções técnicas distintas. Uma das soluções consiste na instalação de uma câmara de perda de carga no circuito. A determinação da sua localização será obtida considerando uma linha paralela ao troço R_1B' a partir do reservatório R_2 que intercepta a superfície do terreno a montante. A outra solução consistirá em introduzir uma perda de carga localizada à entrada do reservatório R_2 , no ponto E , através da instalação de uma válvula parcialmente fechada [4].

Daqui importa sublinhar que, num escoamento por gravidade em que se dispõe de um desnível excessivo e se pretende reduzir a pressão de forma a não exceder um determinado valor para jusante, é necessário recorrer à utilização de redutores de pressão. Resumidamente, em sistemas de distribuição de água em “alta”, os redutores de pressão funcionam como dispositivos de dissipação de energia que tem como finalidade principal o controlo da pressão através do seu abaixamento numa zona localizada, geralmente à entrada do reservatório de jusante [3].

4.2. Sistema de saneamento

As entidades gestoras dos sistemas de saneamento de águas residuais têm como missão a recolha, o tratamento e a rejeição de águas residuais urbanas e industriais e, por isso, têm como principal objetivo garantir que a água se encontra em condições de poder ser restituída ao meio hídrico.

Nas suas atividades diárias, as entidades gestoras devolvem, ao meio hídrico, volumes consideráveis de águas tratadas com enorme potencial energético, mas que na sua grande maioria não tem qualquer aproveitamento nesse domínio.

Ao contrário dos sistemas de abastecimento que tem o seu potencial energético associado aos desníveis existentes entre o ponto de origem e o ponto de destino da conduta adutora, os sistemas de saneamento de águas residuais tem o seu potencial energético centrado nos enormes volumes de água tratada, dado que as alturas de queda na rejeição ao meio recetor são, na sua grande maioria, pequenas.

Para uma melhor compreensão do exposto anteriormente, far-se-á de seguida uma breve exposição de alguns conceitos de hidráulica.

A energia mecânica total de um elemento de fluido é dada pelo somatório da sua energia cinética, de pressão e potencial de posição, ou seja, pelo seguinte somatório:

$$E = \frac{1}{2}mV^2 + pV + mgZ$$

Onde V é o volume do elemento de fluido. Dividindo todos os termos pelo peso, mg ,

obtém-se:

$$H = \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + Z \quad (4.4)$$

O termo Z é a cota geométrica em relação a um plano horizontal de referência e representa a energia de posição por unidade do peso do fluido à cota Z . O termo $\frac{p}{\gamma}$ é designado de altura piezométrica e representa a energia de pressão por unidade de peso do fluido submetido a pressão p . Finalmente, o termo $\frac{V^2}{2g}$ é designado de altura cinética e corresponde à energia cinética por unidade de peso.

A soma dos três termos é designada de carga total e representa a energia total por unidade de peso de fluido. No movimento permanente de fluidos perfeitos o seu valor é constante ao longo da trajetória.

Observando a Figura 4.3, é possível estabelecer uma analogia entre o esquema apresentado e a zona de descarga de uma ETAR.

Assim sendo, o nível Z_m do reservatório inicial, a montante da turbina, representará o nível do reservatório a montante da descarga da ETAR. Por sua vez, o nível Z_j do reservatório à jusante da turbina representará o nível da restituição da linha de água.

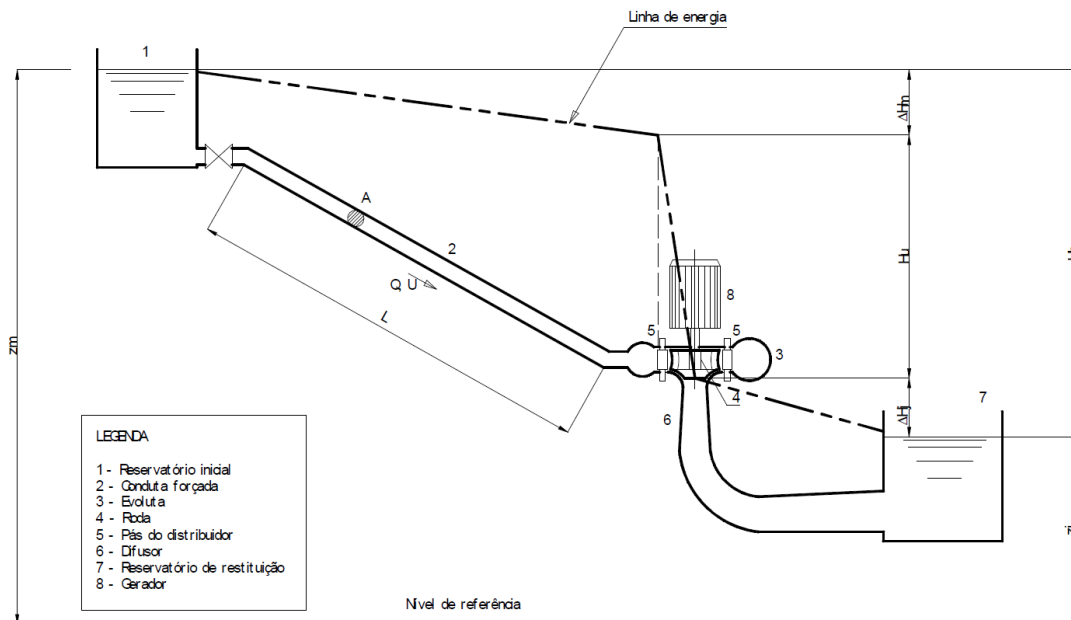


Figura 4.3 – Esquema de uma instalação de uma turbina hidráulica [5].

Observando a Figura 4.3, partindo da equação (4.4) e sabendo que a carga total se mantém constante ao longo da trajetória, é possível estabelecer a seguinte igualdade:

$$Z_m + \frac{p_m}{\gamma} + \frac{V_m^2}{2g} = Z_j + \frac{p_j}{\gamma} + \frac{V_j^2}{2g} \quad (4.5)$$

Os índices m e j referem-se aos reservatórios de montantes e de jusante da turbina.

As velocidades V_m e V_j nas superfícies dos reservatórios de montante e de jusante podem ser consideradas desprezáveis, atendendo ao facto dos valores das velocidades serem muito reduzidas, o que quer dizer as alturas cinéticas de montante e de jusante serão nulas. Por outro lado, as pressões p_m e p_j à superfície dos referidos reservatórios são iguais a pressão atmosférica pelo que, considerando as pressões relativas, também assumem o valor zero, o que significa que o trabalho associado as pressões é nulo.

Assim na sequência do exposto, resulta que a altura de queda bruta entre as superfícies dos reservatórios é dada por:

$$H_b = Z_m - Z_j \quad (4.6)$$

Definida a altura de queda bruta e conhecendo o valor do caudal, a potência teórica de uma turbina pode ser obtida pela seguinte expressão:

$$P_t = \gamma Q H_b \quad (4.7)$$

em que,

P_t – Potência da turbina [kW]

Q – Caudal [m³]

γ – Peso volúmico [N/m³]

H_b – Queda bruta [m]

Observando a equação (4.7), constata-se que a potência teórica será função do caudal escoado e do valor queda bruta.

Assim, face ao exposto e sabendo que os sistemas de saneamento de águas residuais tratam diariamente enormes volumes de água e que as alturas de queda na restituição ao meio recetor são, na sua grande maioria, pequenas, poder-se-á concluir que o potencial energético existente nesses sistemas reside essencialmente nos enormes volumes escoados.

Capítulo 5

Avaliação da energia produtível

5.1. Generalidades

O aproveitamento dos recursos hídricos para a produção de energia elétrica pode ter abordagens distintas de acordo com os objetivos fundamentais definidos pela entidade gestora do recurso.

Uma das abordagens prende-se com a necessidade de garantir a satisfação dos consumos de energia impostos pela rede. Neste caso, a rentabilidade é vista como um objetivo secundário e a entidade gestora gere a obra de forma a minimizar os custos globais e, aliado ao facto de ter de prestar um serviço público, leve a que se considere um valor mínimo da rentabilidade do capital investido. Outra abordagem possível prende-se com a maximização da rentabilidade do capital investido. Nesta perspetiva, a entidade gestora procura minorar os investimentos e maximizar os benefícios no mais curto intervalo de tempo.

Estas duas perspetivas conduzem necessariamente a distintas abordagens no que diz respeito a exploração e aproveitamento dos recursos hídricos. Seja qual for a perspetiva, a avaliação dos benefícios irá basear-se fundamentalmente na quantidade da energia produzida [6].

Relativamente as entidades gestoras de sistema de abastecimento, a sua principal missão é captar, tratar e distribuir água potável às populações e no caso das entidades gestoras de saneamento é recolher, tratar as águas residuais de forma a que estejam em condições de serem restituídas ao meio hídrico.

Assim, para estas entidades gestoras, o aproveitamento dos recursos hídricos para a produção de energia elétrica não é parte integrante da sua principal missão, constitui apenas uma atividade secundária face ao seu principal objetivo, o que não deverá, apesar disso, afastar as entidades gestoras do objetivo da máxima rentabilidade do aproveitamento sem, contudo, por em causa a sua principal atividade que é o do abastecimento de água potável as populações e da drenagem de águas residuais.

5.2. Energia produtível

A potência teórica que resulta da variação da energia potencial de uma massa de água m de uma cota superior para uma cota inferior, num dado intervalo de tempo, é dada pela seguinte expressão:

$$P = \gamma Q H \quad (5.1)$$

Onde γ corresponde ao peso volúmico da água que passa pela central, tendo por valor 9810 N/m³, Q é o caudal de água em m³/s e H é a altura de queda bruta que resulta da diferença entre a cota superior e inferior sendo expressa em metros.

O valor da energia produtível teórica será dado em função do tempo ao longo do qual se consiga mobilizar uma dada potência teórica de acordo com a seguinte igualdade:

$$E = \sum (P \Delta t) \quad (5.2)$$

Onde E corresponde a energia produtível teórica em *joules*, P é a potência teórica em *watts* e Δt é o período de tempo em *segundos*.

A energia efetivamente colocada na rede será, porém, bem distinta da energia produtível teórica e será avaliada em função das potências úteis que se consigam mobilizar à saída do gerador.

A potência útil realmente disponível à saída do gerador será assim dada pela seguinte expressão:

$$P_u = \eta_g \gamma Q_t H_u \quad (5.3)$$

em que,

η_g – Rendimento global;

γ – Peso volúmico [N/m³];

Q_t – Caudal turbinado [m³/s];

H_u – Queda útil [m].

Dada a necessidade de avaliação do correto valor da energia produtível, será necessário definir quais os parâmetros influenciadores da sua avaliação e do modo como estes variam.

Desta forma e considerando invariável o valor do peso volúmico da água, os parâmetros que irão influenciar o valor da potência realmente fornecida à rede serão [6]:

- O rendimento global do grupo η_g
- A queda útil H_u
- O caudal turbinado Q_t

Nos subcapítulos subsequentes, abordam-se cada um dos parâmetros e apresenta-se a forma como cada um deles varia e influencia a energia produtível.

5.3. Parâmetros influenciadores

5.3.1. Queda útil

Num sistema de aproveitamento energético podem ser distinguidos dois tipos de quedas:

- Queda bruta – H_b
- Queda útil – H_u .

O valor da queda bruta resulta da diferença entre as cotas de montante e de jusante do circuito hidráulico onde se insere a turbina e como tal será função da geometria do aproveitamento e dos caudais afluídos que definirão os valores das cotas na origem e na restituição do aproveitamento.

O valor da queda útil, por sua vez, depende do valor da queda bruta. Assim o valor da queda útil resultará da diferença entre as cotas de montante e de jusante que definem a queda bruta deduzidas as perdas de carga resultantes da interação do fluido escoado com as paredes da conduta e dos vários órgãos existentes ao longo do circuito hidráulico do aproveitamento.

O valor da perda de carga existente no aproveitamento resultará da soma da perda de carga em contínuo que é função do caudal, do desenvolvimento e das características do circuito hidráulico e das perdas de cargas localizadas que são função do caudal e das características dos acessórios do circuito hidráulico.

Face ao exposto anteriormente, facilmente se perceberá que o valor da queda útil será função dos caudais afluídos e turbinados no aproveitamento, e que a mesma terá ainda em linha de conta a queda bruta e as perdas de carga ao longo do circuito hidráulico. Assim sendo, poder-se-á definir a queda útil em função do caudal [6]:

$$H_u = H_u(Q) \tag{5.4}$$

Esta função que constitui a curva característica da instalação, terá uma representação gráfica típica de acordo com a seguinte figura:

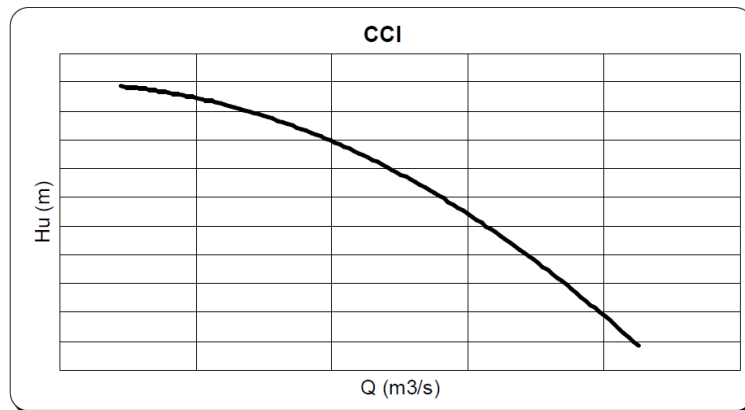


Figura 5.1 – Curva Característica típica de uma Instalação [7].

Salienta-se que a queda útil constitui um parâmetro de grande relevância pois para além de ser uma das variáveis que influi no cálculo da energia produzida por via da potência útil mobilizada ao longo da vida útil do projeto, é um dos parâmetros que auxilia na avaliação e definição do tipo de turbina a utilizar na instalação, assunto que será abordado e desenvolvido no subcapítulo do critério de seleção de turbinas.

5.3.1.1. Perdas de carga

Para melhor compreender a relação existente entre o caudal e a queda útil torna-se necessário conhecer as perdas de carga e o modo como estas se podem quantificar.

A perda de carga total resulta da soma das perdas em contínuo e localizadas ocorridas no sistema pelo que é definida pela seguinte expressão:

$$h_{total} = h_f + \sum h_m \quad (5.5)$$

onde,

h_{total} – Perda de carga total [m];

h_f – Perda de carga em contínuo [m];

h_m – Perda de carga localizada [m];

As perdas de carga em contínuo resultam das forças de atrito que se desenvolvem no interior das condutas devido a viscosidade do fluido. Esta perda de carga por atrito é proporcional à altura cinética e a razão entre o comprimento da conduta e o seu diâmetro.

Matematicamente esta relação é expressa pela equação de Darcy-Weisbach, que se relaciona com as anteriores expressões (4.1) e (4.2):

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (5.6)$$

em que:

h_f – Perda de carga devido ao atrito [m];

f – Coeficiente de atrito [adimensional];

L – Comprimento da instalação entre ambos os pontos considerados [m];

D – Diâmetro da conduta [m];

v – Velocidade média do escoamento no interior da conduta [m/s];

g – Aceleração da gravidade [9,81m/s²].

Esta equação é válida para o escoamento laminar ou turbulento, sendo que a diferença no cálculo da perda de carga prende-se com o método de cálculo do coeficiente de atrito f para cada um dos tipos de escoamentos.

Para além das perdas de carga em contínuo, existem perdas de carga relacionadas com as alterações bruscas das condições do escoamento devido a presença de singularidades no circuito hidráulico nomeadamente entradas e saídas dos reservatórios, curvas e bifurcações de condutas, válvulas e outros acessórios.

A perda de carga localizada é proporcional à altura cinética do escoamento no acidente e é dada pela seguinte expressão matemática:

$$h_m = k \frac{v^2}{2g} \quad (5.7)$$

em que,

k – Coeficiente de perda de carga [adimensional];

v – Velocidade média do escoamento no interior da tubagem [m/s];

g – Aceleração da gravidade [9,81m/s²].

As perdas de carga singulares resultam de fenómenos físicos extremamente complexos pelo, para o seu cálculo, recorre-se a valores experimentais do coeficiente de perda de carga k que se apresentam sob a forma de tabela, gráficos, ábacos ou equações empíricas como ilustradas na Figura 5.2.

Coefficiente de perda de carga para saídas de depósitos consoante a geometria

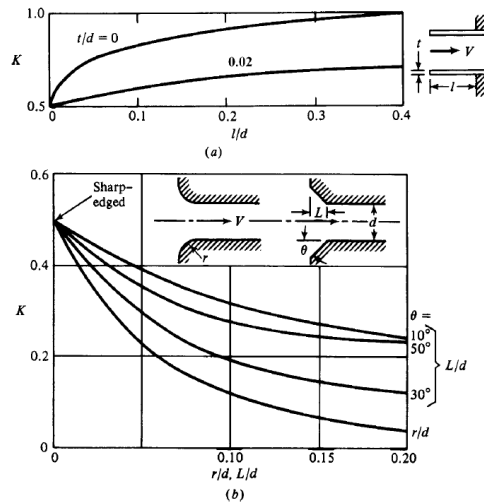


Figura 5.2 – Ábaco para a determinação coeficiente de perda de carga localizada à saída de depósitos [8].

Assim para a obtenção das perdas localizadas deverão ser tidas em conta todas singularidades existentes no circuito hidráulico em especial destaque para as entradas e saídas dos reservatórios, as válvulas e as curvas das condutas e, tal como referido anteriormente, com recurso a tabelas, gráficas ou ábacos deverão ser obtidos as perdas de carga localizadas para cada uma das singularidades existentes e o valor das perdas de cargas localizadas do circuito hidráulico resultará na soma de cada uma dessas parcelas.

Caso o diâmetro da conduta se mantenha constante ao longo da instalação e como as perdas de carga em contínuo e localizadas estão correlacionadas com a altura cinética, a perda de carga total da instalação poderá ser representada numa única perda de carga de acordo com a seguinte expressão:

$$h_{total} = h_f + \sum h_m = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum k \frac{v^2}{2g} = \frac{v^2}{2g} \left(f \frac{L}{D} + \sum K \right) \quad (5.8)$$

Chama-se a atenção, no entanto, que as perdas de carga deverão ser somadas separadamente caso o diâmetro varie ao longo da instalação pois terá influência no valor da velocidade.

Face ao exposto, facilmente se conseguirá perceber que as perdas de carga são função do caudal, do desenvolvimento e das características do circuito hidráulico. Por outro lado, e como foi referido anteriormente, a queda útil resulta da queda bruta deduzida as perdas de carga totais desenvolvidas ao longo do circuito hidráulico e, por isso, conclui-se que a queda útil é também função do caudal.

5.3.2. *Rendimento global*

A noção de rendimento resulta do facto de ocorrerem diferenças entre valores teóricos e valores observados de um dado parâmetro, sendo que essas diferenças podem ter origem em perdas de várias ordens.

O valor e a variação do rendimento da instalação têm influência no valor da energia produzida quer pela definição direta do valor da potência em cada instante, quer pelo facto de conduzir ao estabelecimento de gamas de caudais turbináveis e daí a definição de períodos de funcionamento do grupo [6].

O rendimento global de uma instalação resulta da combinação dos rendimentos dos diferentes equipamentos e acessórios intervenientes no processo de conversão da energia potencial em energia eléctrica entregue a rede. Assim, o rendimento global resulta do produto dos rendimentos da turbina, do gerador e de eventuais transmissões mecânicas existentes na instalação, de acordo com a seguinte expressão:

$$\eta_g = \eta_{turbina} \times \eta_{gerador} \times \eta_{mecânico} \quad (5.9)$$

Das três variáveis que contribuem para a definição do rendimento global a que se apresenta como mais influenciadora será o rendimento da turbina pelo facto de a sua variação ser função quer das características da própria turbina, quer das características da ocorrência da queda e dos caudais [6].

Com efeito, diferentes tipos de turbinas levarão à definição de curvas de rendimento de características distintas quer no que respeita ao valor de rendimento quer na forma de evolução da curva de rendimento em função do caudal turbinado [6].

Com foi referido, o valor do rendimento apresenta-se dependente do tipo de turbina a utilizar na instalação, mas qualquer que seja a turbina utilizada, o seu rendimento será sempre função da relação entre o caudal turbinado e o valor máximo de caudal turbinável podendo a mesma ser descrita através da seguinte expressão [6]:

$$\eta = \eta \left(\frac{Q}{Q_{max}} \right) \quad (5.10)$$

e que graficamente poderá traduzir-se de acordo com a Figura 5.3.

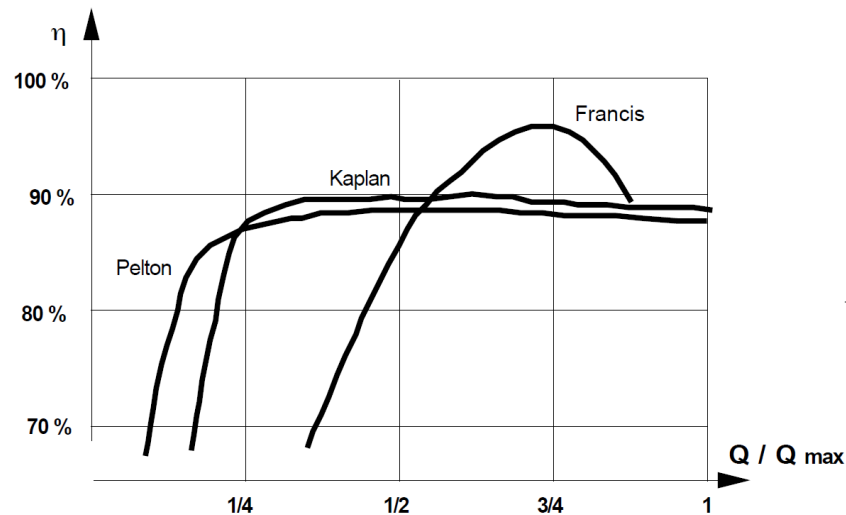


Figura 5.3 – Variação do rendimento em função caudal [9].

Observando a Figura 5.3, é possível verificar que o rendimento varia em função do tipo de turbina utilizada. As turbinas Pelton apresentam rendimentos próximos do seu máximo mesmo para valores baixos de caudal. Assim, a evolução da sua curva de rendimento desenvolve-se quase na vertical até atingir o seu ponto máximo, mantendo-se a curva de rendimento praticamente plana ao longo de toda a gama de caudais. Dadas as características deste tipo de turbinas, estas são apropriadas para instalações onde existe uma grande variação de caudais visto que mantêm elevado o seu rendimento desde de baixos valores de caudais e para uma gama ampla de caudais.

Em contrapartida, as turbinas Francis apresentam elevados rendimentos, mas a evolução da curva de rendimento apresenta-se com uma forma pontiaguda o que evidencia elevado rendimento no seu ponto ótimo de funcionamento, mas, por outro lado, também apresenta um acentuado decaimento do rendimento para valores de caudal fora do caudal ótimo de funcionamento. Dado que este tipo de turbinas tem uma gama estreita de caudais com elevado rendimento, o que aconselha a sua paragem fora dessa gama, são mais apropriadas para instalações onde existe capacidade de regularização de caudais.

Numa situação intermédia encontra-se a turbina Kaplan, apresentando elevado rendimento, todavia inferior ao da turbina Francis, com uma curva praticamente plana ao longo de toda a gama de caudais sendo que o decaimento do seu rendimento ocorre para valores de caudal relativo relativamente baixos mas superiores aos das turbinas Pelton.

Face ao exposto anteriormente e com base na função acima apresentada, facilmente se conseguirá perceber que o rendimento e, conseqüentemente, o valor da potência dependem quer do tipo de turbina utilizada, quer da relação entre o caudal afluído passível de ser turbinado e o caudal máximo turbinável e que esses fatores irão influenciar a energia produtível na medida em que a mesma resulta da potência mobilizada durante o período de tempo de utilização.

5.3.3. *Caudal nominal*

É evidente a importância de que se reveste a avaliação do parâmetro caudal, quer pela sua relevância na definição da turbina, quer pelo facto de outros parâmetros como o rendimento e a queda útil serem funções do caudal ou ainda pelo facto de a avaliação da produção da energia elétrica esperada se basear na avaliação dos caudais esperados e no período de tempo em que os mesmos conseguem ser mobilizados. O conhecimento dos caudais apresenta-se, por isso, como elemento fundamental, mas simultaneamente o mais difícil de obter [6].

Uma das grandes dificuldades, na definição da solução a adotar para o aproveitamento, prende-se com a definição do seu caudal de ótimo de funcionamento. Na base desta problemática está o facto de o caudal variar não apenas ao longo do dia, mas também ao longo dos meses e dos anos o que, por si só, dificulta a tarefa da escolha do caudal de dimensionamento mas também, como já foi referido em capítulos anteriores, o facto da queda útil e do rendimento serem funções do caudal. Assim, uma variação de caudal irá influenciar os valores da queda útil e do rendimento e conseqüentemente o valor da potência útil e da energia produtível [6].

Outra dificuldade está relacionada com a existência de registos de caudais e da eventual necessidade de efetuar previsões destes caudais.

Em algumas situações a inexistência de registos de caudais deve-se simplesmente a inexistência de qualquer dispositivo de medição de caudal nas instalações existentes. Noutras, deve-se ao facto das instalações ou empreendimentos em questão se encontrarem ainda em fase de projeto e, por isso, sem registos de caudais.

Para as instalações existentes, sem dispositivos de medição de caudal, a solução passará sempre pela obtenção de registos de caudais em zonas ou instalações com características semelhantes ao caso de estudo e na definição dos caudais ocorridos por correlação com valores de caudais registados nessa zona ou instalação semelhante, dado que a colocação de dispositivos de medição de caudal para a recolha de registos se revelaria inviável pelo facto do período de tempo decorrido entre o início da recolha de dados e a fase para a definição do projeto ser demasiado curto para que qualquer série de valores medidos pudesse ser considerada como representativa dos caudais ocorridos [6].

Para as situações em que as instalações se encontrarem ainda em fase de projeto, a solução passará pela definição do caudal de dimensionamento com base em estimativas das necessidades de consumo da população ao longo do período de vida do projeto. A estimativa do consumo terá como base o número de habitantes a servir e o consumo diário de água por habitante. O produto destes dois fatores fornecerá o valor do consumo doméstico ao qual se deverá adicionar os consumos de comerciais, industriais e públicos, caso eles existam.

No que concerne o cálculo dos caudais de águas residuais domésticas, sendo estes fundamentalmente resultantes das utilizações domésticas de água potável, este resultará da soma dos caudais adotados nas redes de abastecimento de água, tendo por base um estudo

demográfico, uma previsão da evolução de capitação e a utilização de fatores de ponta adequados.

No entanto, nem toda a água da rede de abastecimento chega a rede de águas residuais, dado que existem atividades que consomem a água distribuída dando-lhe outro destino final, como por exemplo, as infiltrações nos terrenos por regas de jardins e outros, ou ainda a rede de águas pluviais por lavagem de viaturas e arrumamentos. Neste caso, será necessário considerar um fator de afluência à rede de águas residuais, que será o quociente entre o volume afluente à rede de águas residuais e o volume de água distribuída na rede de abastecimento. O fator de afluência mais aconselhado é 0,80, mas poderá variar entre os 0,70 e 0,90 segundo o RGSPDADAR [4].

Finalmente em alguns casos, poderá ser ainda necessário ter em consideração os caudais infiltrados ao longo da rede de saneamento por deficiência nas infraestruturas da rede saneamento.

Neste trabalho, os registos de caudais foram obtidos em instalações existentes com recursos a medidores pelo que a questão da previsão dos mesmos não se coloca e será com bases nesses registos que será feita toda a análise e avaliação da energia produtível.

5.3.3.1. Avaliação de caudais

Na avaliação dos caudais a considerar para a definição da energia produtível poder-se-á ter duas abordagens distintas. Uma das abordagens consistirá em considerar o aproveitamento dos sistemas de abastecimentos e de saneamento como instalações cujas explorações, em termos de produção de energia elétrica, sejam explorações em regimes de “fio de água”. Outra das abordagens será considerar o aproveitamento dos sistemas de abastecimentos e de saneamento como instalações com capacidade de armazenamento e de regularização de caudal.

A consideração do aproveitamento dos sistemas de abastecimento e de saneamento como explorações em regimes de “fio de água” tornam irrelevantes os ganhos de rentabilidade obtidos pela capacidade de armazenamento e regularização do caudal.

Neste tipo de exploração, em regime “fio de água”, dada a falta de regularização e a presença de assinaláveis variações no regime de caudais afluídos, procurar-se-ão selecionar turbinas que se possam adaptar às oscilações desses caudais. Dito de outra forma, procurar-se-ão escolher turbinas com curvas de rendimento o mais plano possível ao longo da gama de caudais, isto é, turbinas em que o valor do rendimento se mantenha praticamente constante desde baixos valores de caudais até aos valores máximos de caudais disponíveis [6].

Em oposição, as instalações com capacidade de armazenamento e de regularização de caudal, permitirão selecionar turbinas com curva de rendimento pontiaguda, isto é, turbinas que

apresentam valores elevados de rendimento, mas cujo valor decai rapidamente com o afastamento dos caudais do valor de caudal ótimo.

Esta capacidade permitirá otimizar a escolha do grupo gerador e melhorar a rentabilidade do projeto, quer por via da escolha de um grupo com melhor rendimento em que o caudal turbinado vá ao encontro do caudal nominal da turbina, isto é, ao seu ponto ótimo de funcionamento, quer por via da colocação da energia produzida em períodos de ponta, períodos onde o custo da energia é mais elevado.

A inexistência de capacidade de regularização do aproveitamento é usualmente aceite quando o volume de retenção do reservatório se apresenta como insignificante quando comparado com o volume afluído durante o dia.

Face ao exposto, depreende-se que os empreendimentos com exploração em regime “fio de água” conduzem à definição de valores de caudais máximos instalados substancialmente inferiores aqueles que se preconizariam para uma exploração com capacidade de regularização [6].

5.3.3.1.1. Caudais médios diários

Como foi referido anteriormente, uma das grandes dificuldades, na definição da solução a adotar para o aproveitamento, prende-se com a definição do seu caudal de ótimo de funcionamento, também designado de caudal nominal. Na base desta problemática está o facto de o caudal dos sistemas variar, não apenas ao longo do dia, mas também ao longo dos meses e dos anos.

No entanto, esta tarefa poderá ser facilitada se, por um lado, se conhecer a evolução dos caudais ao longo do dia, a partir dos quais se poderão obter os caudais médios diários e, se por outro lado, se conhecer a evolução dos caudais médios ao longo do período de funcionamento da infraestrutura, considerados a capitação e a evolução da população [7].

O valor do caudal médio diário resultante da análise dos registos dos caudais cronológicos poderá ser tomado como o valor de caudal médio diário anual, equivalente ao caudal turbinável, que, considerando a evolução dos caudais ao longo do período de funcionamento da instalação, também poderá ser equivalente ao caudal turbinável ao longo do projeto. Tendo conhecimento do valor de caudal médio anual turbinável ao longo do projeto poder-se-á então estimar o valor da energia produtível em ano médio [7].

Outra forma de se poder estimar a energia produtível será considerar os registos dos caudais cronológicos passados da instalação e, com base nesses registos, construir a curva de caudais classificados. A referida curva de caudais poderá servir para a definição de valores característicos como sejam os caudais máximos e mínimos turbináveis, e ainda o valor médio dos caudais registados e a partir dos quais se poderá avaliar a energia produtível em ano médio.

5.3.3.1.2. Curva de caudais classificados

Dado que a curva de caudais classificados tem origem em registos dos caudais cronológicos passados, será necessário previamente obter as séries cronológicas de registos de caudais das instalações em questão que terão um aspeto semelhante ao ilustrado na Figura 5.4.

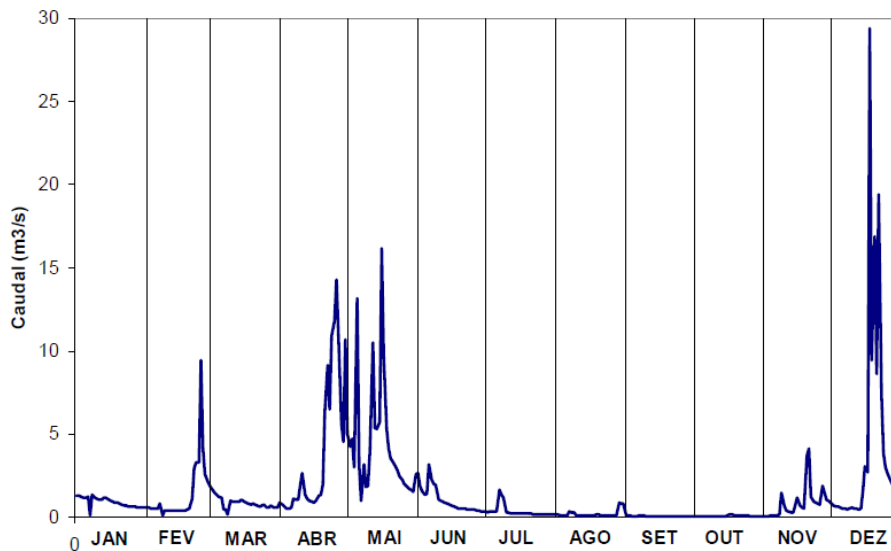


Figura 5.4 – Curva cronológica de caudais [10].

As séries de registos dos caudais cronológicos consistem em valores de caudais médios diários registados ao longo de vários meses e anos.

A ordenação decrescente desses registos permite obter uma sequência de valores em que sua ordem não tem qualquer significado quanto ordem cronológica da sua ocorrência.

O resultado da ordenação decrescente dos valores dos caudais médios diários permitirá definir a curva de caudais classificados que terá uma representação gráfica semelhante ao apresentado na Figura 5.5.

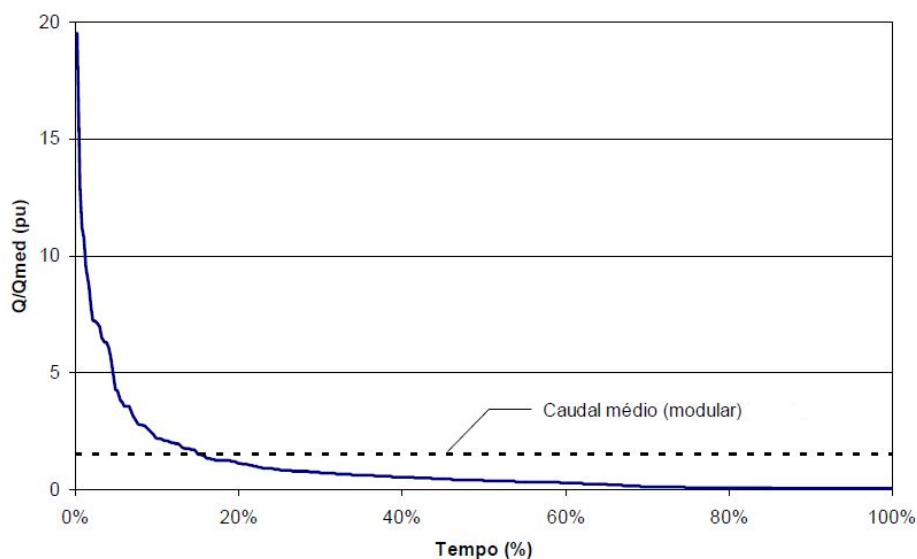


Figura 5.5 – Curva de caudais classificados (adaptado de [10]).

Na representação gráfica da curva de caudais classificados, poder-se-á observar, no eixo das abcissas, a grandeza tempo representada numa escala de dias, sem qualquer referência cronológica, ou em percentagem de tempo e, no eixo das ordenadas, poder-se-ão observar os valores dos caudais registados ao longo do período.

Considerando que o eixo das abcissas representa o período de um ano e selecionado um valor de caudal no eixo das ordenadas, poder-se-á dizer que o valor obtido no eixo das abcissas representará o número de dias do ano, ou o período de tempo em percentagem, em que o caudal é igualado ou excedido.

Dado que a curva de caudais classificados não faz referência a nenhum período cronológico, terá a vantagem de poder ser considerada no futuro, caso o período de análise seja suficientemente longo, e representará a probabilidade de ocorrência de um dado caudal ao longo de um ano futuro médio [6].

5.3.4. Energia produtível com base na curva de caudais classificados.

Como foi referido no subcapítulo 5.2, o valor da energia produtível será obtido em função do tempo ao longo do qual se consiga mobilizar uma dada potência de acordo com a seguinte igualdade:

$$E = \sum (P \Delta t) = P_u \Delta t = \eta_g \gamma Q_t H_u \Delta t \quad (5.11)$$

Com base na expressão apresentada, facilmente se percebe que o valor da energia produtível é função do rendimento global, da queda útil e ainda do caudal turbinável.

Por outro lado, também foi referido e desenvolvido, ao longo dos capítulos anteriores, que as curvas de rendimento e característica da instalação são função do caudal de acordo com as expressões $\eta = \eta \left(\frac{Q}{Q_{max}} \right)$ e $H_u = H_u(Q)$, respetivamente.

A forma de avaliação da energia produtível será efetuada pela colocação dos caudais turbinados sobre a curva dos caudais classificados. Assim, o ponto de partida para o cálculo da energia produtível será a referida curva de caudais classificados onde será traçada a sua área de exploração, definidos os caudais máximos e mínimos com base no caudal nominal, sendo que, na falta de outros elementos, este último poderá coincidir com o caudal médio dos caudais registados.

A Figura 5.6 ilustra uma curva de caudais classificados onde é possível observar a área de exploração marcada a partir dos valores dos referidos caudais característicos.

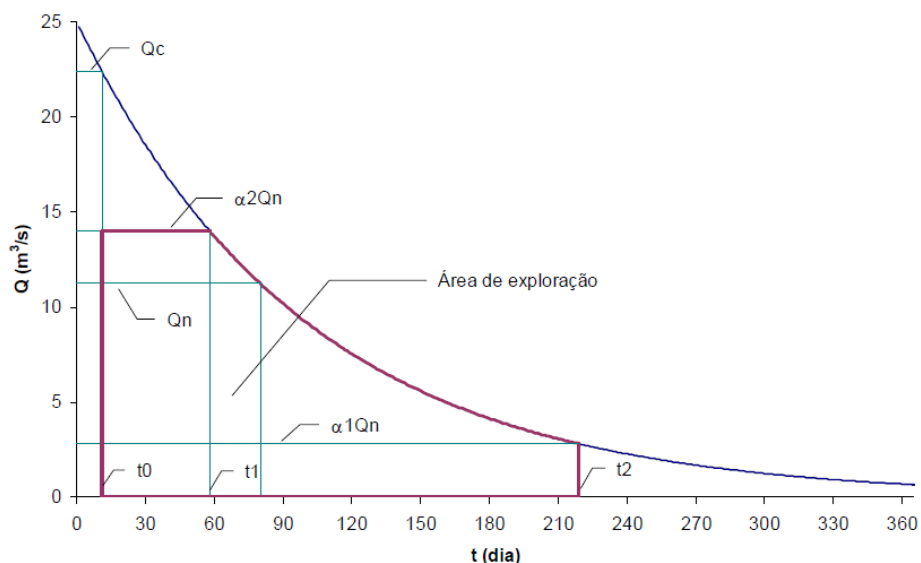


Figura 5.6 – Curva de caudais classificados com a área de exploração marcada [10].

Salienta-se que, segundo alguns autores, a solução a adotar poderá ser definida para um caudal nominal turbinado igual ou excedido num intervalo de 15% (55 dias) a 40% (146 dias) dos dias em ano médio. Sendo que a gama referida dependerá da forma da curva de caudais classificados e da experiência do projetista. Por isso, quando a experiência não é suficiente para fundamentar a escolha de um determinado caudal, então caudal nominal deverá tomar o valor

do caudal médio [10].

Assim, na falta de informação que possa fundamentar a escolha de um dado caudal, o caudal nominal poderá ser obtido considerando-o igual ao caudal médio da curva de caudais classificados e determinado segundo a seguinte expressão:

$$Q_N = Q_{med} = \frac{1}{t} \int_0^t Q(t) dt \quad (5.12)$$

Na Figura 5.3, é possível observar que rendimento das turbinas depende do caudal pelo que, face à essa constatação, são-lhes impostos limites de exploração, isto é, é definida uma faixa admissível de operação em torno do caudal onde o rendimento sofre uma variação aceitável. Dito de outra forma, definido um caudal máximo turbinável, todos os caudais afluídos acima desse valor serão excedentários e serão por isso descarregados. Por outro lado, definido o caudal mínimo turbinável, a turbina deverá operar apenas para valores superiores a esse caudal, sendo desligada fora dessa faixa por insuficiência de rendimento.

Na Tabela 5.1, indicam-se os fatores típicos dos limites de exploração das turbinas em função do caudal turbinado [10].

Tabela 5.1 – Limites de exploração das turbinas [10].

Turbina	$\alpha_1 = \frac{Q_{min}}{Q_N}$	$\alpha_2 = \frac{Q_{max}}{Q_N}$
Pelton	0,15	1,15
Francis	0,35	1,15
Kaplan com regulação dupla	0,25	1,25
Kaplan com motor regulado	0,40	1,00
Hélice	0,75	1,00

Sabendo que o rendimento e a queda são função do caudal afluído, será possível avaliar a energia produtível pela representação conjunta da curva de caudais classificados, da curva de rendimento da turbina e da curva característica da instalação como ilustrado na Figura 5.7.

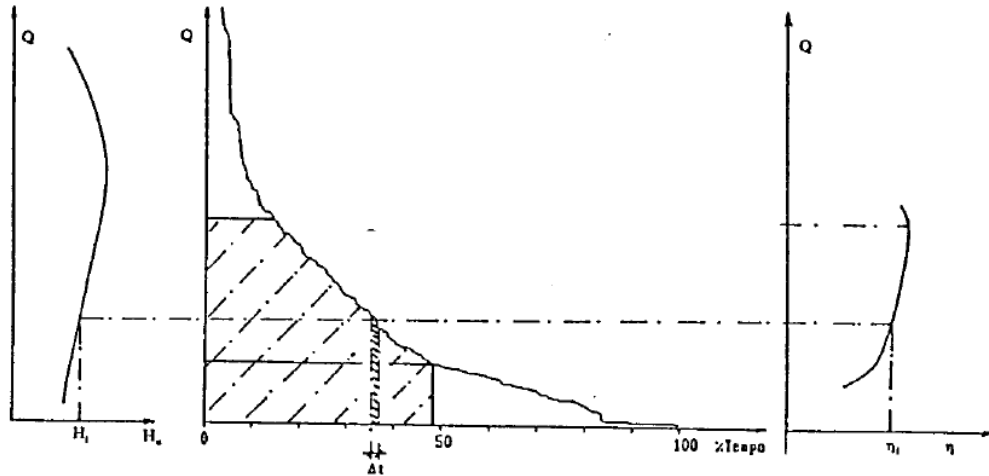


Figura 5.7 – Determinação da energia produtível com base na curva de caudais classificados [6].

Definida a área de exploração na curva de caudais classificados, isto é, a gama de caudais afluídos entre os caudais máximos e mínimos turbináveis, será possível definir, a partir de um dado valor de caudal Q_i num dado intervalo de tempo Δt_i , os respetivos valores de queda H_i e de rendimento η_i [6].

Definidos esses valores será então possível determinar a energia produzida no intervalo de tempo Δt_i segundo a expressão:

$$E_i = \gamma \eta_i Q_i H_i \Delta t_i \quad (5.13)$$

A energia produzida, num ano médio, virá pela expressão:

$$E = \gamma \left[\eta_1 Q_1 H_1 t_1 + \int_1^2 \eta_i Q_i H_i dt \right] \quad (5.14)$$

Em que durante o período de tempo t_1 , a produção de energia será a plena carga e durante o período de tempo (t_2-t_1) será a carga variável [6].

Capítulo 6

Redutores de Pressão

Neste capítulo pretende-se apresentar o princípio de funcionamento de alguns dispositivos que intervêm nas operações de redes de abastecimento e de saneamento e que têm por objetivo a dissipação da energia hidráulica em excesso nesses sistemas. Tendo em conta o papel destes dispositivos nas redes de abastecimento e de saneamento e o facto de a energia em excesso não ter qualquer aproveitamento, estes redutores de pressão serão os principais alvos de uma possível substituição por dispositivos de aproveitamento e de produção de energia elétrica.

6.1. Válvulas Redutoras de Pressão

As VRP⁵ são estruturas dissipadoras de energia sendo utilizadas nos sistemas hidráulicos com o objetivo da uniformização e controlo de pressões. As VRP promovem perdas de carga localizadas mediante a dissipação de energia hidráulica presente através da redução dos valores de pressão a jusante.

O princípio geral do funcionamento de uma VRP baseia-se na ativação do dispositivo de obturação sempre que a pressão a jusante se encontre demasiadamente elevada. Desse modo aumenta-se a perda de carga presente no sistema repondo o valor de pressão requerido (carga de definição da VRP, H_{VRP}). Porém, se se verificar que a pressão a jusante se encontra demasiadamente baixa, a válvula abre, diminuindo a perda de carga e aumentando a pressão para o valor requerido. Estas válvulas podem ser controladas mecânica ou eletronicamente permitindo uma gestão mais eficiente dos níveis de serviço pretendidos [11].

Existem vários tipos de VRP distinguindo-se entre eles os seguintes 3 tipos (Figura 6.1):

- VRP controlada por mola
- VRP controlada por pistão
- VRP controlada por diafragma

⁵ Válvulas Redutoras de Pressão

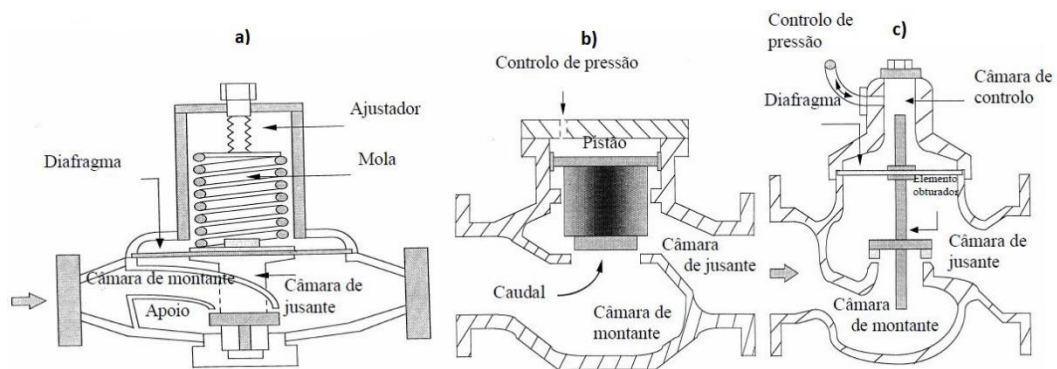


Figura 6.1 – a) VRP controlada por mola, b) VRP controlada por pistão e c) VRP controlada por diafragma [11].

No que concerne o funcionamento das VRP, podem distinguir-se três estados distintos:

- Estado ativo
- Estado passivo (válvula aberta)
- Estado passivo (válvula fechada)

No estado ativo, Figura 6.2 (i), a válvula provoca uma perda de carga localizada no sistema no sentido de reduzir o valor de pressão de montante para valores de pressão de jusante imposta pela VRP (H_{VRP}).

O segundo estado, Figura 6.2 (ii), ocorre quando a pressão de montante é inferior à pressão de referência da VRP (H_{VRP}), neste caso o dispositivo que origina a perda de carga abre totalmente, provocando o aumento da pressão a jusante da VRP. Como a VRP não tem qualquer influência nas características do escoamento, este estado designa-se de estado passivo de válvula aberta.

Finalmente, o último estado, Figura 6.2 (iii), ocorre se a pressão de jusante da VRP for superior que a pressão de montante, a válvula fecha totalmente e passa a funcionar como uma válvula de secçãoamento, designando-se o estado de passivo de válvula fechada [2].

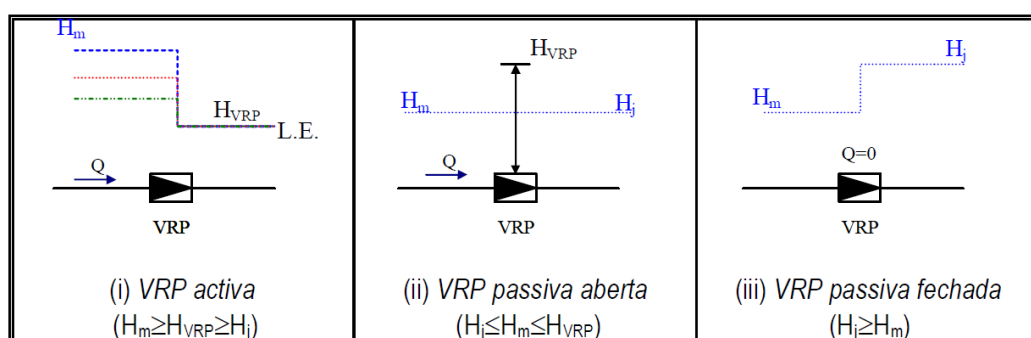


Figura 6.2 – Diferentes estados de funcionamento de uma VRP convencional [11].

Em função dos sistemas onde estão inseridas, as VRP podem ainda necessitar de funcionar em diversos patamares de pressão, definidos por sua vez, em função da variação da pressão de jusante, como por exemplo a variação do consumo.

Assim, o estado ativo das VRP pode ainda assumir os seguintes quatro tipos de funcionamento:

- VRP com carga constante
- VRP com queda constante
- VRP com carga constante variável no tempo
- VRP com carga ajustável automaticamente em função da variação dos consumos

No funcionamento com carga constante, Figura 6.3 (i), a válvula reduz e mantém constante a pressão de jusante igual a um valor de pressão pré-estabelecido independentemente da pressão de montante e do caudal do sistema.

Relativamente ao funcionamento com queda constante, Figura 6.3 (ii), a válvula reduz a pressão de jusante, mediante a introdução de uma perda de carga localizada constante, independente da pressão de montante, pelo que a pressão de jusante varia com a pressão de montante mantendo o diferencial entre ambas.

No que concerne o funcionamento com carga constante variável no tempo, Figura 6.3 (iii), a válvula tem um comportamento semelhante ao funcionamento com carga constante, variando apenas em intervalos de tempo pré-definidos.

Finalmente, o funcionamento com carga ajustável automaticamente em função da variação dos consumos, a válvula reduz a pressão a jusante em função do caudal debitado ou da variação de pressão, sendo que, se pressão for regulada pelo caudal, então será de equipar a válvula com um sistema de medição de caudal de forma a que qualquer variação do caudal, seja acompanhada pela respetiva variação pressão a jusante [11].

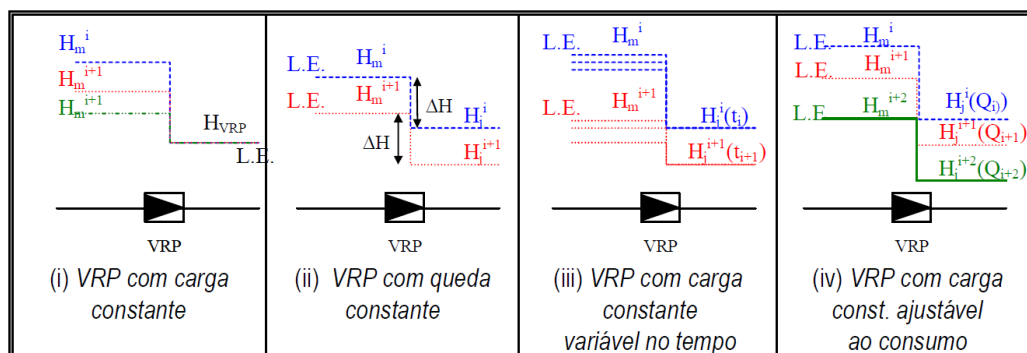


Figura 6.3 – Modo de funcionamento ativo de diferentes sistemas de válvulas redutoras de pressão [11].

6.2. Câmaras de perda de carga

Tal como as VRP, as CPC⁶ são estruturas dissipadoras de energia sendo também utilizadas nos sistemas hidráulicos com o objetivo de uniformizar e controlar pressões.

Uma câmara de perda de carga não é mais do que um reservatório intermédio, instalada numa conduta adutora, onde existe uma válvula flutuador que regula o caudal de água a entrar, como se pode observar na Figura 6.4.

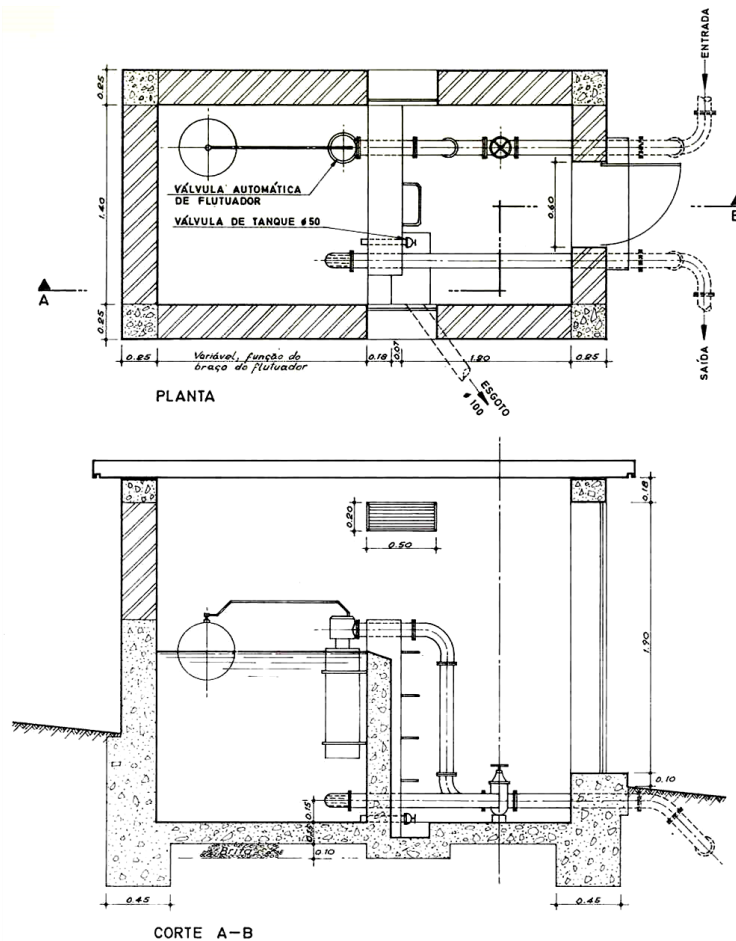


Figura 6.4 – Exemplo de uma Câmara de Perda de Carga [12].

Parte da energia hidráulica do escoamento é dissipada à entrada da CPC dando, assim, origem a uma perda de carga localizada; a restante energia é transformada em energia potencial com origem numa nova cota de partida para o troço da adutora a jusante [12] [13].

A regulação da perda de carga é conseguida à custa de um flutuador que, em função da cota da superfície livre do reservatório (pressão imposta a jusante), controla a abertura da válvula

⁶ Câmaras de Perda de Carga

de seccionamento à entrada câmara de perda da carga. Assim, quando a pressão pretendida a jusante é atingida, que corresponde à cota máxima do reservatório, o flutuador atua sobre a válvula de seccionamento impedido o escoamento. Quando o nível da superfície livre do reservatório decresce devido ao consumo, o dispositivo de regulação abre a válvula de seccionamento repondo o escoamento no sistema, mantendo-se o mesmo até se atingir de novo o nível máximo.

As câmaras de perda carga são frequentemente usadas nos escamentos por gravidade em que se dispõe de um desnível excessivo e em instalações onde podem ocorrer transitórios hidráulicos com alguma frequência [4].

A Figura 6.5 ilustra a forma como deve ser determinada a localização de uma câmara de perda de carga. O primeiro passo consiste em traçar uma linha piezométrica para as condições de máximo caudal, arbitrando um diâmetro para a conduta adutora. Posteriormente, traça-se a partir do ponto C uma linha CD, para montante, paralela a linha piezométrica. Neste caso, esta linha irá intercepar o perfil da adutora nos pontos f, g, h e j. Todavia, o ponto mais favorável a instalação da câmara de perda de carga corresponde ao ponto f, porque é o primeiro ponto de interceção vindo de jusante e permite, por isso, menores valores de pressão para conduta de jusante e ainda porque permite que a câmara de perda de carga se situa acima da linha de piezométrica e que a conduta de saída para jusante se encontre abaixo da mesma [12].

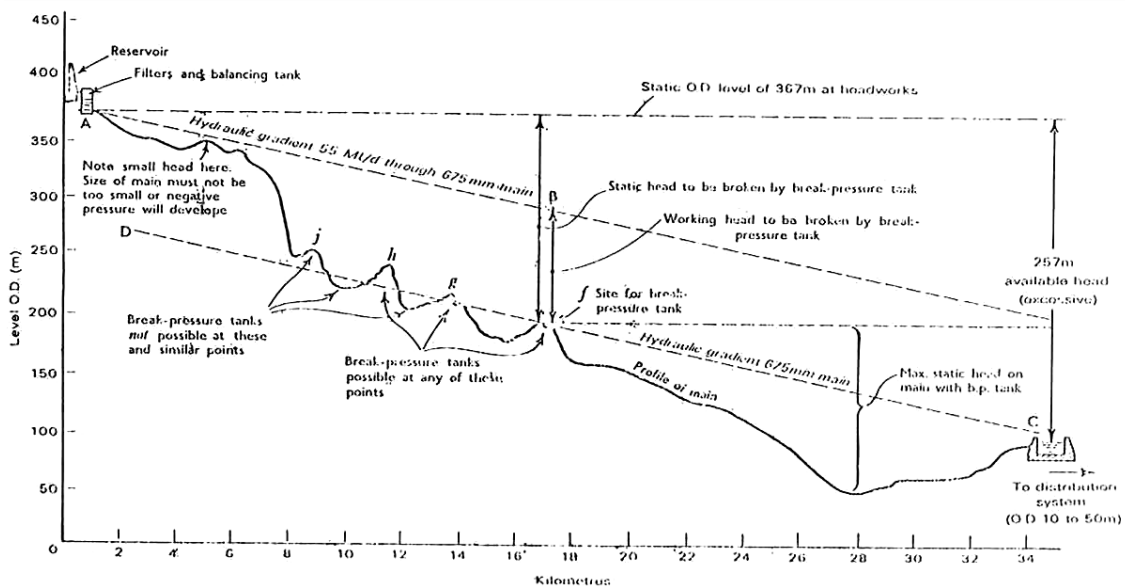


Figura 6.5 – Determinação da localização de uma perda de carga numa conduta adutora por gravidade [12].

6.1. Válvulas de Controlo de Caudal

Tal como o nome sugere uma válvula de controlo de caudal é dispositivo mecânico que se destina à regulação de caudais de fluidos. A redução de caudal nesses dispositivos é efetuada por introdução de perda de carga localizada através da variação da sua secção.

De uma forma genérica, poder-se-á dizer que as válvulas de controlo de caudal são compostas de um ou mais orifícios de área variável através do qual o fluido se escoar e cuja secção varia em função do caudal pretendido [14].

6.1.1. Curvas características

As válvulas possuem uma característica que descreve a relação entre o caudal de fluido que passa através da válvula e a posição da abertura da válvula para uma determinada queda de pressão e que pode ser descrita pela seguinte expressão:

$$Q = k_v \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho/\rho_0}} \quad (6.1)$$

em que,

k_v – Coeficiente de escoamento [m^3/h];

Δp – Queda de pressão expressa [bar];

ρ – Massa volúmica do fluido [kg/m^3];

ρ_0 – Massa volúmica do fluido [kg/m^3] a uma temperatura compreendida entre 5 e 30°C (no caso da água temos $\rho/\rho_0 = 1$)

O valor de k_v é uma característica do escoamento que depende do orifício e do fluido, ou seja, do diâmetro, do tipo e da abertura da válvula e ainda das características do fluido em particular da sua viscosidade [14].

Deste modo, para uma determinada válvula, isto é, para um determinado diâmetro nominal e tipo, define-se coeficiente de escoamento k_v como sendo o caudal de água que por atravessa a válvula, expresso em m^3/h , quando a diferença de pressão montante e jusante é de 100 kPa.

O valor de k_v , assim definido, é função da posição da haste de comando H , também designada por abertura da válvula.

A fim de melhor caracterizar a válvula, no que respeita à sua capacidade de escoar o fluido, define-se o parâmetro k_{vs} , como sendo o valor de k_v para a válvula completamente aberta, isto é para a situação em que $H=H_{100\%}$ [14].

Para a definição da relação entre a percentagem de abertura da válvula ($H/H_{100\%}$) e a percentagem de caudal (k_v/k_{vs}) que escoam na mesma, são realizados ensaios em que são registados os valores de k_v para cada uma das aberturas, incluindo valores em que $H=H_{100\%}$, quando a diferença de pressão entre montante e jusante é de 100 kPa [14].

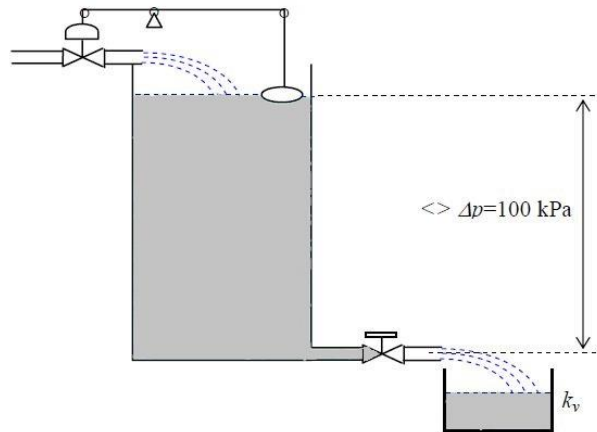


Figura 6.6 – Ensaio para a determinação do coeficiente K_v [14].

Como resultado, obtêm-se uma curva característica da válvula designada de *curva característica inerente* em que o caudal relativo que atravessa uma válvula é função da abertura relativa da secção da válvula e pode ser expressa de acordo com a seguinte expressão.

$$\frac{k_v}{k_{vs}} = f\left(\frac{a}{a_{max}}\right) \quad (6.2)$$

Na Figura 6.7, são apresentados vários tipos de curvas características inerentes, onde é possível observar, a evolução da relação entre caudal e a abertura da válvula, em percentagem.

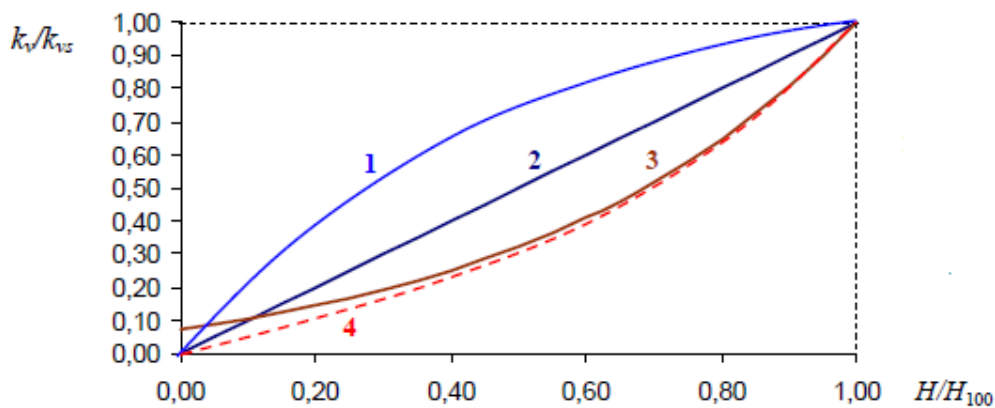


Figura 6.7 – Curvas características inerentes: 1) abertura rápida, 2) linear, 3) igual percentagem e 4) mista (linearizada na origem e igual percentagem) [14].

Naturalmente, as válvulas são instaladas em circuitos hidráulicos onde o caudal e as pressões não dependem apenas da característica da válvula mas também dos efeitos de tubagens, bombas e outros dispositivos. Assim, ao atuar a válvula esta irá provocar uma variação de caudal e obviamente provocar uma queda de pressão diferindo das condições teóricas onde a variação da pressão é constante ao longo do ensaio [14].

Por essa razão, a relação entre o caudal e a abertura da válvula não seguirá a forma da característica inerente da válvula e passará a ter uma curva característica designada de *curva característica instalada* em que o caudal relativo que atravessa uma válvula deixa de ser representado pela relação k_s/k_{vs} e passa a ser expressa pela relação Q/Q_{max} de acordo com a seguinte expressão.

$$\frac{Q}{Q_{max}} = f\left(\frac{a}{a_{max}}\right) \quad (6.3)$$

Face ao exposto, é fundamental ter em consideração o coeficiente de escoamento k_v as curvas características para o correto dimensionamento da válvula sob pena de a mesma não apresentar o desempenho desejado.

6.1.2. *Válvula de controlo de caudal do tipo multijato*

A válvula multijato é constituída por duas placas circulares perfuradas, sendo uma fixa ao corpo anelar e a outra deslizante. A válvula multijato é montada perpendicularmente ao escoamento entre as flanges da tubagem sendo que a placa fixa deslizante é posicionada do lado montante enquanto que a placa fixa é colocada do lado jusante. A placa deslizante desloca-se com movimentos verticais assumindo um caudal máximo e uma perda de carga mínima quando os furos da placa móvel estão alinhados com os da placa fixa. Fazendo subir a placa móvel provoca-se a obturação progressiva dos furos da placa fixa promovendo uma perda de carga e uma redução do caudal.

Na Figura 6.8, é ilustrada, em perfil, o escoamento através de uma válvula de controlo de caudal multijato MONOVAR.

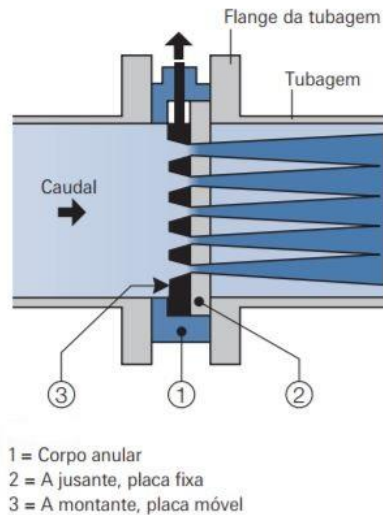


Figura 6.8 – Válvula de controlo de caudal MONOVAR [15].

Esta válvula pode ser manobrada manualmente ou através da utilização de atuadores pneumáticos, hidráulicos ou ainda elétricos.

Este tipo de válvula apresenta várias vantagens uma vez que a dissipação de energia é controlada por múltiplos jatos distribuídos que dividem o caudal fazendo com que os efeitos de perturbação sejam consideravelmente mais reduzidos.

Estas características permitem que os medidores de caudal possam ser instalados numa posição mais próxima da válvula comparativamente a outro tipo de válvula.

Por outro lado, os índices de cavitação apresentados são muito mais favoráveis do que nas válvulas convencionais dado que as implosões ocorrem no fluido e não nas peças vitais da válvula.

Finalmente, este tipo de válvulas possui ainda a vantagem de não apresentar a tendência de abrir ou fechar durante a regulação do caudal e da pressão.

A Figura 6.9 apresenta a curva característica da válvula MONOVAR onde é possível observar uma curva de tipo exponencial o que evidencia que a mesma terá um comportamento do tipo igual percentagem.

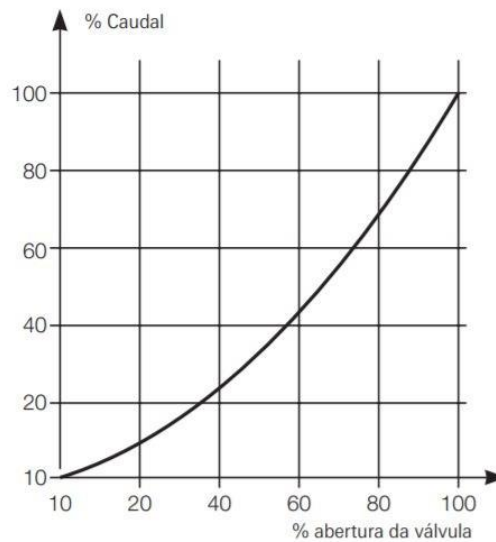


Figura 6.9 – Caudal que atravessa a válvula em função da percentagem da abertura [15].

6.1.2.1. Coeficiente de perda de carga

A perda de carga define-se como a energia dissipada por unidade de peso de fluido, sempre que o mesmo encontre resistência ao seu escoamento.

A perda de carga de uma válvula é dada pela seguinte expressão:

$$\Delta H = k \frac{v^2}{2g} \quad (6.4)$$

em que,

k – Coeficiente de perda de carga [adimensional];

v – Velocidade do fluido calculado com base secção da válvula [m/s];

g – Aceleração da gravidade [m/s²].

O coeficiente de perda de carga das válvulas presente na expressão acima, que depende do número de Reynolds (Re) e da sua geometria, define a relação entre a velocidade do escoamento e a perda de carga provocada pela válvula.

A Figura 6.10 apresenta a variação do coeficiente de perda de carga de uma válvula multijato MONOVAR em função do grau de abertura da válvula. Neste gráfico é possível constatar que o coeficiente da perda de carga decresce em função do grau de abertura da válvula.

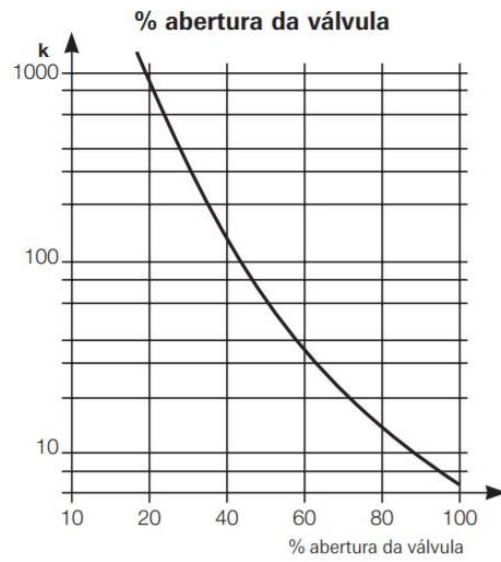


Figura 6.10 – Relação entre o coeficiente de perda de carga e a abertura da válvula [15].

Capítulo 7

Turbomáquinas Hidráulicas

A máquina hidráulica é um dispositivo que tem como finalidade promover a troca de energia entre a água e uma roda, geralmente designada de rotor, pela ação dinâmica de um conjunto de pás que giram solidariamente com a roda.

Atendendo ao sentido da troca da energia, as turbomáquinas podem ser classificadas em dois grupos:

1. Os dispositivos que extraem energia ao fluido e fornecem energia ao exterior por meio de um veio rotativo, designam-se de turbomáquinas motrizes e são vulgarmente chamados de turbinas.
2. Os dispositivos que fornecem energia ao fluido a partir da energia recebida do exterior designam-se de turbomáquinas movidas e são genericamente chamados de bombas.

Atendendo ao tema deste trabalho, os subcapítulos seguintes focar-se-ão apenas nas turbomáquinas motrizes.

7.1. Turbinas hidráulicas

7.1.1. *Classificação de turbinas hidráulicas*

Nas turbinas hidráulicas, a água é usada como fonte de energia. Estas convertem a energia cinética e de pressão da água em energia mecânica. A energia da água é transmitida ao rotor da turbina, que através do veio, a transmite ao gerador que, por sua vez, a transforma em energia elétrica.

As diferentes turbinas podem ser classificadas segundo diferentes tipos. A classificação pode ser estabelecida com base na direção do escoamento do fluido em relação ao eixo da roda ou no modo como o fluido atua na turbina.

Assim, relativamente à direção do escoamento, as turbinas podem ser classificadas como:

- Radiais
- Axiais
- Mistas
- Tangenciais

As turbinas são consideradas radiais quando as suas linhas de corrente, no interior do rotor, estão contidas em planos perpendiculares ao eixo de rotação

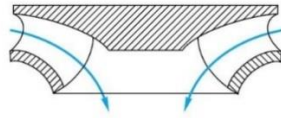


Figura 7.1 – Escoamento radial [16].

As turbinas designam-se mistas se a forma das linhas de corrente é tal que as velocidades em causa apresentam componentes axiais e radiais apreciáveis

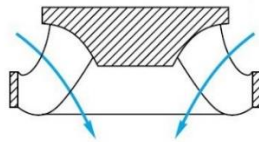


Figura 7.2 – Escoamento misto [16].

Nas turbinas axiais, as linhas de corrente apresentam-se praticamente paralelas ao eixo de rotação e a componente radial da velocidade é muito reduzida.

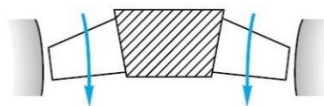


Figura 7.3 – Escoamento axial [16].

Denominam-se tangenciais as turbinas em que um ou vários jatos de água incidem tangencialmente sobre a superfície de uma roda.

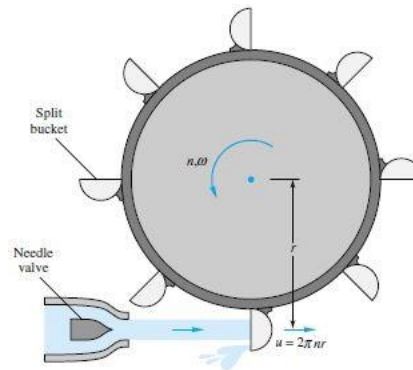


Figura 7.4 – escoamento tangencial [16].

No que concerne ao modo de atuação da água, as turbinas podem dividir-se em dois tipos:

- Turbinas de ação
- Turbinas de reação

Em ambas os tipos, o fluido passa por uma roda que tem pás, designada de rotor, e a energia do fluido apresenta-se inicialmente na forma de pressão. Estes dois tipos de turbinas diferenciam-se pelo sítio onde ocorre a queda de pressão [17].

Nas turbinas de ação, a pressão p_1 à entrada do rotor é igual a pressão p_2 à saída do mesmo, isto é, $p_1 = p_2$. Essas turbinas são designadas de turbinas de jato livre e as pressões p_1 e p_2 podem ser iguais à pressão atmosférica.

Relativamente às pressões à entrada e à saída do rotor das turbinas de reação, temos:

$$p_1 > p_2.$$

À saída do distribuidor de qualquer uma das turbinas, a energia transmitida ao rotor tem uma parte sob a forma de energia cinética e outra sob a forma de energia de pressão.

Nas turbinas de ação, a queda de pressão ocorre na tubeira atingindo o valor da pressão local à saída do distribuidor (injetor). A energia cinética do fluido, por sua vez, aumenta na passagem pelo distribuidor, sendo máxima à saída quando a pressão é mínima.

Nas turbinas de reação, a energia de pressão baixa desde da entrada, no distribuidor, até à saída do rotor podendo atingir valores de pressão inferiores à da atmosfera. Posteriormente na zona do difusor, a pressão aumenta atingindo valores de pressão sensivelmente iguais aos da atmosfera [18].

Na Figura 7.5, podemos observar como se distribuem as pressões e velocidades absolutas nos dos tipos de turbinas citadas.

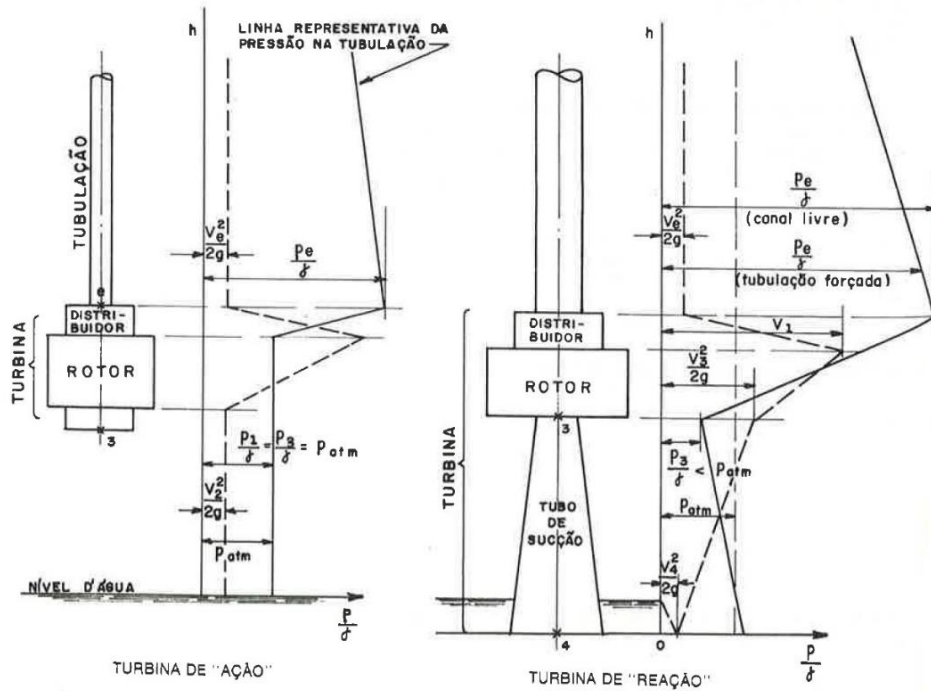


Figura 7.5 – Distribuição das pressões e velocidades absolutas em turbina de ação e reação [18].

A Tabela 7.1 apresenta a classificação das turbinas hidráulicas segundo o seu modo de atuação e a direção do seu escoamento.

Tabela 7.1 – Classificação de turbinas hidráulicas.

Turbomáquinas	Modo de atuação	Direção do escoamento	Designação corrente
	Ação	Tangenciais	Pelton
			Fluxo cruzado
Turbinas	Reação	Radiais	Francis
		Axiais	Kaplan
		Mistas	Dériaz

É de acordo com essa classificação que, nos subcapítulos seguintes, serão apresentados os diferentes tipos de turbina.

7.1.2. Turbinas de ação

As turbinas de ação são desta forma designadas por utilizarem a velocidade do fluxo de água para provocar o movimento de rotação da roda. Estas convertem a energia potencial da água em energia cinética de um jato que é projetado nas pás de uma roda através de injetores ou de distribuidores.

De entre as turbinas de ação destacam-se as seguintes:

- Pelton
- Turgo
- Fluxo-cruzado (Ossberger ou Banki-Michell)

Este tipo de turbina adequa-se a uma utilização caracterizada por alturas de queda relativamente elevadas e de caudais relativamente reduzidos.

7.1.2.1. Turbina Pelton

A turbina Pelton tem essa designação em homenagem ao engenheiro Lester A. Pelton (1829-1908) que muito contribuiu para o seu desenvolvimento no final do século XIX.

A turbina de Pelton é constituída de um disco circular, a roda, com várias pás que têm a designação de copos ou conchas e têm a forma de dupla colher com uma aresta no meio e um pequeno rasgo no seu bordo exterior.

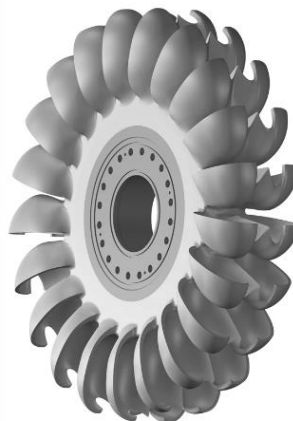


Figura 7.6 – Rotor de uma turbina Pelton [19].

Este rasgo tem uma dupla finalidade, impedir que o jato do copo seja interceptado prematuramente pelo copo seguinte e evitar a deflexão do fluido em direção ao centro da roda.

Na periferia da roda, existem um ou mais injetores e, em cada um deles, a pressão é convertida na energia cinética de um jato que é dirigido tangencialmente sobre a roda. Os jatos de fluido vão então incidir no centro dos copos da roda onde perdem praticamente toda a energia cinética de que dispunham.

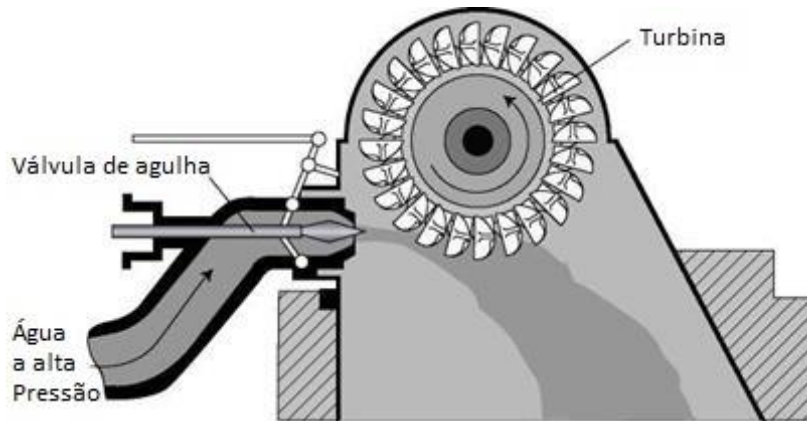


Figura 7.7 – Instalação de uma turbina Pelton [20].

A energia cinética da água que sai dos copos é perdida e não é transformada em energia mecânica, por isso, os copos devem de ser concebidos de maneira a limitar a velocidade de saída e assim maximizar a transformação de energia.

O rendimento da turbina traduz o desempenho da turbina na conversão da energia cinética do jato em energia mecânica de rotação.

A turbina Pelton é projetada para funcionar em condições de máximo rendimento e esse objetivo é atingido quando a relação entre a velocidade da roda u e a velocidade do jato v , antes de atingir a pá, tem o valor aproximado de 0,46.

Quando a turbina Pelton estiver ligada a um gerador e este, por sua vez, estiver ligado a rede, haverá uma imposição de manter constante a frequência da corrente elétrica. Esta imposição obrigará que a velocidade angular da roda permaneça constante.

Qualquer alteração da potência solicitada pela rede irá provocar uma alteração a velocidade da turbina, aumentando a sua velocidade se a potência solicitada diminuir e diminuindo se a potência solicitada aumentar.

A regulação da turbina tem de permitir a manutenção desse rendimento mesmo quando a potência exigida ao veio varia.

Face a imposição da frequência da rede, a regulação tem de ser feita à custa do caudal, mas para que a razão u/v se mantenha no seu valor ótimo não poderá haver variação da velocidade v do jato.

Uma vez que o caudal é dado $Q = Av$, a regulação é conseguida por meio de uma válvula de agulha no injetor que regula a variação de secção A de saída do jato mantendo a razão entre a velocidade de transporte da roda e a velocidade do jato próximo de 0,5 [17].

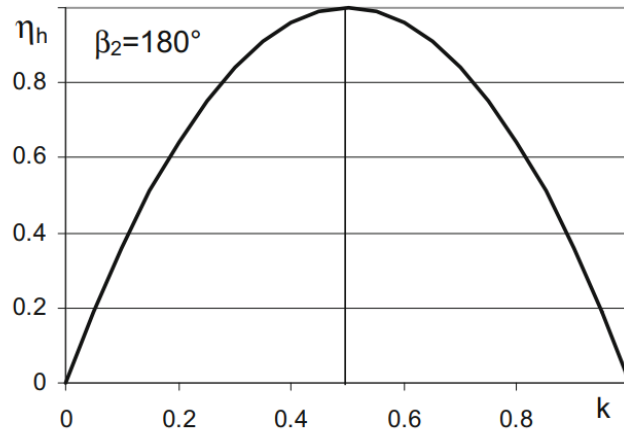


Figura 7.8 – Evolução do rendimento em função da razão $k=u/v$.

O movimento da agulha ao longo do eixo do injetor tem como finalidade fazer aumentar e diminuir a sua secção de saída o que, conseqüentemente, faz variar o diâmetro do jato e mantém constante a sua velocidade.

Na Figura 7.9, é possível observar a existência de um defletor que permite desviar temporariamente o jato e evitar o fenómeno de golpe de aríete aquando da redução do caudal por movimento da agulha.



Figura 7.9 – Injetor da uma turbina Pelton [21].

Num projeto de uma turbina Pelton existem 2 parâmetros que têm uma particular importância para o seu bom desempenho:

1. A razão entre a largura da pá e o diâmetro do jato.
2. A razão entre o diâmetro da roda e o diâmetro do jato.

Relativamente ao primeiro parâmetro, a largura da pá não deve ser demasiada pequena em relação ao diâmetro do jato pois se assim não for, o fluido não é deflectido suavemente pelas pás, em consequência há muita energia dissipada em turbulência. Por outro lado, se as pás forem excessivamente grandes, o atrito nas superfícies das mesmas é excessivo. Por isso, para que não haja perda de rendimento, o valor da razão entre a largura da pá e do jato deverá situar-se entre 4 e 5.

O segundo parâmetro refere-se a razão entre o diâmetro da roda e o diâmetro do jato, o seu valor mínimo deverá situar-se próximo de 10, pois valores inferiores implicam uma proximidade excessiva ou um número muito reduzido de copos prejudicando a utilização completa do jato.

As turbinas Pelton com um ou dois injetores podem ter eixos verticais ou horizontais. No entanto, as turbinas com mais de três injetores são de eixo vertical e neste tipo de configuração o número máximo de injetores é de seis injetores.

Esta configuração é, no entanto, muito rara em pequenos aproveitamentos hidroelétricos por exigir longos e dispendiosos desenvolvimentos em laboratório.

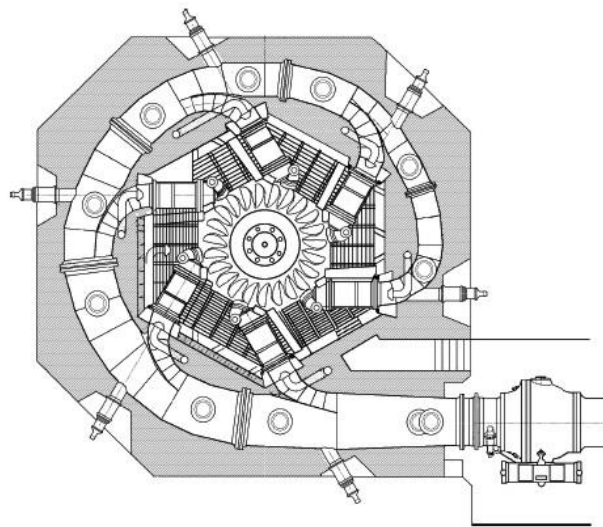


Figura 7.10 – Instalação de uma turbina Pelton de 6 injetores [21].

Em pequenos aproveitamentos hidroelétricos é habitual utilizar-se turbinas de eixo horizontal pelo facto de permitir o acoplamento a geradores de eixo horizontal, os mais comuns e menos dispendiosos.

A roda deste tipo de turbina é geralmente acoplada diretamente ao veio do gerador e, ao mesmo tempo, deve situar-se acima do nível da água a jusante, designado por nível de restituição.

7.1.2.2. Turbina Turgo

Tal como a turbina Pelton, esta turbina também é de ação, apresentando um princípio de funcionamento muito similar. No entanto, apresenta algumas diferenças ao nível de formato das conchas onde o jato de água incide sob um ângulo próximo de 20° relativamente ao plano da roda.

Na turbina Turgo a água entra por um lado e sai pelo outro evitando que o fluxo residual interfira com o jato de admissão tal como acontece nas turbinas Pelton.

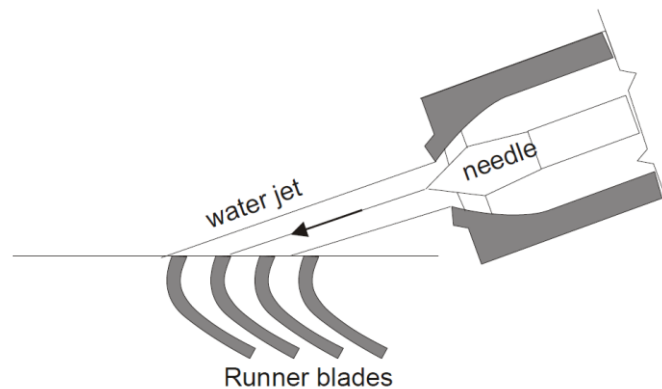


Figura 7.11 – Princípio de funcionamento de uma turbina Turgo [22].

Comparando com as turbinas Pelton, para o mesmo caudal e altura de queda, as turbinas Turgo têm rodas de menores dimensões o que as leva funcionar a uma maior velocidade de rotação. Esta característica permite que a turbina e o gerador possam estar diretamente acoplado aumentando o seu rendimento e diminuindo os custos de aquisição e de manutenção.

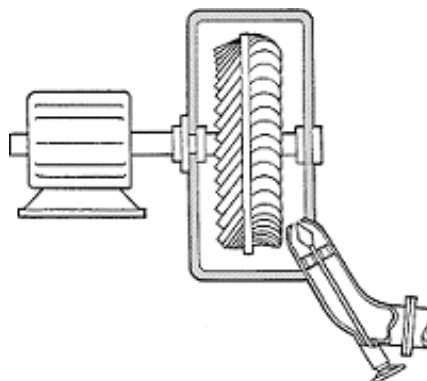


Figura 7.12 – Turbina Turgo diretamente acoplado ao gerador [23].

No entanto, estas turbinas apresentam também certas desvantagens. Comparativamente com as Pelton, o seu valor de rendimento máximo é cerca de 5 a 6% inferior e o seu fabrico é mais complexo. Por outro lado, e ao contrário da turbina Pelton, o jato de água produz uma força axial obrigando a substituição dos rolamentos de esferas por mancais de rolamentos ou ainda rolos cónicos.

A turbina Turgo, à semelhança da Pelton, pode funcionar entre 20 % a 100% do seu caudal máximo e por isso pode ser uma alternativa interessante à turbina Francis nos casos em que existe uma variação significativa do caudal ou em situações em que há longas condutas, visto que os deflectores evitam o golpe de aríete e que a turbina entre em velocidades excessiva provocando danos no material [22].

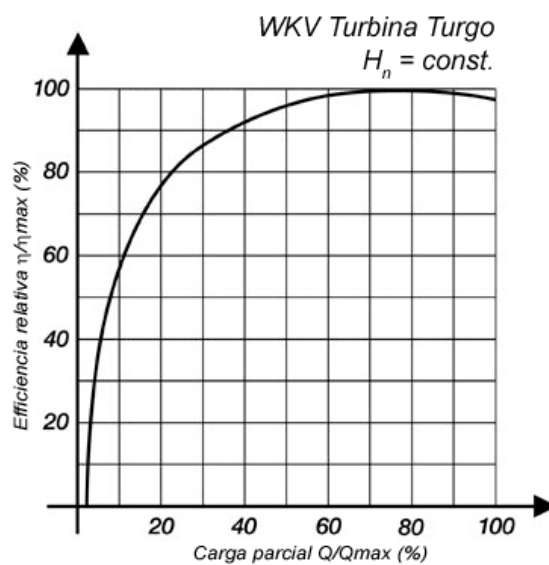


Figura 7.13 – Rendimento da uma turbina Turgo [24].

7.1.2.3. Turbina de fluxo cruzado

A turbina de fluxo cruzado também conhecida como Cross-flow da terminologia inglesa e ainda chamada de Banki-Mitchell em homenagem aos seus inventores ou de Ossberger pelo facto dessa empresa a ter fabricado durante mais de 50 anos.

O seu nome fluxo cruzado tem origem no facto do jato de água, de forma retangular, passar duas vezes pelas pás do rotor, uma de fora para dentro e outra de dentro para fora, antes de sair da turbina.

Esta turbina tem um rotor do tipo tambor constituído de dois ou mais discos sólidos ligados entre si por uma série de lâminas curvadas como ilustrado na Figura 7.14.



Figura 7.14 – Rotor de uma turbina fluxo-cruzado [25].

Neste tipo de turbina, a água entra na tubeira onde existe uma zona de transição que tem a finalidade de ajustar a passagem da água da tubagem redonda para a entrada retangular da turbina e de guiar o escoamento até a entrada do rotor. De seguida passa pelas guias do distribuidor orientando o ângulo de entrada da água no rotor de forma a maximizar o rendimento da turbina (Figura 7.15).

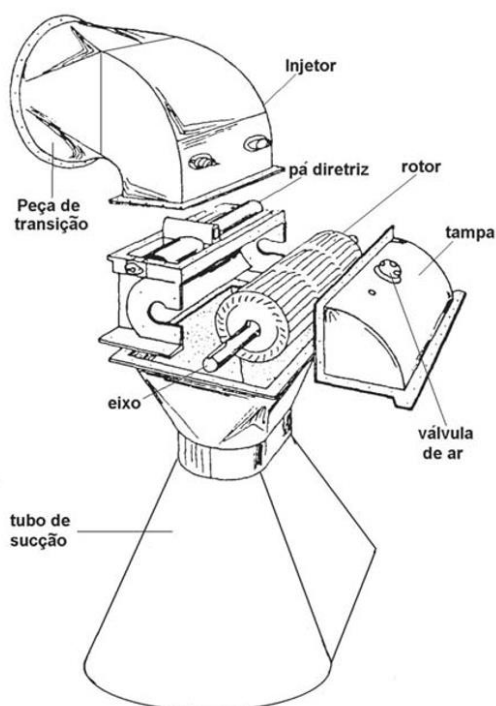


Figura 7.15 – Componentes de uma turbina de fluxo cruzado [26].

A água flui pelas lâminas situadas na parte superior do rotor onde origina a primeira parcela do binário, segue depois para o centro do rotor para passar uma segunda vez pelas lâminas na parte inferior do rotor onde origina a segunda fração do binário (Figura 7.16). A grande parte do binário produzido acontece na primeira passagem pelas lâminas situadas na parte superior do rotor, cerca de 75%, os restantes 25% são produzidos na segunda passagem.

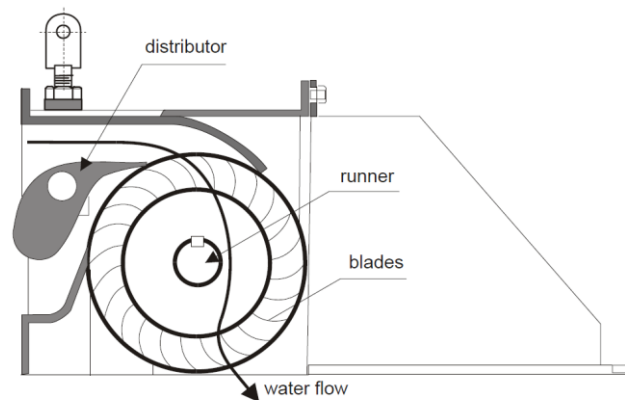


Figura 7.16 – Princípio de funcionamento de uma turbina Fluxo-cruzado [22].

As turbinas de fluxo cruzado são turbinas de ação, o que significa que o rotor está a girar à pressão atmosférica, ou próxima dela, e não está totalmente inundado como acontece numa turbina de reação.

Geralmente, é favorável colocar a turbina muito perto do nível da água do rio para aproveitar toda a altura de queda, contudo para evitar possíveis danos causados por cheias, pode-se colocar a turbina acima do nível da superfície livre do canal de restituição. Para evitar a perda de altura de queda a caixa é fechada hermeticamente. Isto permite criar uma depressão na caixa e fazer com que a água suba pelo tubo de descarga para compensar parte da altura de queda perdida ao colocar a turbina num local mais elevado. Para que a água não atinge o rotor e crie problemas de funcionamento na turbina, coloca-se uma válvula de ar que regula a quantidade de ar que entra na caixa e no tubo de descarga para manter um nível máximo abaixo do rotor [23].

Durante a regulação da turbina de fluxo-cruzado é importante ajustar corretamente a válvula de entrada de ar, de modo a permitir a entrada certa da quantidade de ar para dentro da câmara da turbina. Se a entrada de ar for em demasia, a coluna de água no tubo de descarga irá cair, diminuindo o efeito da depressão e conseqüentemente o rendimento do sistema. Por outro lado, se a entrada de ar for muito diminuta, a coluna de água no tubo de descarga irá subir afogando o rotor o que provocará uma excessiva resistência e também uma redução no rendimento [27].

Devido a simetria de uma turbina de fluxo-cruzado, o comprimento do rotor da mesma pode ser teoricamente aumentado para qualquer tamanho, sem que altere qualquer das suas características hidráulicas. Assim, duplicando o tamanho do rotor da turbina, quase que se dobra a potência fornecida, para a mesma velocidade. Compreende-se assim que quanto menor for a queda maior será o tamanho da turbina e que se torna mais compacta à medida que se tem maiores alturas de queda [3].

No entanto existem limites para ambos os casos, se as laminas forem demasiado longas, tornar-se-ão flexíveis demais e rapidamente apresentarão fadiga nas junções. Se a turbina for compacta demais, em aproveitamentos de elevada queda, as perdas nos bordos da mesma

afetarão o rendimento de forma significativa [3].

Para caudais reduzidos o comprimento do rotor é reduzido, pelo que normalmente, apenas são usados dois discos laterais no rotor. Quando se têm caudais elevados os rotores são mais compridos e, por isso, usam-se discos intermédios para minimizar os esforços de flexão nas pás (Figura 7.14) [23].

As turbinas de fluxo-cruzado estão disponíveis numa vasta gama de diâmetros de rotor. Os menores diâmetros são utilizados para grande altura de queda. Este tipo de turbina é usado principalmente na gama de baixas potências e alturas de queda compreendidas entre 5 e 200 m. O seu rendimento é inferior aos das turbinas de projeto convencional, mas mantém-se elevado ao longo de uma extensa gama de caudais. Esta característica torna-a adequada a operação num espectro largo de caudais. Isto acontece porque a maioria dessas turbinas têm duas pás diretrizes, uma com 1/3 da largura e a outra com 2/3. Isto significa que durante os períodos de menor caudal os 2/3 poderão estar completamente fechados impedindo a entrada de água e permitindo que a turbina opera em apenas 1/3 da sua largura. Caso haja valores médios de caudal a parte de 1/3 estará fechada e a turbina irá operar apenas com 2/3 da sua largura. Em situações de elevados caudais, as duas pás diretrizes poderão trabalhar juntas, o que quer dizer que a turbina irá operar na totalidade da sua largura.

A Figura 7.17 ilustra esquematicamente o largo espectro de caudais em que opera a turbina de fluxo-cruzado e mostra que o seu rendimento se mantém elevado ao longo de uma extensa gama de caudais.

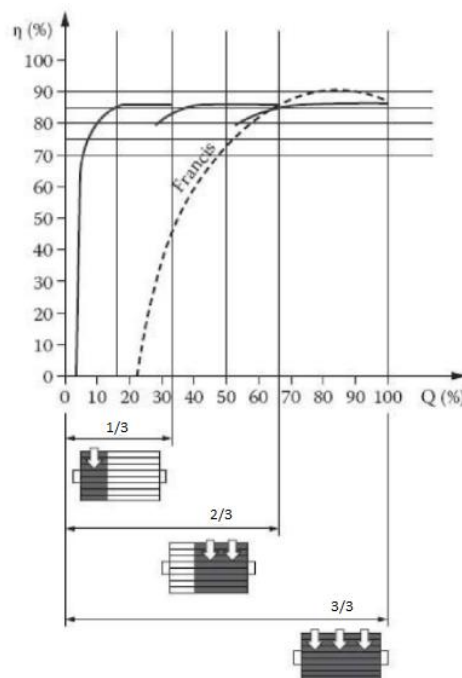


Figura 7.17 – Gama de rendimento de uma turbina fluxo-cruzado [23].

A conceção simples deste tipo de turbina torna-a barata e fácil de reparar, especialmente no caso de rotura das lâminas do rotor devido ao elevado esforço mecânico a que estão sujeitas.

7.1.3. Turbinas de reação

7.1.3.1. Turbina Francis

A turbina Francis deve a sua designação a James B. Francis, engenheiro inglês que, em 1947, foi incumbido de estudar uma turbina para a aproveitamento energético do desnível de um rio. A sua atenção recaiu sobre uma máquina centrípeta. Os aperfeiçoamentos introduzidos foram tais que esse tipo de turbina passou a merecer o seu nome.

A turbina Francis é uma turbina de reação atendendo ao facto de o escoamento sofrer variação de pressão no seu interior, dado que ao longo do seu percurso ocorrem transformações da energia de pressão em energia cinética.

A turbina Francis caracteriza-se por ter os seguintes componentes (Figura 7.18):

- Evoluta
- Distribuidor
- Roda
- Difusor

A evoluta é uma câmara com um formato em espiral, de secção progressivamente decrescente, concebida para conservar constante a velocidade tangencial do escoamento e distribuir uniformemente a água no distribuidor.

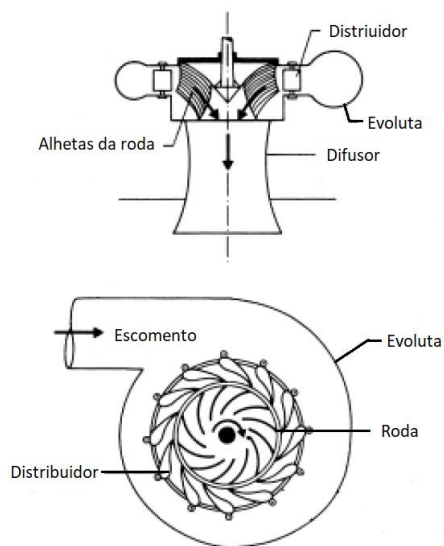


Figura 7.18 – Elementos constituintes de uma turbina Francis (adaptado de [5]).

O distribuidor é constituído por alhetas fixas ou móveis que têm como finalidade regular o caudal, mantendo-o com uma velocidade constante, e orientar o escoamento de maneira a que o mesmo entre no interior da roda adaptando o seu ângulo de ataque às pás da roda.

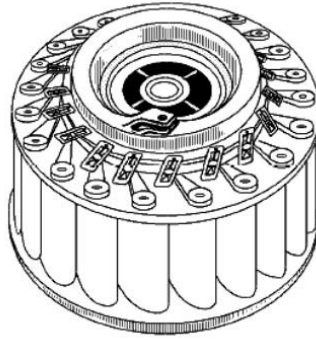


Figura 7.19 – Distribuidor [28].

A roda é constituída por uma coroa de pás que constituem uma série de canais hidráulicos que recebem a água radialmente e a orienta para a saída da roda numa direção axial. Ao longo do percurso, a roda transforma a energia hidráulica em energia mecânica encaminhando a água para o difusor.



Figura 7.20 – Roda da turbina Francis.

A forma e as dimensões das rodas variam com a queda. Para grandes quedas, o diâmetro de entrada da roda é bastante superior ao diâmetro de saída, sendo reduzida a componente axial da velocidade de água. Há medida que a altura de queda diminui, a componente axial vai aumentando, diminuindo o diâmetro de entrada em relação ao de saída [5].

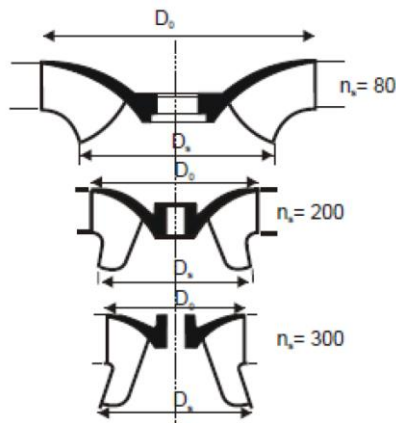


Figura 7.21 – Diâmetro de uma turbina em função da velocidade específica (adaptado de [5]).

Finalmente, o difusor tem como objetivo recuperar parte da energia cinética que permanece na saída da roda. Dado que a energia cinética é proporcional ao quadrado da velocidade, deve procurar-se reduzir a velocidade de saída da turbina. Assim, o difusor deverá ter um formato cônico crescente, todavia o ângulo não deverá ser demasiado grande a fim de evitar o risco de descolamento do escoamento.

7.1.3.2. Turbina Kaplan e de Hélice

As turbinas Kaplan e de Hélice são turbinas de reação axiais, o que significa que o escoamento sofre uma variação de pressão no interior do rotor e sua direção, à entrada da roda, é paralelo ao eixo da turbina.

As turbinas Kaplan e de Hélice são semelhantes sendo que a turbina Kaplan caracteriza-se por ter pás móveis e ajustáveis enquanto que as da turbina de Hélice são fixas. Assim, poder-se-á dizer que a turbina Kaplan é uma turbina de Hélice com pás móveis permitindo-lhe ajustar o ângulo de ataque de forma a se adaptarem as variações do escoamento.



Figura 7.22 – Roda de pás ajustáveis de uma turbina Kaplan [29].

Os restantes componentes que constituem estas turbinas são semelhantes ao da turbina Francis, compreendendo um distribuidor com alhetas à entrada e um difusor a saída.

A Figura 7.23 ilustra uma turbina Kaplan onde é possível observar os vários componentes, destacando-se as alhetas móveis do distribuidor e as pás móveis da roda.

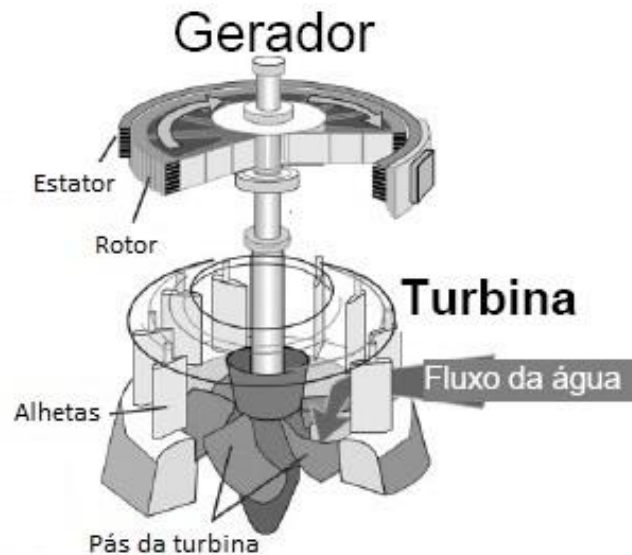


Figura 7.23 – Elementos constituintes de turbina Kaplan [23].

Quando se está em presença de uma turbina com regulação ao nível do distribuidor e das pás, diz-se que a turbina é de regulação dupla. Se as alhetas do distribuidor forem fixas diz-se então que a turbina é de regulação simples.

A regulação dupla das turbinas Kaplan permite-lhes adaptarem-se continuamente as diferentes cargas, resultando daí uma grande flexibilidade de utilização. A variação da posição do distribuidor irá permitir que a turbina funcione a carga variável enquanto a possibilidade de ajuste das pás irá permitir que a turbina mantenha elevados rendimentos apesar das variações de carga. Face a essas características, facilmente se perceberá que a turbina Kaplan manterá um elevado rendimento ao longo de uma grande gama de caudais.

Por outro lado, no que concerne a turbina de Hélice, também se perceberá que, face à sua incapacidade de regulação do ângulo das pás, resultará uma menor flexibilidade de utilização, limitando-se a uma faixa mais restrita, sendo que o rendimento cairá rapidamente para valores de caudal diferentes do definido como valor ótimo de funcionamento.

7.1.3.3. Turbina-bomba

A utilização de bombas a funcionar como turbina pode ter interesse e ser uma opção nos

sistemas de abastecimento de água e de saneamento de água residuais. Essa opção é normalmente viável para os sistemas em que os caudais a turbinar são reduzidos e, por esse motivo, podem tornar as turbinas uma opção economicamente inviável [11].

A justificação passa pelo facto de as bombas serem equipamentos produzidos em grande escala e serem amplamente utilizadas em todos os sectores da atividade económica, desde da agricultura até a indústria passando pelos sistemas de abastecimento e saneamento. Ao invés as turbinas são habitualmente produzidas em menor escala pelo facto de serem produzidas especificamente para dado aproveitamento, o que torna o custo da turbina consideravelmente superior ao de uma bomba para potências e dimensões semelhantes [30].

Para além da vantagem do custo de aquisição das bombas face às turbinas, as bombas apresentam ainda vantagens no que diz respeito a sua fácil instalação e manutenção, dado que não exigem mão-de obra especializada, e ainda a disponibilidade de peças sobresselentes.

Todavia as bombas a operar como turbina não apresentam apenas vantagens face às turbinas convencionais. Estas também apresentam desvantagens atendendo à função para a qual estavam inicialmente projetadas.

As bombas não possuem alhetas ajustáveis no distribuidor, impedindo-as de funcionar a cargas variáveis como nas turbinas, diminuindo rapidamente o seu rendimento se se afastarem do seu ponto ótimo de funcionamento. Por outro lado, as pás do rotor da bomba são projetadas para uma dada função ao ser invertido o sentido de escoamento irão ocorrer choques nas pás causando perdas de rendimento.

Justificada a razão para a utilização de bombas a funcionar como turbinas e apresentadas as suas vantagens e desvantagens, se se observar os aspetos construtivos e hidráulicos de ambos, facilmente se percebe que são muitos semelhantes, desempenhando, no entanto, processos opostos.

Assim, se uma bomba operar como uma turbina, o sentido do escoamento será invertido e conseqüentemente haverá uma inversão no sentido de rotação e, obviamente, nos processos de conversão de energia. A bomba que inicialmente convertia a energia mecânica em energia cinética e posterior em energia de pressão passará a produzir energia mecânica a partir da energia de pressão, como ilustrado na Figura 7.24.

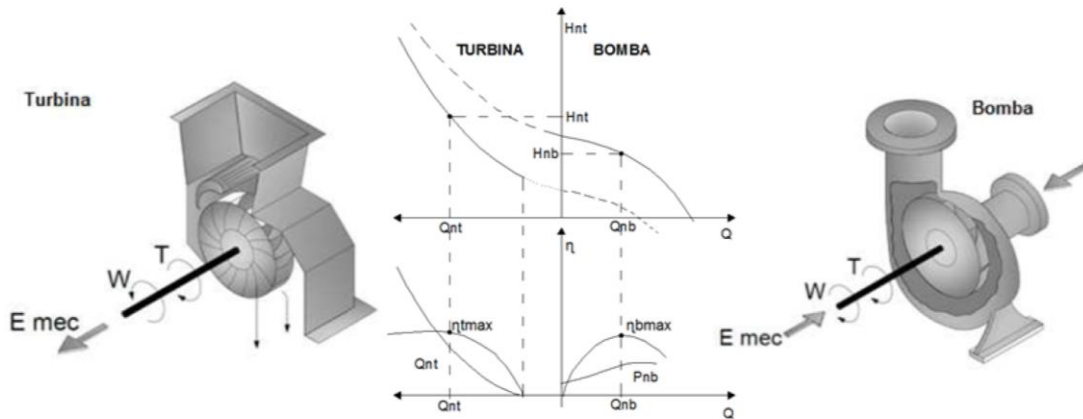


Figura 7.24 – Comparação de uma bomba a operar como bomba e como turbina [31].

A utilização de bombas a funcionar como turbinas não se pode limitar a inversão do sentido de escoamento e conseqüentemente a inversão dos processos de conversão de energia, isto é, tomar com base as condições existentes para a escolha da bomba como condições para a escolha e funcionamento como turbina, sob pena do rendimento da turbina-bomba ser inferior ao da bomba por causa das perdas internas da máquina resultante da inversão do sentido de escoamento. Por outro lado, se se tomar como referência o valor máximo de rendimento da bomba, a unidade turbina será sobredimensionada e não terá o desempenho desejado.

Na Figura 7.25, é possível observar que os valores de queda e de caudal da bomba a operar como turbina são superiores aos da bomba para o correspondente valor máximo de rendimento, resultando uma potência superior para turbina-bomba.

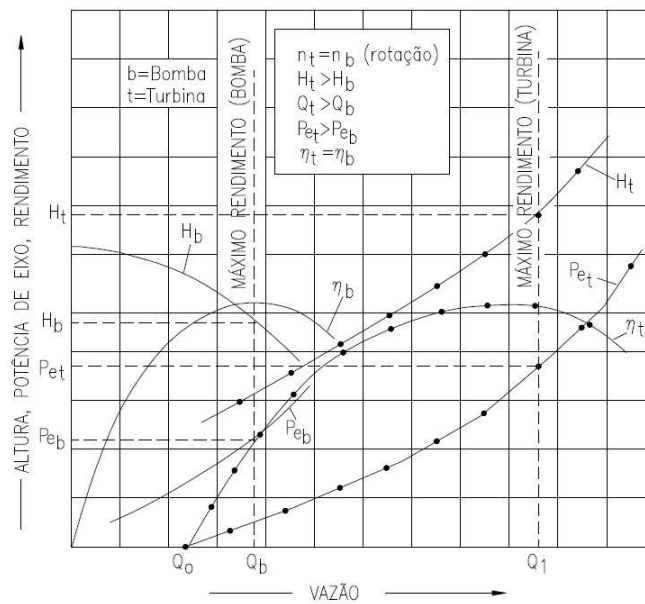


Figura 7.25 – Comparação das curvas de altura, potência e rendimento em função do caudal da bomba e da turbina-bomba [32].

Face ao exposto, haverá a necessidade de, a partir dos parâmetros de dimensionamento da turbina, nomeadamente o caudal, a altura de queda e ainda a velocidade de rotação, fazer uma conversão dos mesmos para que estes sirvam de referência para a escolha de uma bomba equivalente cujo ponto de rendimento ótimo satisfaça as mesmas condições.

Para a correta seleção da bomba a funcionar como turbina, o ideal seria recorrer aos dados apresentados nos catálogos dos fabricantes onde estariam referidos os fatores de conversão que relacionam o desempenho das turbinas com o das bombas no ponto de rendimento ótimo.

Partindo desses fatores de conversão e tendo como base os parâmetros caudal, a altura de queda e a velocidade de rotação do aproveitamento, seria então possível selecionar a bomba para funcionar como turbina.

Na falta dos mesmos, poder-se-á recorrer a várias metodologias de conversão desenvolvidas em vários estudos, destacando-se de entre elas as metodologias de A. VIANA (1987) e F. NOGUEIRA (1990), e de CHAPALLAZA et al. (1992) por serem consideradas as mais práticas e com melhores resultados.

As duas metodologias são semelhantes e consistem na determinação dos coeficientes de conversão que serão utilizados para a obtenção da altura de queda e de caudal da bomba a partir dos parâmetros da turbina do aproveitamento, nomeadamente a altura de queda, o caudal e a velocidade de rotação. Assim, com base nesses dados e nos referidos métodos será possível selecionar uma bomba para funcionar como uma turbina.

7.1.4. Rendimentos

De uma forma genérica, o conceito de rendimento é definido como sendo a razão entre a potência fornecida e a potência debitada por um dado equipamento. O seu valor será tanto maior quanto menor forem as perdas ocorridas durante o processo.

No caso das turbinas, o rendimento é definido como sendo a razão entre a potência à saída do veio e a potência fornecida à turbina e será tanto maior quanto menor forem as perdas ocorridas na passagem do fluido pela turbina.

O rendimento de uma turbina pode ser expresso de acordo com a seguinte fórmula:

$$\eta_t = \frac{P_v}{\gamma Q H_u} \quad (7.1)$$

em que,

η_t – Rendimento da turbina [adimensional];

P_v – Potência à saída do veio [W];

γ – Peso volúmico [N/m³];

Q – Caudal [m³/s];

H_u – Queda útil [m].

As perdas ocorridas durante a passagem do fluido pela turbina resultarão de perdas de ordem hidráulica, volumétrica e mecânicas.

Com efeito, o rendimento global da turbina resulta do produto dos rendimentos manométricos, volumétricos e mecânicos da mesma, podendo ser definido de acordo com a seguinte expressão:

$$\eta_t = \eta_{man} \times \eta_{vol} \times \eta_{mec} \quad (7.2)$$

O rendimento manométrico contabiliza as perdas de carácter hidráulico e é definido por:

$$\eta_{man} = \frac{H_{efetiva}}{H_u} \quad (7.3)$$

Por sua vez, o rendimento volumétrico é definido como a razão entre o caudal turbinado e o caudal de dimensionamento, sendo que o caudal turbinado resulta da diferença entre o caudal de dimensionamento e as perdas por fugas na roda e é definido pela seguinte expressão:

$$\eta_{vol} = \frac{Q_t}{Q_{dim}} = \frac{Q_{dim} - q}{Q_{dim}} \quad (7.4)$$

em que,

η_{vol} – Rendimento volumétrico [adimensional];

Q_{dim} – Caudal de dimensionamento [m³/s];

Q_t – Caudal turbinado [m³/s];

q – Fugas [m³/s];

Finalmente, o rendimento mecânico é função das perdas mecânicas resultante do atrito nos apoios e vedantes do veio.

De acordo com o tipo de turbina e a sua geometria, o valor máximo do rendimento será atingido para um dado valor de altura de queda e de caudal, escolhida a velocidade de rotação.

Esse valor máximo de rendimento será alcançado se a turbina tiver sido projetada para funcionar nesse ponto ótimo de funcionamento, isto é, se a turbina apresentar as menores perdas de rendimento para esse valor de potência.

No entanto, durante a operação dos sistemas é possível que possam ocorrer variações de

queda e de caudal, pelo que, nessas situações haverá necessidade de ações de regulação que irão forçar a turbina a operar em pontos de funcionamento distintos do ponto de funcionamento em que ocorre o valor máximo de rendimento.

Para cada um desses pontos de funcionamento, isto é, para cada par de valores de queda e de caudal irão corresponder diferentes valores de rendimento. Assim, será possível traçar um gráfico com a evolução do rendimento em função da potência debitada. No entanto, face a irrelevância da variação da queda quando comparado com a variação de caudal, os gráficos apresentam a variação do rendimento função do caudal [6].

Na Figura 7.26, são apresentadas as curvas da variação do rendimento de diferentes tipos de turbina em função do caudal, expresso em percentagem do caudal máximo. No caso das turbinas Francis e de Hélice ainda é possível observar essa variação para diferentes valores de velocidades de rotação.

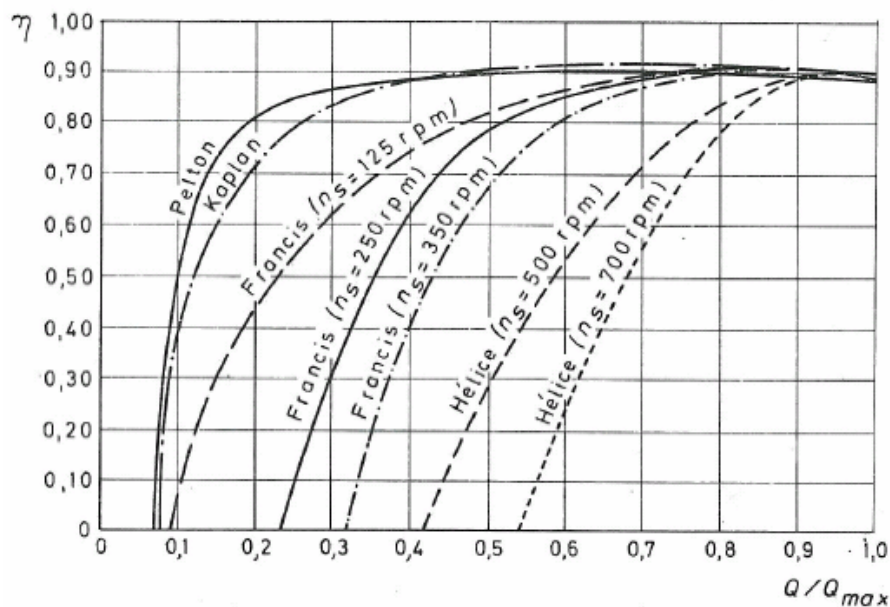


Figura 7.26 – Variação do rendimento em função do caudal para diferentes turbinas [33].

Analisando o gráfico acima, é possível verificar que o rendimento varia em função do tipo de turbina. A turbina Pelton apresenta rendimentos próximos do seu máximo mesmo para valores baixos de caudal. A evolução da sua curva de rendimento desenvolve-se quase na vertical a partir dos 10 % até atingir o seu ponto máximo nos 20%, mantendo-se a curva de rendimento praticamente plana ao longo de toda a gama de caudais atingindo valores próximos dos 90%.

A turbina Kaplan, por seu turno, apresenta valores de rendimento superiores a 90% com uma curva praticamente plana ao longo de toda a gama de caudais sendo que o decaimento do seu rendimento ocorre para valores de caudal relativo relativamente baixos, mas superiores aos das turbinas Pelton.

O comportamento da turbina Kaplan pode ser justificado pela capacidade de ajuste das pás que permitem ajustar o ângulo de ataque do fluido às pás, reduzindo as perdas de rendimento por choque e mantendo o seu rendimento mesmo para valores baixos de caudal.

Dadas as características deste tipo de turbinas, estas serão mais apropriadas para instalações onde existe uma grande variação de caudais visto que mantêm elevado o seu rendimento desde de baixos valores de caudais e para uma gama ampla de caudais.

Em contrapartida, as turbinas Francis apresentam elevados rendimentos, mas a evolução da curva de rendimento apresenta-se com uma forma mais pontiaguda o que evidencie elevado rendimento no seu ponto ótimo de funcionamento, mas um acentuado decaimento do rendimento para valores de caudal fora do caudal ótimo de dimensionamento.

As turbinas hélice apresentam elevados rendimentos, mas apenas para uma faixa reduzida de caudais decaindo consideravelmente fora dessa faixa. Este comportamento é justificado pela incapacidade de regulação das pás neste tipo de turbina.

Constata-se, ainda, que para as turbinas Francis e de Hélice, a medida que aumenta a rotação da turbina, o decaimento do rendimento é mais prematuro, isto é, ocorrerá para valores ainda elevados de caudal evidenciando-se uma inadequação deste tipo de turbina para funcionar com potências variáveis.

Dado que este tipo de turbinas têm uma estreita faixa de utilização, no que diz respeito ao caudal e têm um diminuto rendimento fora dessa faixa, são mais apropriadas para operar em instalações onde existe capacidade de regularização de caudais, impondo-se a sua paragem quando se encontram fora do seu ponto ótimo de funcionamento.

Salienta-se que, relativamente às curvas de rendimento apresentadas na Figura 7.26, o ideal será utilizar as curvas de rendimento fornecidas pelos fabricantes de turbinas. Contudo, na falta desses elementos será possível utilizar uma equação geral para o rendimento das turbinas, obtida a partir de um grande número de curvas de rendimento de fabricantes [10].

A referida equação é dado pela seguinte expressão:

$$\eta_t = \left[1 - \left(\alpha \left| 1 - \beta \frac{Q}{Q_N} \right|^x \right) \right] \delta \quad (7.5)$$

Os parâmetros correspondentes a cada uma das turbinas são apresentados na Tabela 7.2, sendo que j é o número de injetores da turbina Pelton e Hu é altura útil de queda.

Tabela 7.2 – Parâmetros da equação geral do rendimento [10].

	Hélice	Kaplan	Francis	Pelton
α	1,25	3,5	1,25	1,31+0,025j
β	1	1,333	1,1173 $Hu^{0,025}$	0,662+0,001j ⁻¹
χ	1,13	6	3,94-11,7 $Hu^{0,5}$	5,6
δ	0,905	0,905	0,919	0,864

7.1.5. Gamas de aplicação

Na sequência do descrito no subcapítulo anterior, facilmente se conseguirá perceber que o parâmetro caudal é determinante na escolha do tipo de turbina atendendo as variações verificadas de rendimento em função do tipo de turbina e ainda pelos valores que caudal possa assumir.

A semelhante do caudal, também o valor da queda útil se revela um parâmetro fundamental na definição do tipo de turbina, podendo ser justificado pelo facto de certos tipos de turbinas apresentarem maior adaptabilidade a certos tipos de queda, como também a variação da mesma.

Conhecidos os valores do caudal máximo turbinável e a queda útil da instalação, com base nesses valores será possível estimar a energia produtível e, assim, projetar o número, o tipo e as características da turbina a utilizar, mas dado a vasta gama de aplicabilidade das diferentes turbinas, em que várias turbinas partilham a mesma faixa de aplicabilidade, será possível, para os referidos valores de caudal e de queda útil, preconizar diferentes soluções.

No entanto, atendendo as características das diferentes turbinas, algumas delas estarão mais vocacionadas a operar numa determinada faixa de utilização do que outras.

Na Figura 7.27, é apresentada a gama de aplicação dos diferentes tipos de turbinas.

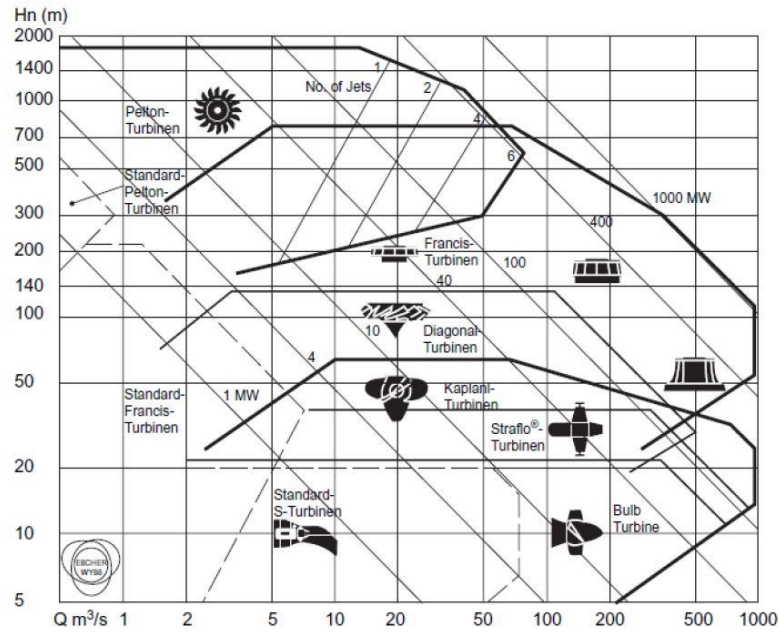


Figura 7.27 – Gama de aplicação de turbinas em função do caudal e da queda útil [2].

Analisando o diagrama e tendo como parâmetro de análise apenas os valores de queda, é possível observar que o emprego da turbina Pelton é aconselhado para elevados valores de queda e que a turbina Kaplan é para pequenos valores de queda. Por seu lado, a turbina Francis apresenta uma grande gama de quedas que se deve à utilização de diferentes evoluções da forma da roda como, aliás, foi referido no subcapítulo 7.1.3.1.

A Tabela 7.3, apresenta a gama de utilização dos diferentes tipos de turbinas em função da altura de queda.

Tabela 7.3 – Gama de utilização dos diferentes tipos de turbinas [22].

	Tipo de turbina	Gama de Utilização
Reação	Kaplan e Hélice	$2 < H < 40$ m
	Francis	$25 < H < 350$ m
Ação	Pelton	$50 < H < 1300$ m
	Cross-flow	$5 < H < 200$ m
	Turgo	$50 < H < 250$ m

Analisando, agora, o diagrama e tendo como foco os valores de caudal, será possível constatar que a turbina Kaplan é a aconselhada para elevados valores de caudal e que a turbina Pelton é utilizada para baixos valores de caudal. A semelhança da queda, a turbina Francis é

utilizada numa vasta gama de caudais pelas razões já apresentadas.

Em síntese, a turbina Pelton será uma solução mais vantajosa para valores elevados de queda e baixos caudais. Em oposição, encontra-se a turbina Kaplan que é aconselhável para elevados valores de caudal e baixas quedas. Numa situação intermédia estará a turbina Francis, que poderá operar numa vasta gama de caudais e queda.

A justificação para as diferentes gamas de aplicação das diferentes turbinas prende-se com as características intrínsecas de cada uma delas. Assim, as turbinas de ação terão menos inconvenientes em operar com altas quedas pelo facto de a roda trabalhar a pressão atmosférica, ou próxima dela, mas em contrapartida terão maiores dificuldades em operar com elevados caudais pelo fato de não os conseguirem distribuir pelas suas pás. Em contraposição, encontram-se as turbinas de reação, estando mais adaptadas a pequenas e médias quedas e a elevados caudais. Isto pode ser explicado pelo facto de conversão da energia de pressão em energia cinética ocorrer no interior da turbina. Assim, as elevadas quedas iriam obrigar a especiais cuidados nas juntas dessas turbinas de forma manter a pressão em valores superior à entrada da turbina face à da saída. Por outro lado, os baixos caudais que normalmente estão associados as elevadas quedas, iriam conduzir a pequenas dimensões de roda deste tipo de turbina dificultando a concretização da mesma.

7.1.6. Critérios de seleção

Numa fase final de análise de dados para a definição da turbina a utilizar, é natural existir já alguma informação relativa à altura de queda e ao caudal disponíveis. Por outro lado, também é normalmente conhecida a velocidade de rotação, dado que a ligação da turbina ao gerador obriga a que a velocidade de rotação se mantenha constante, sendo esse valor imposto pela frequência da energia elétrica a gerar e a entregar à rede.

Salienta-se, no entanto, que os construtores procuram construir máquinas com elevadas velocidades de rotação, que apresentam menor peso e dimensão, por se revelarem mais económicas. Em consequência, a velocidade ótima da turbina poderá ser distinta da velocidade de rotação do gerador o que obrigará, naturalmente, ao uso de órgãos mecânicos de conversão de velocidade [6].

Como foi possível verificar na sequência do exposto no subcapítulo anterior, o caudal e a altura de queda desempenham um papel importante na definição do tipo de turbina a utilizar, mas como será possível verificar mais adiante a velocidade de rotação constitui um critério de seleção mais fiável e mais preciso que o par caudal e queda na definição do tipo de turbina, como ainda de definição da forma e dimensão da turbina a utilizar.

Assim, para facilitar a seleção da turbina, será necessária empregar um parâmetro característico que envolve a altura de queda, o caudal e a rotação no ponto de máximo

rendimento, isto é, quando $\eta = \eta_{max}$, mas que seja independente da dimensão. Isso é conseguido utilizando um parâmetro adimensional chamado velocidade específica Ω mas que por vezes também pode ser expressa na sua forma dimensional através do parâmetro N_s .

A velocidade específica N_s define-se como sendo a velocidade de uma turbina que fornece a potência de 1 kW sob a queda útil de 1 m a uma dada velocidade de rotação N e pode ser expressa de acordo com a seguinte equação:

$$N_s = \frac{N P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (7.6)$$

em que,

N_s – Velocidade específica da turbina (dimensional);

N – Velocidade de rotação [rpm];

P – Potência desenvolvida [kW];

H – Queda útil [m];

A mesma velocidade específica pode ser expressa para as bombas, no entanto, será mais apropriado defini-la em termos de caudal Q . Neste caso, velocidade específica N_s define-se como sendo a velocidade de uma bomba que impulsiona o caudal de 1 m³ a uma altura de elevação de 1 m a uma dada velocidade de rotação N e pode ser expressa de acordo com a seguinte equação:

$$N_s = \frac{N Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (7.7)$$

em que,

N_s – Velocidade específica da bomba (dimensional);

N – Velocidade de rotação [rpm];

Q – Caudal bombeado [m³/s];

H – Altura de elevação [m];

A velocidade específica poderá assumir a forma adimensional sendo necessário, para o efeito, que a velocidade de rotação N seja expressa em *rad/s* e que os parâmetros massa volúmica do fluido ρ e a aceleração da gravidade g sejam considerados em unidades do sistema internacional. Assim, as expressões para as turbomáquinas motrizes e movidas assumirão as

seguintes formas:

Para as turbomáquinas motrizes virá,

$$\Omega = \frac{\omega P^{1/2}}{\rho^{1/2} (gH)^{5/4}} \quad (7.8)$$

onde,

Ω – Velocidade específica [adimensional];

ω – Velocidade de rotação [rad/s];

P – Potência desenvolvida [kW];

H – Altura de elevação [m];

ρ – Massa volúmica do fluido [kg/m³];

g – Aceleração da gravidade [m/s²];

e para as turbomáquinas movidas virá,

$$\Omega = \frac{\omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \quad (7.9)$$

onde,

Ω – Velocidade específica [adimensional];

ω – Velocidade de rotação [rad/s];

Q – Caudal bombeado [m³/s];

H – Altura de elevação [m];

g – Aceleração da gravidade [m/s²];

Salienta-se que é possível converter as duas formas da velocidade específica, dimensional e adimensional, utilizando para o efeito o seguinte fator de conversão:

$$N_s = 52,92 \Omega \quad (7.10)$$

O parâmetro velocidade específica N_s definido acima permite caracterizar a geometria do rotor da turbomáquina independentemente da sua dimensão. Por seu lado, a geometria do rotor irá também determinar a configuração do escoamento do fluido que atravessará a turbomáquina

hidráulica.

Assim, com base no valor da velocidade específica será possível classificar a turbomáquina hidráulica de lenta ou rápida e identificar se a geometria do rotor será do tipo radial, misto ou axial.

Na Figura 7.28, estabelece-se a variação da geometria do rotor de uma turbomáquina hidráulica em função da velocidade específica N_s calculada com base na equação (7.6)

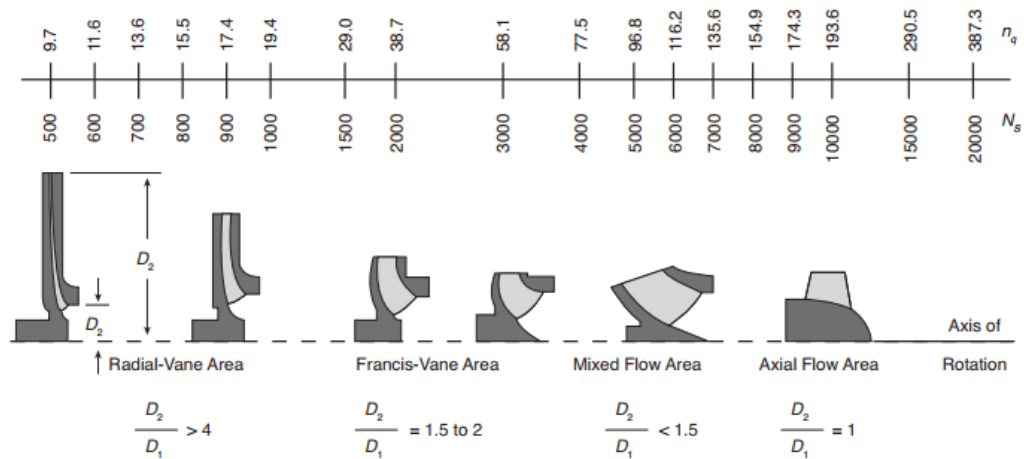


Figura 7.28 – Geometria do rotor de uma turbomáquina em função da velocidade específica N_s [34].

Observando a Figura 7.28, é possível constatar que a medida que o valor da velocidade específica aumenta a turbomáquina tende de uma geometria de rotor do tipo radial para uma geometria do tipo axial passando pela tipologia mista.

A Tabela 7.4 apresenta os três tipos de geometrias e a sua gama utilização em função da velocidade específica expressa em rotações por minuto.

Tabela 7.4 – Tipo de geometria da turbina em função da velocidade específica.

Tipo de turbina	Velocidade específica N_s
Radial	$10 < N_s < 40$
Mista	$80 < N_s < 100$
Axial	$200 < N_s < 300$

Em suma e de uma forma geral, poder-se-á dizer que as turbomáquinas lentas, isto é, com baixo valor de velocidade específica e que, por isso, apresentam uma geometria radial são preferencialmente vocacionadas para elevadas altura de carga e baixos caudais enquanto que as turbomáquinas rápidas, com elevados valores de velocidade específica e que apresentam

uma geometria do tipo axial, são aconselhadas para elevados caudais e pequena altura de carga. Isto pode ser justificado pelo facto de a geometria das turbomáquinas com componente mais axial do escoamento permitirem a passagem de um maior caudal para um mesmo tamanho de máquina. Em contrapartida, a altura de carga produzida pelas turbomáquinas axiais movidas irá diminuir por via da redução da velocidade de transporte.

Para as turbomáquinas motrizes e caso a velocidade específica seja determinada pelo parâmetro adimensional Ω , poder-se-á recorrer ao ábaco da Figura 7.29 para classificar as turbinas hidráulicas [35]:

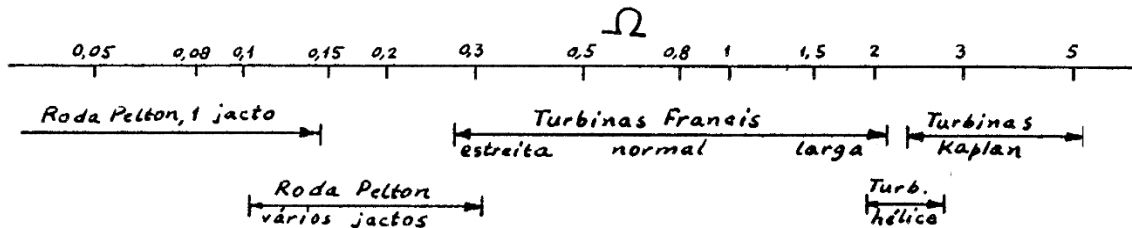


Figura 7.29 – Seleção da turbina hidráulica em função da velocidade específica adimensional Ω [35].

Por outro lado, será também possível, com base na velocidade específica adimensional, determinar o diâmetro da roda da turbomáquina recorrendo aos diagramas de Cordier que relacionam a velocidades específica adimensional e o diâmetro específico e utilizando a seguinte expressão:

$$\Delta = \frac{D \cdot (g \cdot H)^{1/4}}{Q^{1/2}} \quad (7.11)$$

em que,

Δ – Diâmetro específico [adimensional];

D – Diâmetro do rotor [m];

Q – Caudal [m^3/s];

H – Altura de carga [m];

g – Aceleração da gravidade [m/s^2];

A Figura 7.30 ilustra um diagrama de Cordier, a partir do qual é possível estimar o diâmetro específico do rotor das turbinas Kaplan e Francis [35].

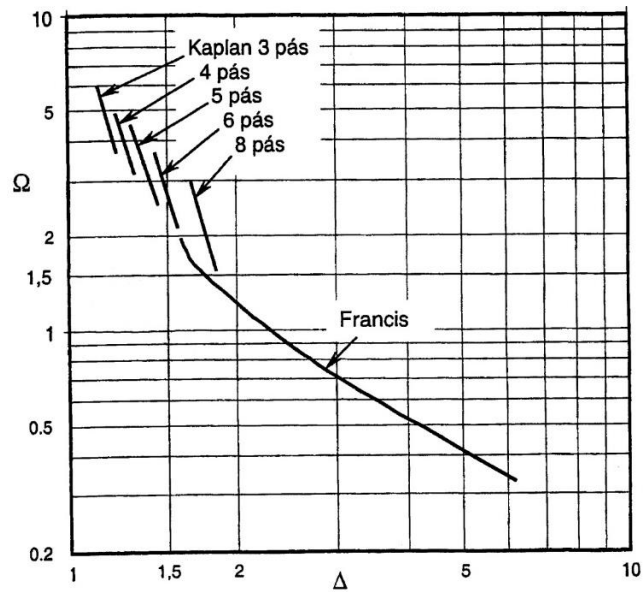


Figura 7.30 – Diagrama de Cordier para turbinas Kaplan e Francis [35].

Salienta-se que o processo de seleção de uma turbina é um processo complexo, não se resumindo apenas a considerar critérios técnicos como a velocidade específica ou os fenômenos de cavitação, resulta num processo iterativo que terá de ter em consideração as questões técnicas, mas também as questões relacionadas com o custo, a produção anual de energia, o gerador e o espaço disponível entre outros.

Capítulo 8

Geradores

Atendendo ao facto de o gerador ser uma parte integrante do processo de produção de energia elétrica a partir de recursos hídricos e do mesmo se encontrar acoplado à turbina, fazendo depender, por isso, a sua escolha às especificações impostas à turbina nomeadamente a velocidade, considerou-se necessário abordar alguns conceitos teóricos dos geradores no sentido de se perceber a influência da turbina no tipo de gerador a escolher.

A escolha recairá fundamentalmente entre os geradores síncronos e assíncronos pelo que os capítulos seguintes irão abordar exclusivamente estes dois tipos de geradores.

8.1. Introdução

É grande a variedade de máquinas elétricas existentes na indústria, comércio e mesmo em utilização doméstica. Com efeito, a diversidade de tarefas a executar, condições de utilização, características dos locais, tipo de corrente elétrica, e exigências económicas impõem as características específicas para cada máquina a utilizar.

De entre as máquinas elétricas, a primeira a ser utilizada foi a de corrente contínua, já que a distribuição de energia era feita inicialmente em corrente contínua. Com a descoberta da corrente alternada, a distribuição passou a ser feita quase totalmente em corrente alternada, o que conduziu à generalização da utilização das máquinas de corrente alternada.

As principais grandezas elétricas e mecânicas que condicionam a escolha de uma determinada máquina elétrica rotativa são:

- Tipo de corrente (contínua ou alternada)
- Tensão utilizada
- Frequência
- Velocidade de rotação
- Potência útil
- Rendimento elétrico
- Binário motor útil, de arranque e resistente
- Corrente nominal e de arranque

Relativamente a classificação, as máquinas elétricas podem ser classificadas de acordo com a seguinte tabela [36]:

Tabela 8.1 – Classificação das máquinas elétricas [36].

Máquinas Elétricas	Rotativas	Corrente contínua	Geradores (Dínamos)	Excitação independente
				Excitação série
				Excitação em paralelo
				Excitação composta
		Motores	Excitação independente	
			Excitação série	
			Excitação em paralelo	
			Excitação composta	
	Corrente alternada	Geradores	Síncrono (alternador)	
			Assíncrono	
		Motores	Síncrono	
			Assíncrono	

As máquinas rotativas de corrente alternada dividem-se em dois grandes grupos:

- Máquinas síncronas
- Máquinas assíncronas

A máquina diz-se síncrona quando roda a velocidade do sincronismo e diz-se assíncrona quando roda a uma velocidade diferente da velocidade do sincronismo. Qualquer uma destas duas máquinas pode funcionar como motor ou gerador [36].

Um gerador recebe energia mecânica da máquina motriz e entrega energia elétrica à rede a que está ligado, com um rendimento energético muito elevado. As turbinas podem ser hidráulicas, de vapor ou de gás para elevadas potências e turbinas hidráulicas, de gás e eólica para potenciais mais baixas [37].



Figura 8.1 – Transformação de energia no gerador [36].

8.2. Geradores síncronos

8.2.1. Princípio de Funcionamento

Uma máquina síncrona é constituída por uma massa metálica fixa, o estator, na qual está instalado o enrolamento induzido, e por uma massa rotativa chamada rotor, no qual está bobinado o enrolamento do indutor.

O enrolamento do estator é constituído por bobinas alojadas em cavas que cobrem toda a sua superfície interior. A bobina pertencente a uma fase é colada em cavas diametralmente opostos, sendo os condutores longitudinais e paralelo ao veio da máquina.

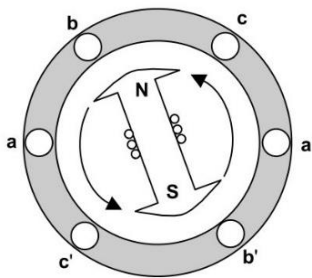


Figura 8.2 – Máquina síncrona trifásica com um par de polos [37].

O enrolamento indutor é percorrido por uma corrente contínua, fornecida por uma fonte auxiliar, a qual cria um campo magnético que dá origem a um fluxo magnético, que se fecha através do entreferro e do estator. Devido à forma construtiva da máquina, a distribuição espacial da indução magnética é aproximadamente sinusoidal. Uma vez que o rotor, acionado pela máquina motriz, roda com uma velocidade constante, cria-se no entreferro um fluxo magnético girante.

O fluxo magnético girante induz uma tensão na bobina, que constitui o enrolamento do estator e que por sua vez dá origem a uma corrente num circuito exterior ligados aos respetivos terminais [37].

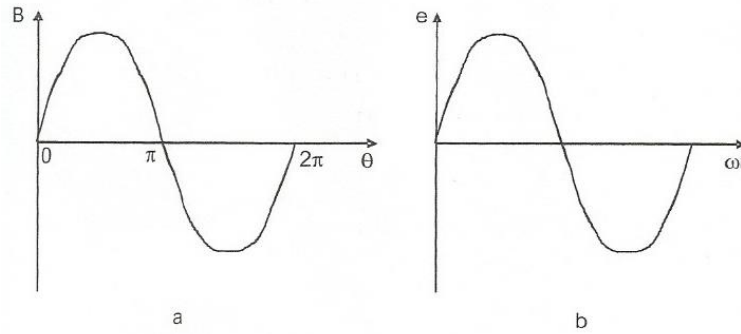


Figura 8.3 – a) Distribuição espacial da indução magnética. b) Tensão induzida [37].

A velocidade de rotação do campo girante é chamada de velocidade de sincronismo. O valor desta velocidade depende da maneira como estão distribuídas e ligadas as bobinas do estator, bem como da frequência da corrente que circula no enrolamento do estator.

Esta velocidade pode ser determinada pela seguinte equação:

$$n_s = \frac{60 f}{p} \tag{8.1}$$

sendo que,

n_s – Velocidade síncrona do campo girante [rpm];

f – Frequência da tensão de alimentação [Hz];

p – Número de pares de polos.

Para uma máquina com um par de polos, a frequência da tensão induzida em ciclos por segundo (Hz) iguala a velocidade do rotor em rotações por segundo. Assim para a frequência de 50 Hz, a velocidade de rotação será 3000 rpm⁷.

A máquina síncrona pode ter um número mais elevados de par de polos. Na máquina com 4 polos, cada fase consiste num par de enrolamentos ocupando quatro cavas na superfície do estator como se pode constatar na Figura 8.4.

⁷ Rotações por minuto

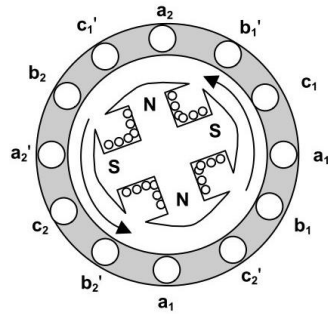


Figura 8.4 – Máquina síncrona trifásica com dois pares de polos [37].

Em cada instante, são induzidas tensões iguais nos dos enrolamentos de cada fase que se somam uma vez que aqueles estão ligados em série.

Nesta situação, a distribuição espacial da indução magnética é a que se representa na Figura 8.5, havendo dois ciclos completos ao longo da periferia do estator. Torna-se assim necessário distinguir o ângulo mecânico θ_m do ângulo elétrico θ , correspondendo à periferia do estator a 2π radianos mecânicos e a 4π radianos elétricos.

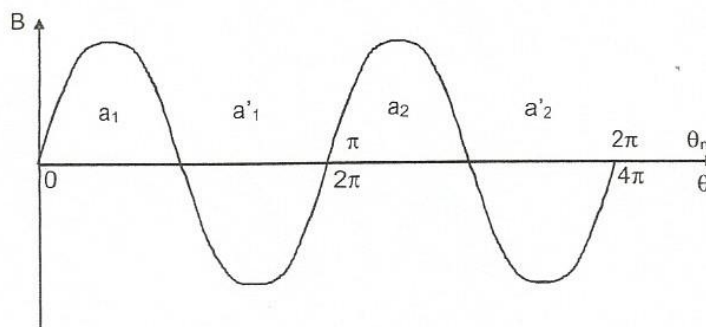


Figura 8.5 – Distribuição espacial da indução magnética B para uma máquina de quatro polos (θ_m – Radianos mecânicos; θ – Radianos elétricos) [37].

Assim, numa máquina com p pares de polos, temos:

$$\theta = p \theta_m \quad (8.2)$$

A frequência angular da tensão induzida ω vem então:

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} = p \frac{d\theta_m}{dt} = p\omega_r \quad (8.3)$$

Onde ω_r é a velocidade angular em rad/s.

A frequência da tensão f (Hz) relaciona-se então com a velocidade de rotação do rotor n_r (rpm) pela expressão:

$$f = p \frac{n_r}{60} \quad (8.4)$$

Os rotores representados nas Figura 8.2 e na Figura 8.4 são de polos salientes, sendo o enrolamento de excitação constituído por bobinas enroladas em torno das peças polares. Essa forma construtiva é usada para velocidades de rotação relativamente baixas, que é o caso de geradores movidos por turbinas hidráulicas. Estas máquinas rodam com uma velocidade baixa de 150 a 300 rpm, o que torna necessário um número elevado de pares de polos, neste caso 20 e 10, respetivamente.

Sendo a máquina motriz uma turbina de vapor ou de gás, rodando a velocidades elevadas, 3000 ou 1500 rpm, a força centrífuga resultante não permite o uso de polos salientes. Usa-se, então, um rotor cilíndrico de aço maciço com dois ou quatro pares de polos, com um enrolamento semelhante ao do estator, instalado em cavas talhadas na respetiva superfície, como se mostra na Figura 8.6.

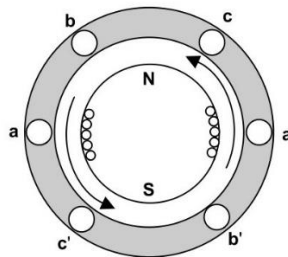


Figura 8.6 – Máquina síncrona de rotor cilíndrico com um par de polos [37].

8.3. Geradores assíncronos

8.3.1. Princípio de Funcionamento

Para se perceber o funcionamento do gerador assíncrono, importa primeiro compreender o funcionamento de um motor assíncrono. Assim, de seguida, far-se-á uma breve exposição do princípio de funcionamento do motor assíncrono trifásico.

O motor assíncrono, também designado de motor de indução, é o mais usado nas mais variadas aplicações industriais comerciais e doméstico, devido à sua simplicidade, robustez fiabilidade e baixo custo.

O motor de indução pode ser trifásico ou monofásico, sendo este último utilizado em aplicações de baixa potências [37].

Como já foi referido anteriormente, a máquina assíncrona roda a uma velocidade diferente da velocidade do sincronismo. Com efeito, quando funciona como gerador, a sua velocidade é superior à velocidade do sincronismo; quando funciona como motor, a sua velocidade é inferior à velocidade do sincronismo [36].

A máquina assíncrona trifásica é constituída por um estator no qual está instalado um enrolamento semelhante ao da máquina síncrona, e o rotor que pode ser de dois tipos:

- Rotor bobinado
- Rotor em gaiola de esquilo

O rotor bobinado possui um enrolamento igual ao do estator, cujos terminais estão ligados a anéis metálicos isolados.

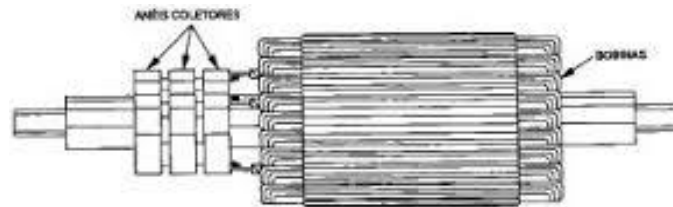


Figura 8.7 – Rotor bobinado.

No rotor em gaiola de esquilo, o enrolamento é composto por barras condutoras embebidas em cavas e ligadas em curto-circuito em cada extremo por anéis condutores.

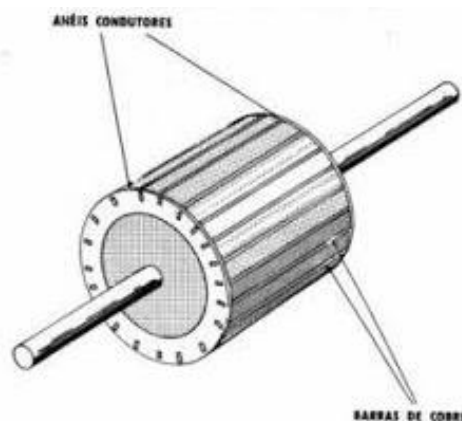


Figura 8.8 – Rotor em gaiola de esquilo.

Quando é aplicado um sistema trifásico de tensões no enrolamento do estator resulta um

fluxo magnético girante no entreferro que induz uma f.e.m.⁸ no enrolamento do rotor. Uma vez que o rotor está em curto-circuito, no rotor e gaiola, ou fechado, no rotor bobinado, esta f.e.m. dá origem a correntes induzidas que circulam no rotor, produzindo um binário motor.

Em termos de balanço energético, a energia recebida da rede elétrica é transferida para o rotor por efeito indutivo, deduzida das perdas no ferro do estator e no cobre do enrolamento. Subtraindo as perdas no rotor e as perdas mecânicas, obtém-se a potência mecânica final.

Sendo o estator alimentado por uma tensão trifásica com frequência f e sendo p o número de pares de polos do enrolamento do estator, a velocidade síncrona do estator n_s expressa em rpm é:

$$n_s = \frac{60 f}{p} \quad (8.5)$$

sendo que,

n_s - Velocidade síncrona do campo girante [rpm];

f - Frequência da tensão de alimentação [Hz];

p - Número de pares de polos.

A diferença entre a velocidade síncrona n_s e a velocidade de rotação do rotor n_r é designada por escorregamento s e é geralmente expressa em percentagem:

$$s = \frac{n_s - n_r}{n_s} \quad (8.6)$$

onde,

s – Escorregamento [%];

n_s – Velocidade síncrona do campo girante [rpm];

n_r – Velocidade de rotação do rotor [rpm].

O escorregamento é muito baixo quando o motor está em vazio e vai subindo à medida que a carga aumenta.

A máquina assíncrona também pode funcionar como gerador sendo usada em alguns tipos de centrais de baixas potência, alimentadas por fontes renováveis. O funcionamento como

⁸ Força eletromotriz

gerador é caracterizado por $s < 0$, isto é, a velocidade de rotação do rotor é superior à velocidade do sincronismo, e daí ser também chamado de gerador hipersíncrono [37].

Quando a máquina assíncrona funciona como gerador elétrico, a potência mecânica fornecida pela turbina através do veio da máquina é convertida em potência elétrica alternada cuja frequência é imposta pela rede. É a rede elétrica que fornece a energia reativa necessária a manutenção do campo magnético do gerador de indução [6].

8.4. Comparação entre geradores síncronos e assíncronos

Para uma mesma potência, o gerador de indução é mais pequeno e mais simples, não necessitando de excitatriz e não tendo exigências particulares relativamente ao momento de inércia. Uma vez que o gerador assíncrono não dispõe de excitatriz não é influenciado do lado do rotor, verificando-se assim que o seu fator de potência decresce para pequenas frações de potência e daí a sua utilização preferencial para potências aproximadamente constantes, podendo, no entanto, ser munido de dispositivos capazes de superar esta característica através da compensação do fator de potência [6]. Este inconveniente pode ser evitado pelo uso de blocos ou armários de controlo automático da capacidade dos condensadores com o regime de carga, conseguindo-se desse modo uma compensação do fator de potência tanto maior quanto maior for a carga.

A utilização de um gerador de indução, em pequenos aproveitamentos, apresenta grandes vantagens, salientando-se as seguintes:

- Ser conceptualmente mais simples pelo facto de não apresentar sistema de excitação e polos girantes e daí não ter escovas nem anéis;
- Ser mais barato por ser mais simples dispensando equipamento de sincronização;
- Ser mais fiável por ser mais simples;
- Ter maior produção elétrica pelo facto de ser mais fiável e ter, conseqüentemente, menos períodos de indisponibilidade;
- Ter uma manutenção menos dispendiosa pelo facto de ser mais simples.

Apesar do gerador de indução apresentar as vantagens acima descritas, no processo de escolha do tipo de gerador convém não esquecer e ter em consideração as desvantagens que também apresenta.

Assim destacam-se de seguida algumas dessas desvantagens:

- Ter um mau fator de potência pelo facto de não dispor de excitatriz e por isso necessitar de receber da rede elétrica a energia reativa da excitação;
- O fator de potência decresce muito para pequenas frações de potências, sendo

utilizados preferencialmente para potências aproximadamente constantes;

- As trocas de energia reativa com a rede não são reguláveis sendo rigidamente fixadas pela potência ativa que está a fornecer;
- Apresenta dificuldade para a regulação da tensão o que é um sério inconveniente em rede isolada.

Pelo facto de apresentar dificuldade para regulação de tensão, aliado ao mau fator de potência e ao facto de não ser possível controlar as trocas de energia reativa, senão por meios exteriores ao gerador, desaconselham-se o seu uso em rede isolada [6].

Nos pequenos aproveitamentos hidroelétricos também pode utilizar-se como gerador de corrente alternada a máquina síncrona.

Contrariamente ao gerador de indução, as máquinas síncronas podem funcionar de forma económica em regime de cargas parciais sem qualquer dispositivo de compensação de fator de potência. Por outro lado, as máquinas síncronas recebem a corrente reativa da sua própria excitatriz e podem ser utilizadas tanto em rede isolada como numa situação de funcionamento em paralelo de uma grande rede [6].

A escolha de geradores síncronos para pequenos aproveitamentos hidroelétricos é justificada pelas seguintes características e aspetos de funcionamento dos quais se destacam os seguintes:

- Compensação da energia reativa – A máquina síncrona retira do seu circuito indutor a energia necessária para criar e manter o campo magnético, não necessitando por isso, que a energia reativa lhe seja fornecida pela rede elétrica a que está ligada, ou por uma bateria de condensadores.
- Regime de carga – Como a potência ativa fornecida pelo gerador síncrono trifásico é controlada através da máquina primária e a potência reativa é controlada através da excitação, o gerador síncrono pode ser explorado economicamente em regime de fração de carga nominal variável com tensão constante e fator de potência constante.
- Frequência da rede – É possível, por atuação na máquina primária (velocidade) e por atuação na excitação (corrente de excitação) do gerador, manter o gerador síncrono a funcionar em regime de tensão e frequência constante; o que é necessário numa produção independente (ou distribuição autónoma) de energia.
- Excitação – Atualmente com a utilização de sistemas de excitação sem escovas (*brushless*) diminuíram os problemas de exploração e de manutenção do sistema de excitação pelo que os custos associados são menores.

Capítulo 9

Caso de estudo

Neste capítulo pretende-se evidenciar o potencial energético existente em sistemas de abastecimento de água para o consumo humano e em sistemas de drenagem de águas residuais, através da avaliação da energia produtível em ano médio para uma infraestrutura dos referidos sistemas.

Assim, para o efeito, solicitaram-se os elementos necessários a uma entidade gestora de sistema de abastecimento de água, a EPAL, e a uma entidade gestora de saneamento, a Águas do Tejo Atlântico.

Os elementos fornecidos pela EPAL dizem respeito a valores de caudal e de pressão de uma válvula de controlo de caudal do tipo multijato do Reservatório de Amadora do sistema da Circunvalação, dispositivo descrito no subcapítulo 6.1. Por outro lado, os elementos fornecidos pela Águas do Tejo Atlântico referem-se a volumes de águas residuais escoados e altura de queda existente no ponto de descarga da ETAR de Alcântara do sistema de Alcântara.

Este capítulo inicia-se fazendo breve uma caracterização dos sistemas, infraestruturas e dispositivos envolvidos no caso de estudo e segue com a análise dos elementos fornecidos para avaliação do potencial energético existente e a definição da energia produtível para as referidas infraestruturas com base em soluções apresentadas e propostas a partir dos elementos fornecidos.

9.1. Caracterização dos sistemas

9.1.1. Sistema de abastecimento

Segundo o último relatório anual para a Qualidade da Água para Consumo Humano da EPAL relativo ao ano de 2013, o sistema de abastecimento da EPAL é constituído por uma rede de adução de 410 km de condutas e por diversos subsistemas, com grande versatilidade, resultante da possibilidade de se efetuar transferências de caudal, o que também contribui para uma fiabilidade reforçada, e ainda por uma rede de distribuição à cidade Lisboa e arredores composta por cerca de 1448 km de condutas de distribuição.

A rede de adução da EPAL é composta pelos seguintes subsistemas:

- Subsistema do Alviela
- Subsistema do Tejo

- Subsistema de Castelo de Bode
- Subsistema de Vila Franca de Xira e Telheiras
- Subsistema da Circunvalação

A Figura 9.1, esquematiza a rede de adução da EPAL apresentando os diferentes subsistemas e ainda os vários municípios abastecidos por ela.

De entre os subsistemas apresentados, destaca-se o subsistema da Circunvalação, subsistema selecionado para o caso de estudo e será, por isso, feita uma breve caracterização do referido subsistema no subcapítulo seguinte.

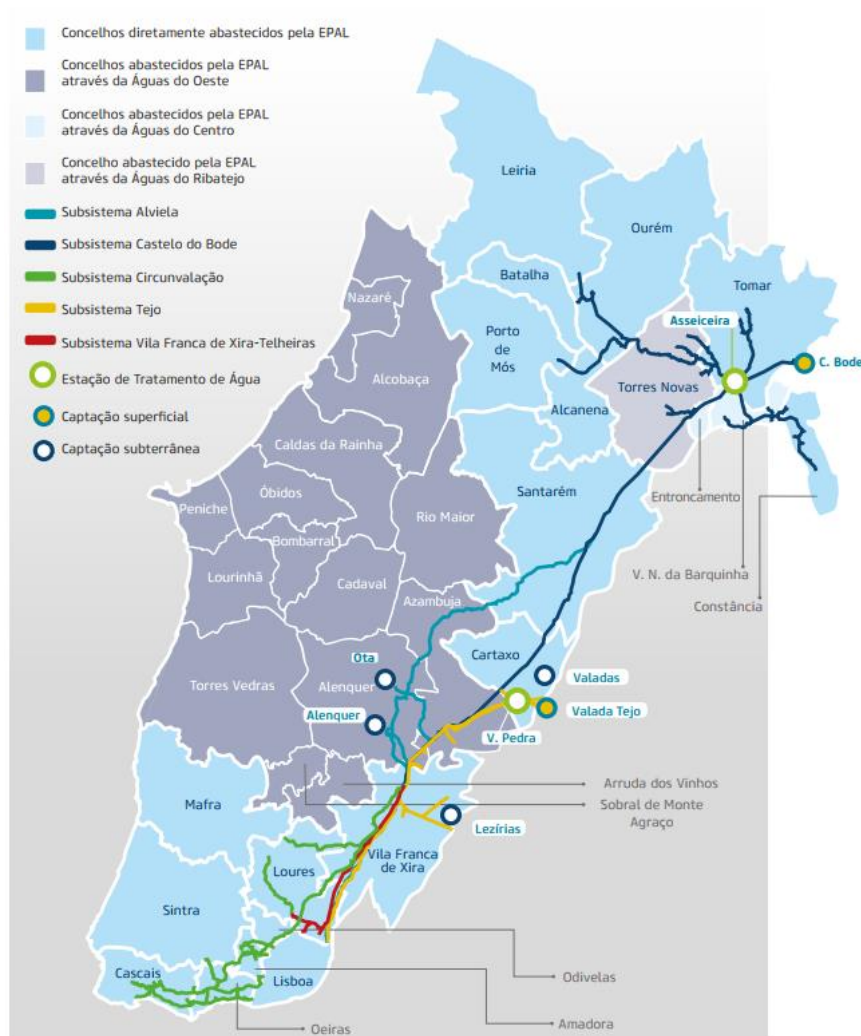


Figura 9.1 – Sistema da rede de adução da EPAL em 2013 [38].

9.1.1.1. Caracterização do sistema da Circunvalação

O subsistema da Circunvalação é o mais recente sistema da rede de adução da EPAL tendo

entrado oficialmente em funcionamento em 2001. Este subsistema é composto por um adutor com cerca de 47 km de comprimento, variando o seu diâmetro entre 1,8 m a 1,2 m. Tem origem na Estação Elevatória II do Recinto de Vila Franca de Xira e termina no recinto do Reservatório de Vila Fria, sendo alimentado por água proveniente de subsistemas de Castelo de Bode e/ou do Tejo.

Ao longo deste sistema de adução existem 28 reservatórios, 31 estações elevatórias e 22 pontos de reforço de cloragem.

Na entrada de um grande número destes reservatórios existem dispositivos de controlo de pressão ou de regulação de caudal. Estes dispositivos são estruturas dissipadoras de energia e, por isso, serão os potenciais alvos para uma possível substituição por dispositivos de aproveitamento e de produção de energia elétrica.

Um desses reservatórios é o Reservatório de Amadora, infraestrutura escolhida para o caso de estudo dos sistemas de abastecimento.

Este reservatório localiza-se na cidade de Amadora e é abastecido pelo adutor da Circunvalação e ainda pela conduta de Telheiras – Amadora. É uma infraestrutura constituída por duas células enterradas de betão armado, situadas a uma cota de 123,85 m e têm uma altura de 4,35 m. Cada célula tem uma capacidade de reserva total de 8000 m³ e tem uma altura máxima de exploração de 4,00 m.

A entrada do Reservatório de Amadora existe uma válvula controlo de caudal MONOVAR do tipo multijato de diâmetro nominal de 800 mm. Esta válvula foi a selecionada para o caso de estudo.

A Figura 9.2, esquematiza o Reservatório de Amadora onde é possível visualizar as características da infraestrutura e identificar a referida válvula.

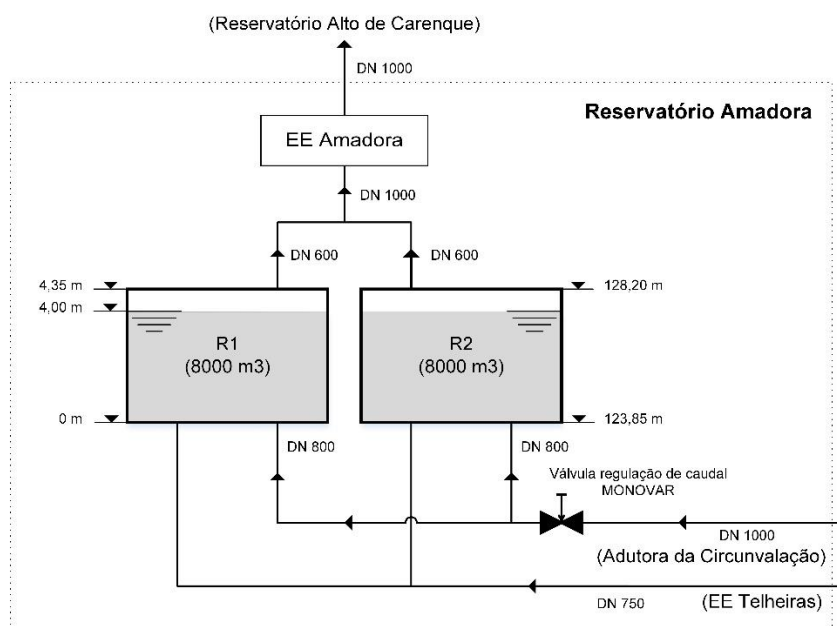


Figura 9.2 – Esquema do reservatório de Amadora.

9.1.2. Sistema de Saneamento

A Águas do Tejo Atlântico é uma participada do grupo Águas de Portugal e constitui o maior operador de saneamento do país cujo sistema tem como utilizadores os 23 municípios da Grande Lisboa e do Oeste abrangendo uma população de cerca de 2,4 milhões de habitantes.

A Figura 9.3 apresenta o mapa dos municípios abrangido pelo sistema multimunicipal.



Figura 9.3 - Sistema Multimunicipal de Saneamento de Águas Residuais da Grande Lisboa e Oeste [39].

O Sistema Multimunicipal de Saneamento de Águas Residuais da Grande Lisboa e Oeste é responsável pela recolha, tratamento e rejeição de 244 milhões de metros cúbicos de água residual anualmente. Este sistema é constituído por 104 ETAR e por 292 Estações Elevatórias, e ainda por uma rede de 922 km de interceptores, 233 km de condutas elevatórias e 5 emissários submarinos.

Um dos sistemas da Águas do Tejo Atlântico é o sistema de Alcântara que integra a maior ETAR do país no que diz respeito ao volume de efluente tratado. Atendendo ao potencial energético apresentado nos enormes volumes escoados, foi a infraestrutura escolhida para o caso de estudo dos sistemas de saneamento e, por essa razão, faz-se de seguida uma breve

descrição da referida infraestrutura.

9.1.2.1. Caracterização do sistema de Alcântara

Das infraestruturas a operar no âmbito do sistema gerido pela Águas do Tejo Atlântico, destaca-se a Estação de Tratamento de Águas Residuais de Alcântara, em Lisboa, que serve os municípios de Amadora, Lisboa, Oeiras e é responsável pelo tratamento do maior volume de efluentes do país, abrangendo cerca de 750 mil habitantes equivalentes o que corresponde a um caudal médio de 181453 m³/dia em tempo seco.



Figura 9.4 – Vista área da ETAR de Alcântara [39].

A ETAR de Alcântara localiza-se na avenida de Ceuta e descarrega os seus efluentes no caneiro de Alcântara através de uma conduta em ferro fundido dúctil de diâmetro nominal de 1600 mm, como ilustrado na Figura 9.5.

A descarga do efluente tratado efetua-se a partir da câmara dos ultravioletas, situada a uma cota de 13,75 m para uma cota de 10,5 m, laje onde poderá ser instalada a turbomáquina, sendo posteriormente descarregada para uma cota de 7,95 m, valor correspondente à base da câmara de rejeição e à cota da conduta de saída para o caneiro de Alcântara.

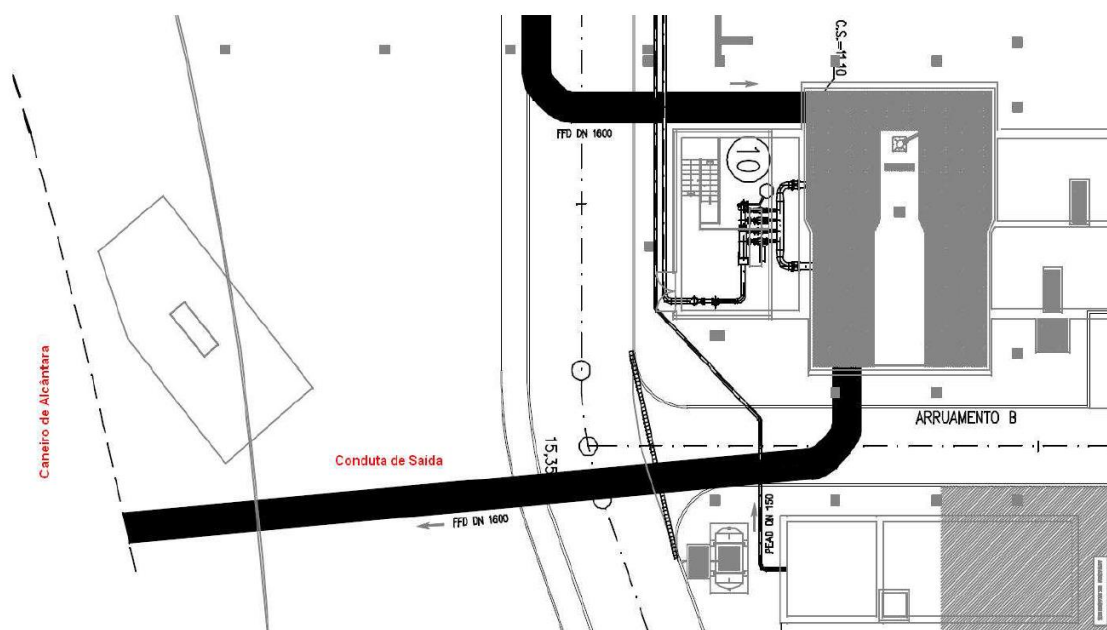


Figura 9.5 – Planta da descarga da ETAR de Alcântara.

9.1.3. *Dados de base*

No presente estudo, consideraram-se as referidas infraestruturas de abastecimento e de saneamento como instalações a funcionar em regime de exploração “fio de água” dado não se ter colocado a possibilidade de alterar o regime de exploração existente. Assim, face ao exposto, houve interesse em conhecer os caudais médios diários nas instalações em estudo a partir dos registos dos caudais afluídos ao longo dos dias, em vez de considerar os volumes totais afluídos e da sua capacidade de armazenamento. Por outro lado, houve ainda necessidade de conhecer os valores da altura de queda em cada uma das instalações escolhidas.

Assim, solicitaram-se à EPAL e à Águas do Tejo Atlântico, os registos de caudais e quedas ao longo de vários anos para as instalações do Reservatório de Amadora e da ETAR de Alcântara respetivamente.

Relativamente ao Reservatório de Amadora, foram fornecidos registos de caudais e de pressões referente a uma válvula de controlo de caudal multijato MONOVAR ao longo dos anos de 2012, 2013 e 2014.

No que concerne a ETAR de Alcântara, foram fornecidos registos de caudais médios diários ao longo dos anos de 2011, 2012, 2013 e 2014 e a altura de queda no ponto de descarga do efluente para o caneiro de Alcântara.

9.1.4. Análise de dados

9.1.4.1. Reservatório de Amadora

Os dados fornecidos pela EPAL são referentes a válvula de controlo de caudal multijato MONOVAR situada a entrada do Reservatório de Amadora, como ilustrado na Figura 9.2, e são registos de caudais e valores de pressão a montante e a jusante da referida válvula, de minuto a minuto e relativos aos anos de 2012, 2013 e 2014.

Com base nos dados fornecidos, elaboraram-se gráficos de curvas de caudais e pressões cronológicos para os referidos anos, semelhantes ao apresentado na Figura 9.6, onde é possível verificar a evolução dos caudais e pressões médios diários ao longo do ano de 2014.

No anexo I, é possível consultar os gráficos das curvas de caudais e pressões cronológicos referentes aos anos de 2012, 2013 e 2014.

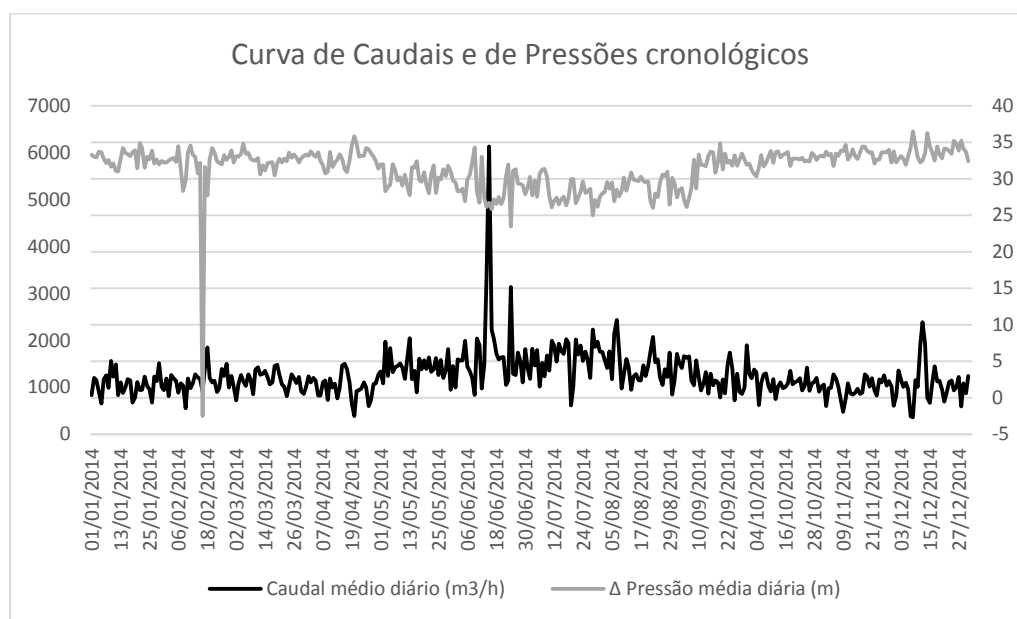


Figura 9.6 – Evolução do caudal e da pressão ao longo do ano 2014.

Numa primeira análise aos dados fornecidos e aos gráficos elaborados com base nesses dados, identificaram-se as seguintes situações:

1. Ausência de registos de caudal em determinados períodos de tempo
2. Ausência de registos de pressão em determinados períodos de tempo
3. Variações bruscas nos registos de caudal e de pressão

Por outro lado, constatou-se ainda que ao longo dos três anos existia um único dia em que todos os registos de caudal desse dia eram iguais a zero e um par de dias em que, durante um

período muito alargado do dia, os valores dos registos de caudal atingiram o valor constante de 10000 m³/h.

Assim, face a essas constatações, considerou-se ser necessário proceder à filtragem dos dados fornecidos no sentido de remover, do conjunto de dados, os registos considerados anómalos.

Para o efeito, não se consideraram os dias em que houve ausência de registos de caudais e pressão, o dia em que foram registados valores de caudal igual a zero durante todo dia e os dias em que os registos de caudal assumiram valores constantes de 10000 m³/h durante um período muito alargado do dia. Por outro lado, por se ter considerado ainda que uma variação brusca do caudal representaria uma situação anómala por colocar em causa a segurança da conduta devido ao fenómeno do golpe de ariete, foram removidos todos os registos em que se verificou uma variação brusca de caudal superior a 20% relativamente ao registo anterior.

Assim, na sequência da referida filtragem de dados resultou uma correção na evolução cronológica de caudais e pressões ao longo dos vários anos, como a ilustrado na Figura 9.7, para o ano de 2014.

No anexo I, é possível consultar os gráficos das curvas de caudais e pressões cronológicos filtrados referentes aos anos de 2012, 2013 e 2014.

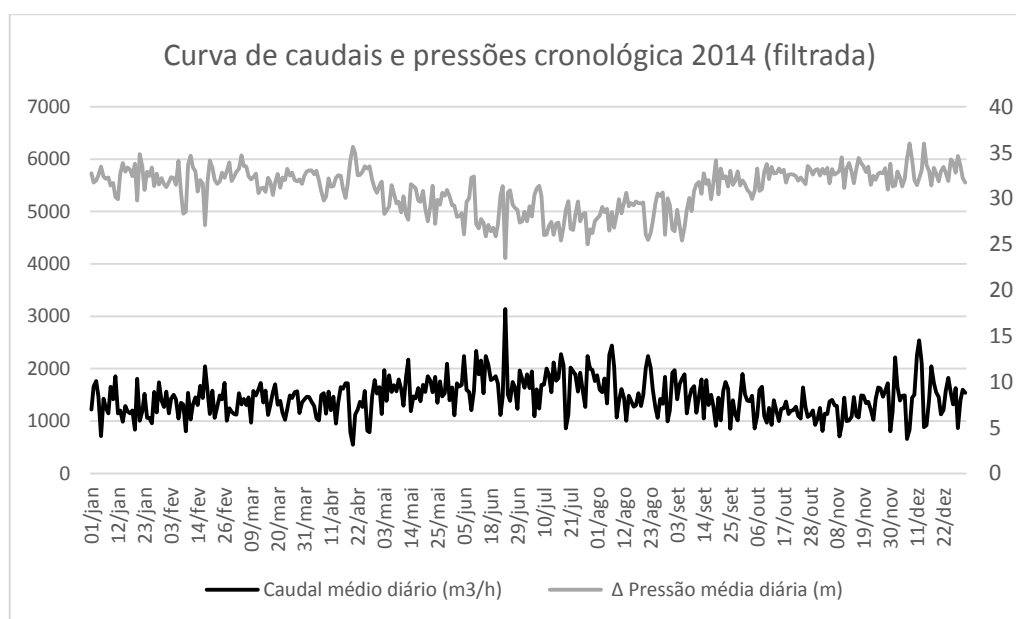


Figura 9.7 – Evolução filtrada do caudal e da pressão ao longo do ano 2014.

Salienta-se que será com base nos registos dos caudais cronológico filtrados que será construída a curva de caudais classificados que servirá de base para a definição de valores característicos como sejam os caudais máximos e mínimos turbináveis, o caudal de ótimo de funcionamento, isto é, o caudal nominal, a partir dos quais se poderá definir a solução a adotar

e avaliar a energia produtível em ano médio.

Observando, agora, o gráfico da Figura 9.8, que mostra a evolução cronológica dos caudais médios diários entre 2012 e 2014, e fazendo uma análise comparativa entre os registos de caudais originais dos referidos anos, é possível constatar que existe uma grande variação nos valores dos caudais entre os diferentes anos apresentados e que o ano de 2012 é claramente o de maior consumo. No entanto, não é possível identificar nenhum padrão sendo que existe um ligeiro acréscimo dos caudais no meio do ano que poderá ser justificado pelas estações da primavera e de verão, período onde ocorre o maior consumo de água.

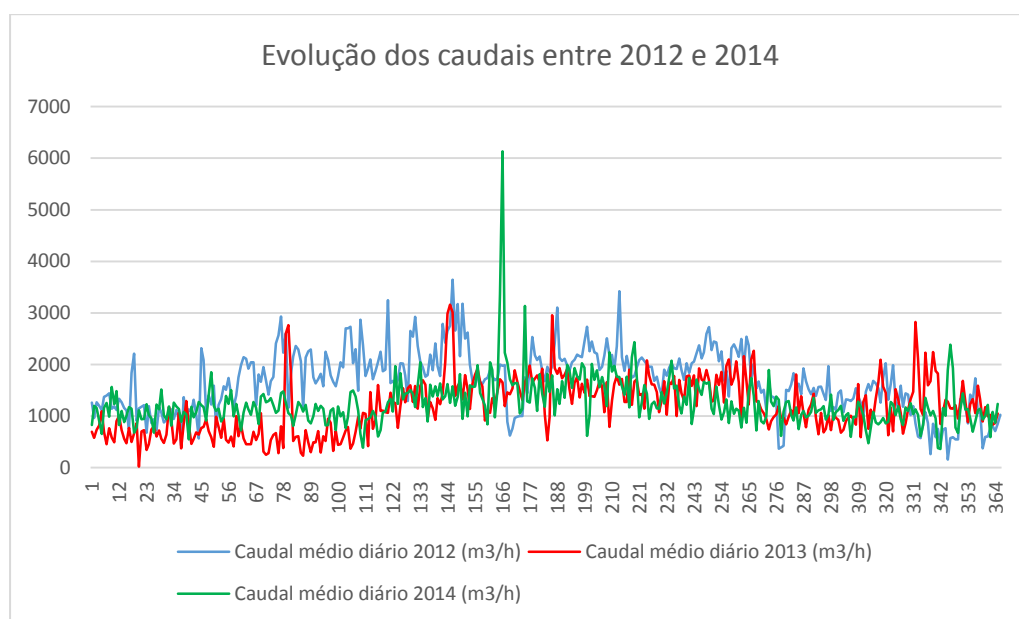


Figura 9.8 – Evolução dos caudais entre 2012 e 2014.

A ordenação decrescente dos registos dos caudais médios diários referente aos anos de 2012, 2013 e 2014, apresentados nos gráficos das curvas de caudais cronológicos, resulta na definição das curvas de caudais classificados apresentadas na Figura 9.9.

No gráfico dessa figura, são apresentadas as curvas de caudais classificados referente a cada um dos anos e ainda a curva de caudais classificados referentes aos três anos.

Observando o referido gráfico, é possível confirmar o que já havia sido referido anteriormente, isto é, que o ano de 2012 é ano em que os registos de caudais são os mais elevados. Verifica-se ainda que a evolução das curvas dos referidos anos segue a mesma tendência independentemente do ano.

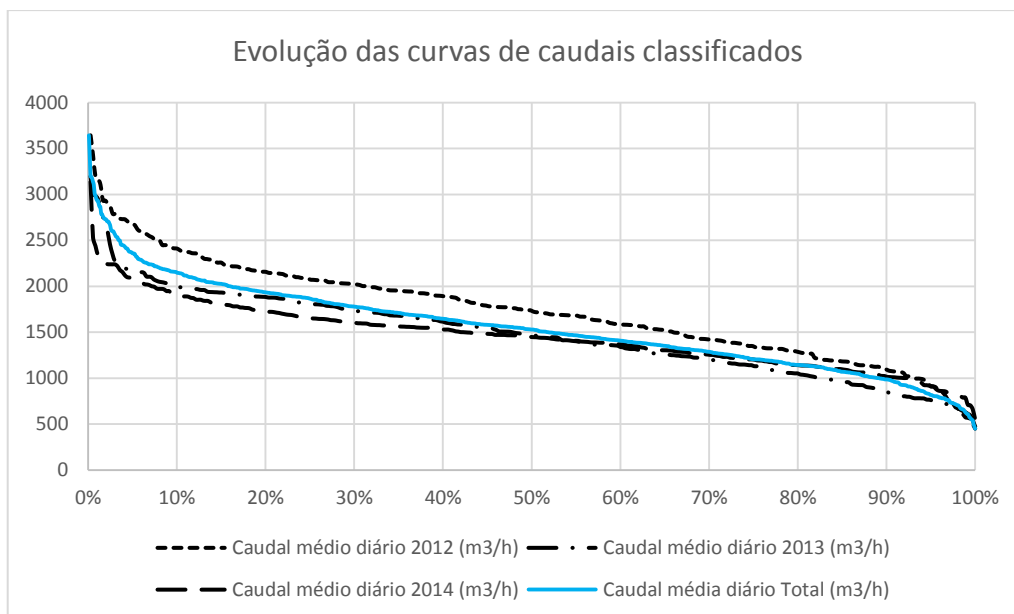


Figura 9.9 – Evolução dos caudais classificados entre 2012 e 2014.

Relativamente às pressões e ao contrário dos caudais a sua classificação aparece por ordenação crescente dos valores ocorridos. Isto é justificado pelo facto de, no seccionamento de uma conduta, o valor da pressão ser máximo quando o caudal é nulo e o seu valor decrescer quando o valor do caudal aumenta.

Assim, na Figura 9.10, é apresentada a evolução das pressões ocorridas na válvula de controlo de caudal. Ao contrário dos caudais, os registos de pressões mais elevadas ocorrem no ano de 2014, ano de menores valores de caudais, e os registos de pressões de menor pressão ocorrem em 2012 ano em de maiores caudais.

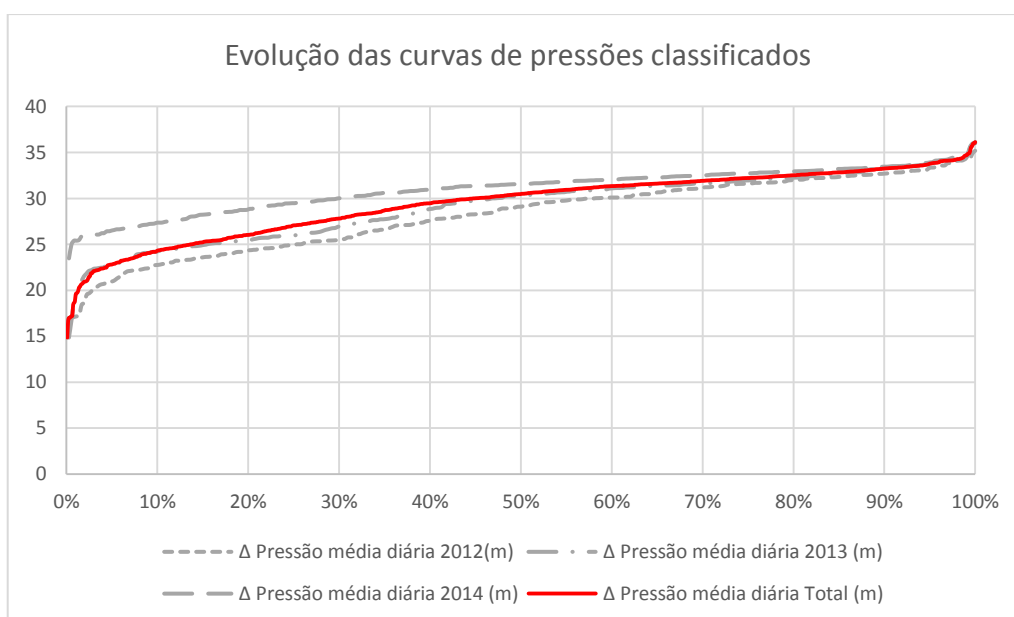


Figura 9.10 – Evolução das pressões classificadas entre 2012 e 2014.

Juntando os gráficos das curvas de caudais e de pressões classificados obtêm-se o gráfico da Figura 9.11, onde é possível verificar a evolução dos valores dos caudais e pressões de cada ano.

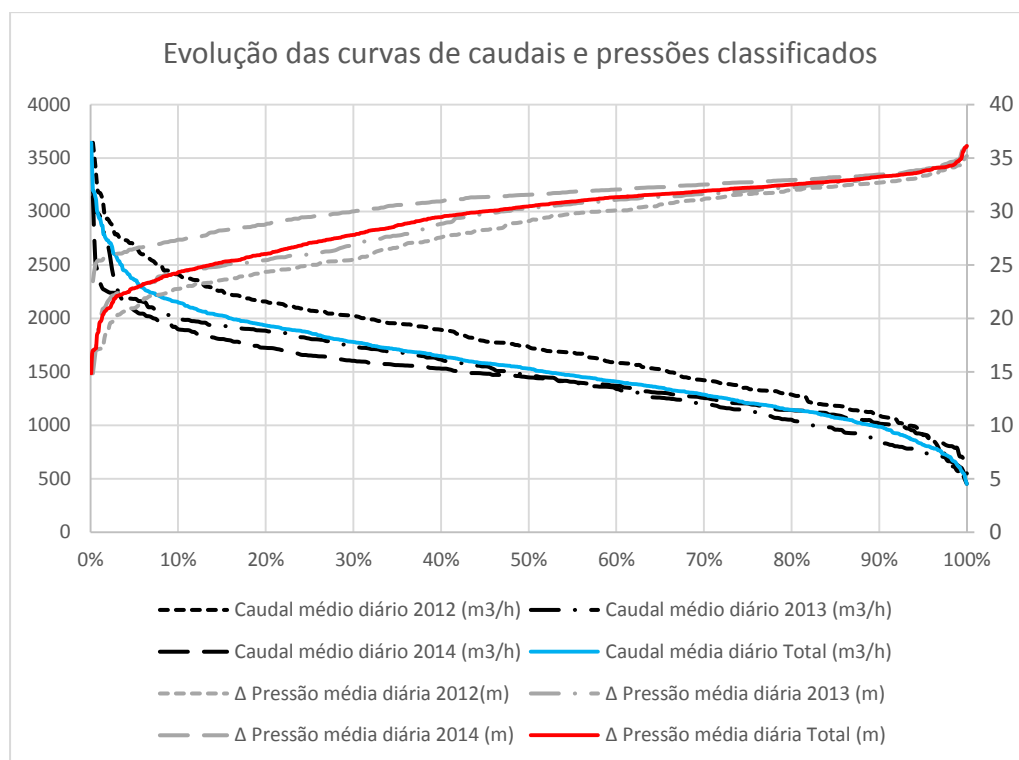


Figura 9.11 – Evolução das curvas de caudais e pressões classificados.

9.1.4.2. ETAR de Alcântara

Os elementos fornecidos pela Águas do Tejo Atlântico são dados referentes a altura de queda e a caudais médios diários escoados relativo aos anos de 2011, 2012, 2013 e 2014 no ponto de descarga da ETAR de Alcântara.

A semelhança do realizado no sistema de abastecimento, elaboraram-se os gráficos das curvas de caudais cronológicos para os referidos anos com base nos registos de caudais fornecidos.

No anexo I, é possível consultar os gráficos das curvas de caudais cronológicos referentes aos anos de 2011, 2012, 2013 e 2014.

A Figura 9.12, apresenta a evolução da curva de caudais cronológicos dos quatro anos.

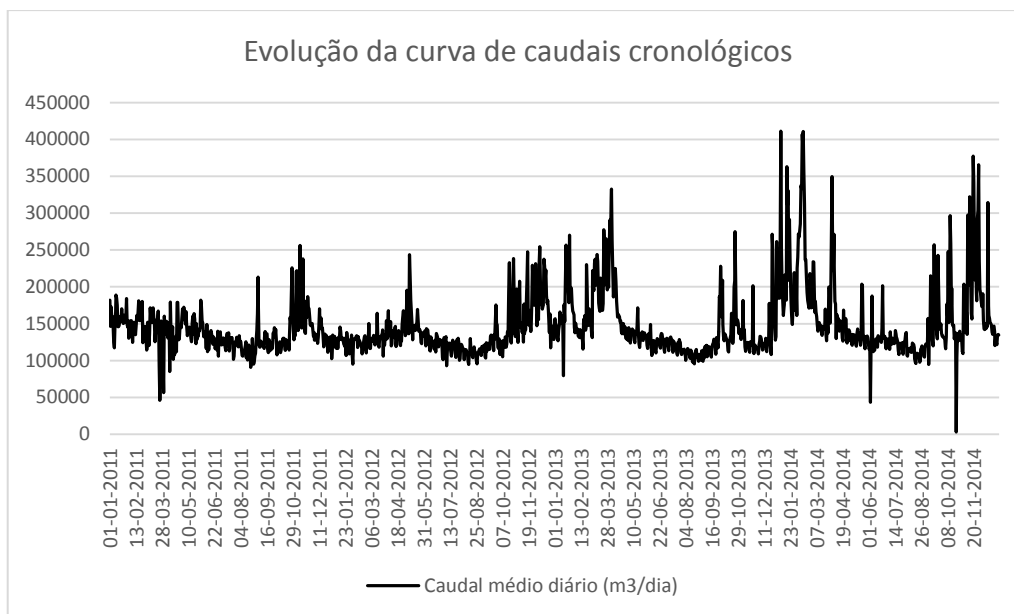


Figura 9.12 – Evolução do caudal médio diário ao longo dos anos de 2011, 2012, 2013 e 2014.

Na análise realizada aos dados fornecidos e ao gráfico elaborado, identificou-se um registo de caudal isolado substancialmente inferior aos restantes e relativamente próximo do valor zero quando comparado com os restantes caudais registados. Face ao exposto e atendendo, ainda ao facto de os registos serem referentes a volumes escoados da maior ETAR do país, considerou-se o referido registo como anómalo e foi, por isso, excluído do conjunto de dados.

Assim, na sequência da exclusão do registo considerado anómalo resultou uma correção na evolução cronológica de caudais como ilustrado na Figura 9.13.

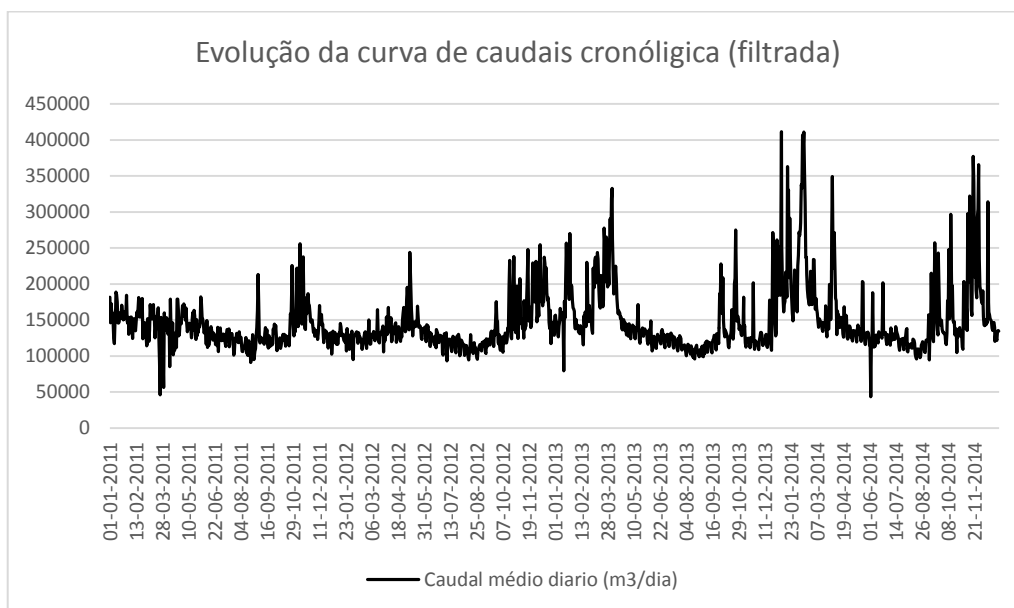


Figura 9.13 – Evolução do caudal médio diário filtrada para anos de 2011, 2012, 2013 e 2014.

Tal como foi referido, no caso de estudo do sistema de abastecimento, será com base nos registos dos caudais cronológicos filtrados que será construída a curva de caudais classificados que servirá de base para a definição de valores característicos como sejam os caudais máximos e mínimos turbináveis, o caudal ótimo de funcionamento, isto é, o caudal nominal, a partir dos quais se poderá a definir a solução a adotar e avaliar a energia produtível em ano médio.

Observando o gráfico da Figura 9.14, que mostra a evolução dos caudais entre 2011 e 2014, e fazendo uma análise comparativa entre os registos de caudais originais dos referidos anos, pode-se constatar que existe uma evolução crescente dos valores dos caudais médios diários de 2011 para 2014 que pode ser justificada pela entrada em funcionamento da nova ETAR de Alcântara. Por outro lado, é possível constatar que existe uma grande variação nos valores dos caudais entre os diferentes anos apresentados, destacando-se o ano de 2014, e também ao longo de cada ano sendo que os maiores caudais tendem a afluir a instalação entre o primeiro e último trimestre do ano podendo ser justificado pelo aumento da pluviosidade nesses períodos.

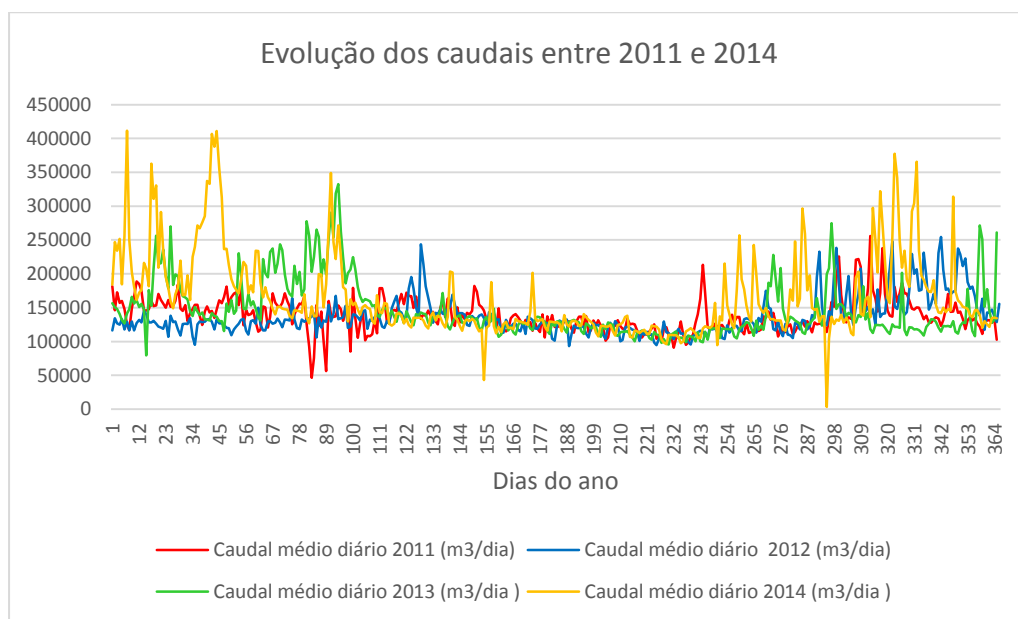


Figura 9.14 – Evolução dos caudais na ETAR de Alcântara entre 2011 e 2014.

A ordenação decrescente dos registos dos caudais médios diários referente aos anos de 2011, 2012, 2013 e 2014, apresentados nos gráficos das curvas de caudais cronológicos, resulta na definição das curvas de caudais classificados apresentadas na Figura 9.15.

No gráfico dessa figura, são apresentadas as curvas de caudais classificados referente a cada um dos anos e ainda a curva de caudais classificados referentes aos quatro anos.

Observando o referido gráfico, é possível confirmar o que já havia sido referido anteriormente, isto é, verifica-se um claro aumento dos registos dos caudais médios diários de

2011 para 2014 sendo que esse aumento acontece nos maiores valores de caudal refletindo-se no gráfico com a diminuição da curvatura.

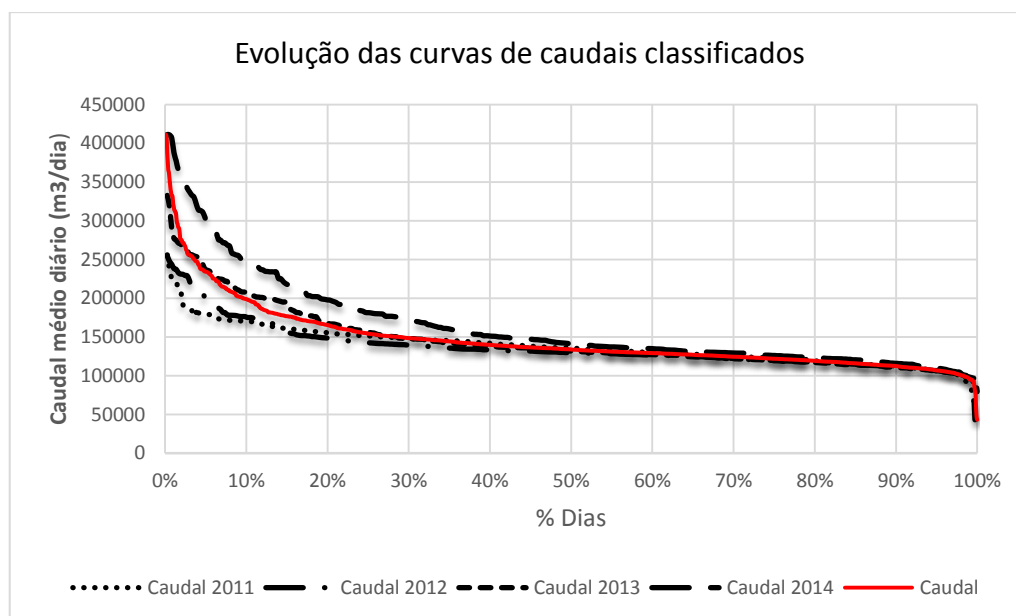


Figura 9.15 – Evolução dos caudais classificados entre 2011 e 2014.

9.2. Energia produtível em ano médio

Como foi referido no subcapítulo 5.3.4, uma das formas de avaliação da energia produtível poderá ser realizada pela colocação dos caudais turbinados sobre a curva dos caudais classificados.

Definidas que estão as curvas de caudais classificadas, o ponto que se segue para o cálculo da energia produtível será a marcação da área de exploração nas referidas curvas a partir caudais característicos como sejam os caudais máximos e mínimos turbináveis. Para o efeito, também será necessário conhecer a tipologia da turbina de forma a conhecer a sua gama de utilização e definir os caudais característicos.

9.2.1. Reservatório de Amadora

9.2.1.1. Seleção da turbina

Atendendo à utilização prevista para a turbina, em linha com a conduta de adução (e não na descarga desta conduta), a solução preconizada consistirá numa turbina de reação. De acordo com o exposto no subcapítulo 7.1.6, para a definição da tipologia da turbina será

necessário recorrer a velocidade específica N_s expressa na equação (7.7).

Por outro lado, para o cálculo da velocidade específica também será necessário conhecer o valor da altura de queda, do caudal nominal e ainda da velocidade de rotação imposta pelo gerador.

Assim, para a definição da velocidade de rotação do gerador recorreu-se a equação (8.5) do subcapítulo 8.3.1. Tendo em conta o elevado custo dos geradores de baixa rotação, isto é, com elevado números de polos, considerou-se, para o efeito, um gerador de 3 pares de polos.

Sabendo que a frequência na rede elétrica em Portugal é de 50 Hz, obtém-se:

$$N = \frac{60 f}{p} = \frac{60 \times 50}{3} = \frac{3000}{3} = 1000 \text{ rpm}$$

Relativamente a altura de queda, como foi referido no subcapítulo 5.3.1, o valor da queda útil resulta da diferença entre as cotas de montante e de jusante que definem a queda bruta deduzidas as perdas de carga decorrentes da interação do fluido escoado com as paredes da conduta e dos vários órgãos existentes ao longo do circuito hidráulico do aproveitamento.

No caso do reservatório de Amadora, o valor da altura de queda obtido em cada registo resulta da diferença entre as pressões de montante e de jusante medidos na válvula de controlo de caudal à entrada do reservatório pelo que esse valor representará a queda útil dado que já se encontram deduzidas as respetivas perdas de carga. Assim, o valor a considerar para o cálculo da velocidade específica será obtido pela média das variações de pressão ao longo dos três anos de registo, resultando no seguinte valor:

$$H_{\text{útil}} = 29,46 \text{ m}$$

No que concerne o parâmetro caudal e como foi referido no subcapítulo 5.3.4, poder-se-ia recorrer a curva de caudais classificada, apresentada na Figura 9.16, para dimensionar a turbina tomando como caudal nominal um valor igual ou excedido em cerca de 15% a 40% dos dias em ano médio. No entanto, dado a falta de experiência para fundamentar a escolha de um determinado caudal, a opção será considerar o caudal nominal igual ao caudal médio.

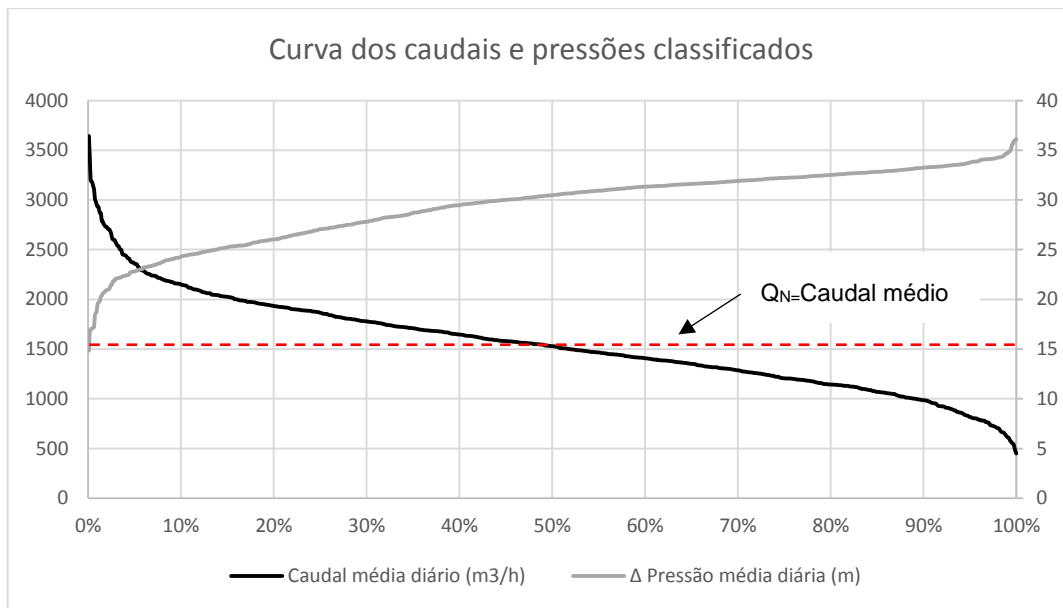


Figura 9.16 – Curva de caudais classificados referentes aos anos de 2012, 2013 e 2014.

Assim, o valor a considerar para o cálculo resultará da média dos caudais médios diários ocorridos ao longo dos três anos de registos e será o seguinte:

$$Q = 1554,21 \text{ m}^3/\text{h} = \frac{1554,21}{3600} = 0,43 \text{ m}^3/\text{s}$$

Resumindo, os valores dos parâmetros a considerar para o cálculo da velocidade específica são os apresentados na Tabela 9.1.

Tabela 9.1 – Parâmetros para o cálculo da velocidade específica da turbina do reservatório de Amadora.

Parâmetro	Valor
<i>N</i> (rpm)	1000
<i>H</i>_{útil} (m)	29,46
<i>Q</i>_{médio} (m³/s)	0,43

Finalmente, o valor da velocidade específica será calculado pela substituição dos valores apresentados na Tabela 9.1 na equação (7.7). Assim, o valor obtido será:

$$N_s = \frac{N Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{1000 \times 0,43^{1/2}}{29,46^{3/4}} = 51,86$$

Conhecido o valor da velocidade específica, a definição da tipologia da turbina e da forma da roda é determinada pela consulta do ábaco da Figura 7.28. Assim, consultando o referido

ábaco e tendo como referência o valor 51,86 obtido no cálculo da velocidade específica, a turbina identificada será uma Francis normal.

Para se ter uma percepção da dimensão da turbina é possível determinar-se o diâmetro do rotor conhecendo a velocidade específica adimensional e o diâmetro específico. Para conhecer a velocidade específica adimensional, é necessário converter o valor da velocidade específica dimensional N_s através do fator de conversão de equação (7.10).

Assim, obtém-se:

$$N_s = 52,92 \Omega \Leftrightarrow \Omega = \frac{51,86}{52,92} = 0,980$$

Conhecido o valor da velocidade específica adimensional e recorrendo ao diagrama de Cordier da Figura 7.30, obtém-se o diâmetro específico:

$$\Omega = 0,980 \Rightarrow \Delta = 2,2$$

Finalmente, sabendo o diâmetro específico e recorrendo a equação (7.11), estima-se o diâmetro da turbina Francis:

$$\Delta = \frac{D \cdot (g \cdot H)^{1/4}}{Q^{1/2}} \Leftrightarrow D = \frac{\Delta \cdot Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{1/4}} = \frac{2,2 \times \sqrt{0,43}}{(9,807 \times 29,46)^{0,25}} = \frac{2,2 \times 0,656}{4,12} = 0,350 \text{ m}$$

9.2.1.2. Definição da área de exploração

A avaliação da energia produtível será efetuada pela colocação dos caudais turbinados sobre a curva dos caudais classificados, ou seja, pela definição da área de exploração da turbina. Como já se verificou no subcapítulo anterior, a escolha da turbina é feita para um determinado caudal nominal, caudal esse, que ocorrerá apenas durante uma certa percentagem dos dias do ano. Por outro lado, como foi referido no subcapítulo 5.3.2 e é possível verificar na Figura 9.17, o rendimento da turbina depende do parâmetro caudal pelo que lhe é definido um limite de exploração, isto é, é imposto um limite superior, o caudal máximo turbinável e ainda um limite inferior, o caudal mínimo turbinável, fora dos quais a turbina é desligada por insuficiência de rendimento.

Dado que não se obtiveram curvas de rendimento de fabricantes, a solução alternativa passou por a definir com recurso a equação geral de rendimento de turbinas expressa na equação (7.5). Para o efeito, considerou-se que o rendimento máximo de 92% era obtido para um caudal nominal de 80% como ilustrado na Figura 9.17.

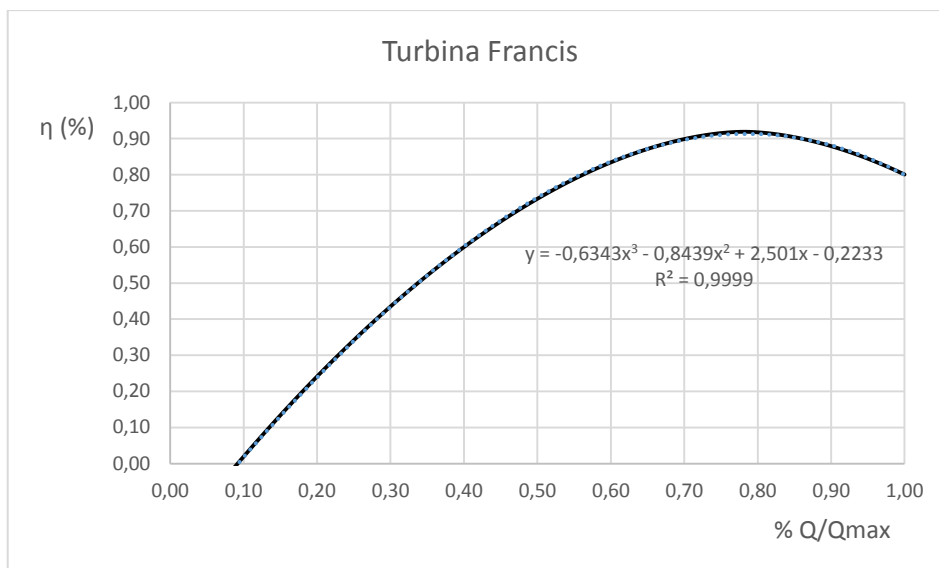


Figura 9.17 – Rendimento de uma turbina Francis.

Tomando como referência o gráfico da Figura 9.17, será possível definir os limites de exploração da turbina Francis, isto é, a faixa em torno do caudal nominal onde o rendimento apresenta ainda um valor considerado como aceitável. Para o efeito, considerou-se como limite inferior o ponto onde o caudal apresenta o valor de $0,45 Q_{max}$ e o rendimento assume um valor de 68%.

Na Tabela 9.2, são apresentados os limites inferiores e superior da faixa de exploração da referida turbina relativa ao caudal nominal.

Tabela 9.2 – Limites de exploração da turbina Francis.

Turbina	$\alpha_1 = \frac{Q_{min}}{Q_N}$	$\alpha_2 = \frac{Q_{max}}{Q_N}$
Francis	0,5625	1,25

Definidos os limites de exploração da turbina e considerando como caudal nominal o valor definido no subcapítulo anterior, os valores dos caudais máximo e mínimos turbináveis serão os seguintes:

$$Q_{max} = 1,25 \times 1554,21 = 1943,75 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{min} = \frac{0,45 \times 1554,21}{0,80} = 0,5625 \times 1554,21 = 872,56 \text{ m}^3/\text{h}$$

Determinados que estão os caudais característicos, o passo seguinte consistirá na definição da área de exploração pela marcação dos caudais máximo e mínimos turbináveis sobre a curva

de caudais classificados da Figura 9.18.

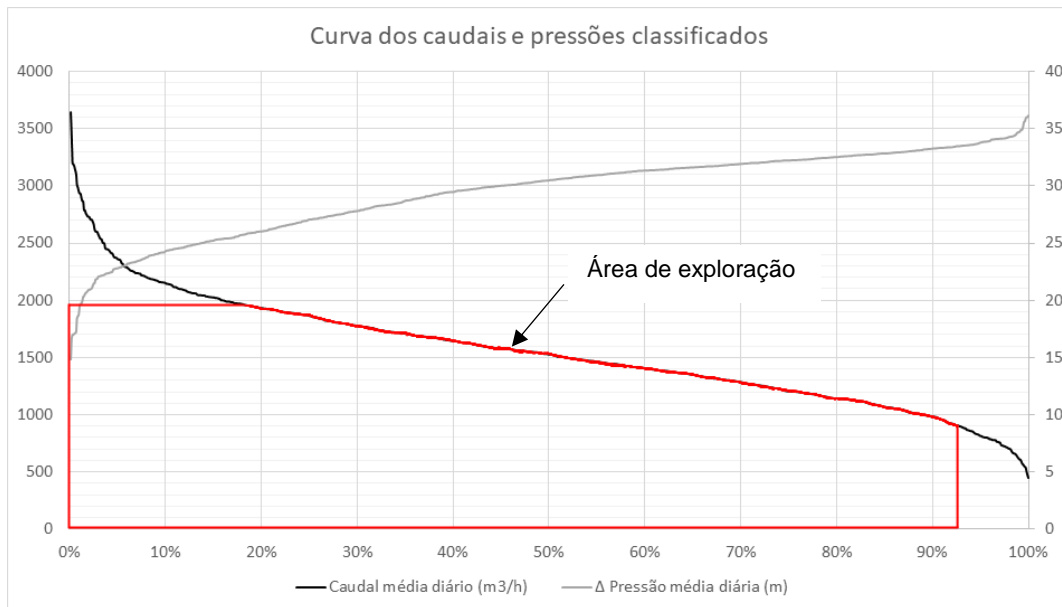


Figura 9.18 – Área de exploração traçada na curva de caudais classificados relativa aos anos de 2012, 2013 e 2014.

Esta área representa a faixa de exploração da turbina a partir da qual será possível definir a energia produtível.

9.2.1.3. Cálculo da energia produtível

Conhecidas as relações de dependência do rendimento e da queda útil face ao caudal expressas pelas funções $\eta = \eta \left(\frac{Q}{Q_{max}} \right)$ e $H_u = H_u(Q)$, e definida a área de exploração na curva de caudais classificados, isto é, a gama de caudais afluídos entre os caudais máximos e mínimos turbináveis, será possível determinar os valores da queda e de rendimento a partir de um dado valor de caudal num dado intervalo de tempo.

No que concerne a altura de queda útil, foram fornecidos registos de pressões a montante e a jusante da válvula de controlo de caudal à entrada do reservatório, em simultâneo com o respetivo registo de caudal. Assim, o valor da queda obtida resulta, em cada intervalo de tempo, da diferença entre as referidas pressões de montante e de jusante pelo que os referidos valores representarão a queda útil dado que já se encontram deduzidas as respetivas perdas de carga.

Relativamente ao rendimento, os seus valores serão obtidos a partir da função da curva de rendimento da turbina Francis apresentada na Figura 9.17, conhecidos os valores dos caudais da curva de caudais classificados num dado intervalo de tempo. A curva de rendimento da referida turbina Francis é expressa de acordo com a seguinte função:

$$\eta_t = f\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right) = -0,6343x^3 - 0,8439x^2 + 2,501x - 0,22233$$

Posteriormente, conhecidos os valores dos referidos parâmetros e o valor do caudal será então possível determinar a energia produzida no dado intervalo de tempo de acordo com a equação (5.13).

Dada a essência dos dados de origem da curva dos caudais classificados, valores médios diários dos registos fornecidos e do ajuste a à área de exploração da turbina, a referida curva assumirá a forma de um diagrama discreto apresentado na Figura 9.19.

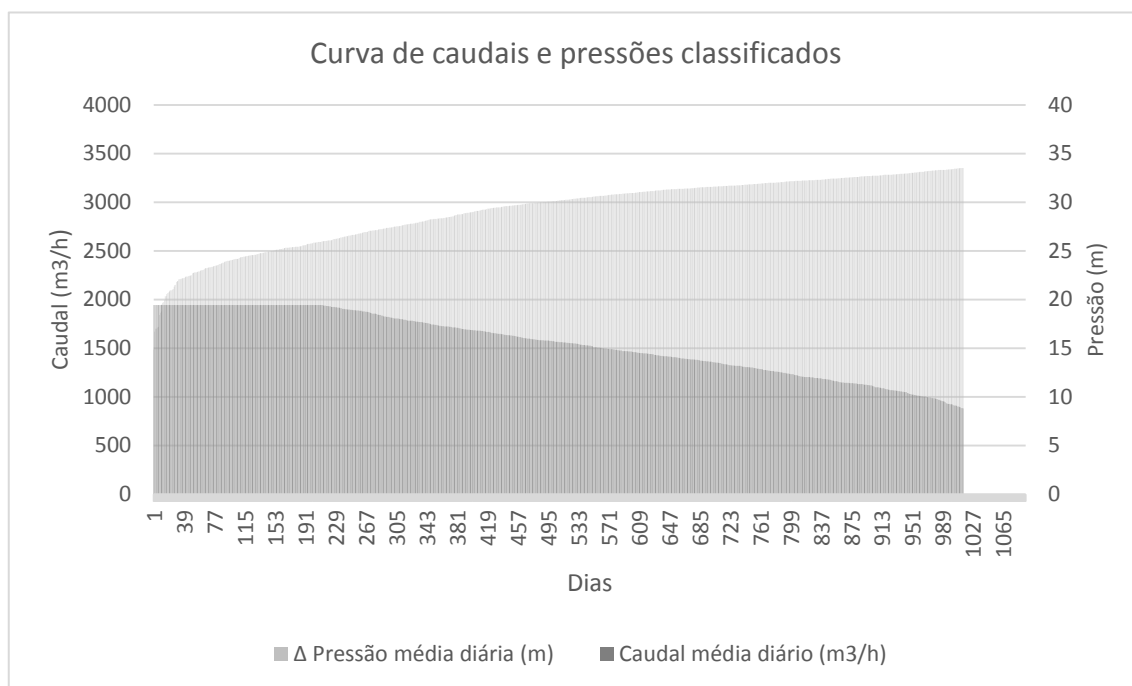


Figura 9.19 – Curva de caudais e pressões classificados discreta referente aos anos 2012, 2013 e 2014.

Face ao exposto, o cálculo da energia produtível resultará do somatório da energia produzida em cada dia, ao longo dos vários anos de acordo com a seguinte expressão:

$$E_i = \sum \gamma \eta_i Q_i H_i \Delta t_i \quad (9.1)$$

Sendo que uma das parcelas da energia produzida será em plena carga, isto é, com o valor máximo de caudal, e a restante parcela será produzida a carga variável até se atingir o valor do caudal mínimo.

De acordo com o acima descrito, o valor obtido para a energia produtível em ano médio é:

$$E = 840,69 \text{ MWh/ano}$$

9.2.2. ETAR de Alcântara

9.2.2.1. Seleção da turbina

À semelhança do que foi efetuado no subcapítulo 9.2.1.1, o primeiro passo para a seleção da turbina é a definição da velocidade específica. Desta feita, será utilizada a expressão da velocidade específica adimensional. Analisando a referida expressão, apresentada na equação (7.9), percebe-se que a velocidade específica depende da velocidade de rotação do gerador, da altura de queda e ainda do caudal nominal considerados.

Relativamente a altura de queda útil, o valor a considerar, para a determinação da velocidade específica, será constante apesar da variação de caudal, dado que se considera a existência de um dispositivo de regulação de caudal de saída da turbina, e resultará da diferença de cotas entre o ponto de descarga, a 13,75 m, e a cota da laje de assentamento da turbina a cota de 10,5 m.

Assim, temos:

$$H_{\text{útil}} = 13,75 - 10,5 = 3,25 \text{ m}$$

No que concerne o parâmetro caudal e a semelhança do que foi referido no subcapítulo 9.2.1.1, o caudal nominal a considerar será igual ao caudal médio dado a falta de argumento para fundamentar a escolha de outro caudal a partir da curva de caudais classificados da Figura 9.20.

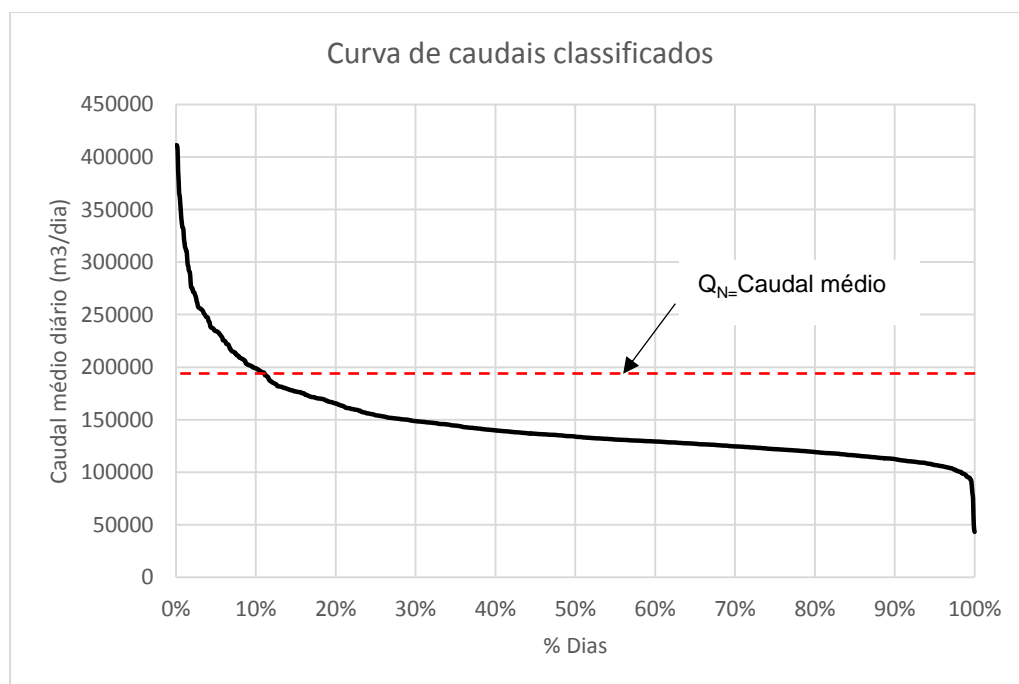


Figura 9.20 – Curva de caudais classificados da ETAR de Alcântara entre 2011 e 2014.

Assim, o valor a considerar para o cálculo resultará da média dos caudais médios diários ocorridos ao longo dos quatro anos de registos e será o seguinte:

$$Q = 146357 \text{ m}^3/\text{dia} = \frac{146357}{(24 \times 3600)} = 1,69 \text{ m}^3/\text{s}$$

Quanto à velocidade de rotação do gerador, atendendo ao facto do valor do caudal nominal considerado ser elevado, o que contribuirá para um elevado valor da velocidade específica, será considerado um gerador com 8 pares de polos de forma a minimizar a velocidade específica.

Assim, recorrendo a equação (8.5) e sabendo que a frequência na rede elétrica em Portugal é de 50 Hz, resulta o seguinte:

$$N = \frac{60 f}{p} = \frac{60 \times 50}{8} = \frac{3000}{8} = 375 \text{ rpm}$$

Resumindo, os valores dos parâmetros a considerar para o cálculo da velocidade específica adimensional são os apresentados na Tabela 9.3.

Tabela 9.3 – Parâmetros para o cálculo da velocidade específica da ETAR de Alcântara.

Parâmetro	Valor
<i>N</i> (rpm)	375
<i>H</i>_{útil} (m)	3,25
<i>Q</i>_{médio} (m³/s)	1,69

Com base nos parâmetros acima apresentados e na equação (7.9), calcula-se o valor da velocidade específica adimensional:

$$\Omega = \frac{\omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} = \frac{\frac{2\pi \cdot 375}{60} \times \sqrt{1,69}}{(9,807 \times 3,25^{0,75})} = \frac{39,27 \times 1,3}{13,41} = 3,81$$

Tendo como referência o valor da velocidade específica adimensional acima calculada e recorrendo ao ábaco da Figura 7.29, a solução proposta será uma turbomáquina axial, podendo ser uma turbina Kaplan ou uma turbina de hélice. A turbina Kaplan é bastante mais dispendiosa e complexa de operar mas tem uma curva de rendimento muito mais favorável dada a capacidade de ajuste das suas pás. Em contrapartida, a turbina de hélice é mais barata, mas tem como desvantagem a falta de regulação das pás que lhe confere uma curva de rendimento mais pontiaguda, o que significa que o seu rendimento será mais sensível às variações de caudal. Contudo, considerando a evolução da curva de caudais classificados da Figura 9.20, a turbina de hélice poderá ser uma solução a ponderar. A escolha entre as duas turbomáquinas axiais carece, obviamente, de uma análise económica.

Conhecido o valor da velocidade específica adimensional e recorrendo ao diagrama de Cordier da Figura 7.30, obtém-se o seguinte diâmetro específico:

$$\Omega = 3,81 \Rightarrow \Delta = 1,21$$

Finalmente, com base no diâmetro específico e recorrendo a equação (7.11), determina-se o diâmetro da turbina:

$$\Delta = \frac{D \cdot (g \cdot H)^{1/4}}{Q^{1/2}} \Leftrightarrow D = \frac{\Delta \cdot Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{1/4}} = \frac{1,21 \times \sqrt{1,69}}{(9,807 \times 3,25)^{0,25}} = \frac{1,21 \times 1,3}{2,38} = 0,662 \text{ m}$$

Salienta-se que o valor obtido para o diâmetro da turbina resulta numa dimensão apreciável pelo que serão avaliadas outras soluções.

Considerando agora, para as mesmas condições, um gerador de 500 rpm e seis pares de polos obter-se-á uma velocidade específica de 5,07 resultando como solução apenas a turbina Kaplan, no limite da sua faixa de utilização, sendo que neste caso o custo do gerado será inferior dada a maior velocidade e o menor número pares de polos, mas a solução relativa à turbina será mais dispendiosa por não considerar a turbina de hélice. Do diagrama de Cordier e do valor da velocidade específica adimensional de 5,07 resultará um diâmetro específico de 1,17 que corresponderá a um diâmetro da turbina de 0,640 m.

Dada a reduzida velocidade de rotação do gerador, que o encarece substancialmente, será analisada uma solução de múltiplas máquinas por forma a dividir o caudal disponível por vários equipamentos. Esta solução de redundância de equipamentos aumenta a capacidade de adaptação da instalação, especialmente se forem utilizadas turbinas tipo hélice sem regulação, e poderá permitir a utilização de equipamentos standard, de fabrico em série e consequentemente mais baratos, e ainda geradores de maior velocidade de rotação.

Considerando, então três equipamentos de menores dimensões, turbinando cada um deles 0,56 m³/s, correspondendo a um terço do caudal médio, uma velocidade de rotação de 750 rpm, correspondente a um gerador com quatro pares de polos, tem-se:

$$\Omega = \frac{\omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} = \frac{\frac{2\pi \cdot 750}{60} \times \sqrt{0,56}}{(9,807 \times 3,25^{0,75})} = \frac{78,54 \times 0,75}{13,41} = 4,38$$

Consultando o ábaco da Figura 7.29 e tendo como referência o valor da velocidade específica adimensional acima calculada, verifica-se que a solução proposta continuará a ser na gama das máquinas axiais.

Conhecido o valor da velocidade específica adimensional, recorrendo ao diagrama de Cordier da Figura 7.30 e assumindo uma relação de semelhança entre a turbina Kaplan e a hélice, opta-se por uma turbina de três pás com o seguinte diâmetro específico:

$$\Omega = 4,38 \Rightarrow \Delta = 1,20$$

Com base no diâmetro específico e recorrendo a equação (7.11), determina-se o diâmetro

da turbina:

$$\Delta = \frac{D \cdot (g \cdot H)^{1/4}}{Q^{1/2}} \Leftrightarrow D = \frac{\Delta \cdot Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{1/4}} = \frac{1,2 \times \sqrt{0,56}}{(9,807 \times 3,25)^{0,25}} = \frac{1,2 \times 0,75}{2,38} = 0,378 \text{ m}$$

Os resultados obtidos demonstram que as máquinas continuam a ser de dimensão apreciável, com geradores com uma velocidade de rotação relativamente baixa. Dado que nesta solução serão necessárias três máquinas, é provável que esta não seja a solução financeiramente mais adequada.

Em alternativa, deverá ser equacionada a possibilidade de utilizar as turbinas Cross-flow dada à reduzida altura de queda existente na instalação e ao menor custo do equipamento. Estas turbinas são adequadas a baixas alturas de queda. Trata-se de uma turbina com um menor rendimento máximo face as outras turbinas, mas em contrapartida tem uma curva de rendimento bastante plana. A sua construção é menos complexa, sem grande exigência técnica e sem necessidade de equipamentos especiais e, por isso mais, fácil de realizar em oficinas mecânicas, de operar e conseqüentemente menos onerosa. Dada a sua baixa velocidade específica, poderá ser necessário recorrer a caixas de velocidades em detrimento de geradores com elevado número de pares de polos e, por isso, mais dispendiosos.

Na sequência do descrito ao longo deste subcapítulo, verifica-se que a seleção de uma turbina não se afigura uma tarefa fácil face as características da instalação e as várias soluções possíveis. Obviamente que, para ajudar nesta tarefa, seria importante uma avaliação económica de cada uma das soluções. Dado que esta análise não está no âmbito deste trabalho, considerar-se-á uma solução com uma turbina hélice por ser uma turbina menos dispendiosa e também por ser a mais desfavorável no que diz respeito ao rendimento e conseqüentemente a energia produtível. Por outro lado, considerar-se-á a solução de múltiplos equipamentos com turbinas Cross-Flow pelos motivos já apresentados, nomeadamente a sua facilidade de construção, o seu menor custo, mas sobretudo pela elevada gama de caudais em que pode operar.

9.2.2.2. Definição da área de exploração

Como foi referido no caso de estudo do sistema de abastecimento, a avaliação da energia produtível será efetuada pela colocação dos caudais turbinados sobre a curva dos caudais classificados, ou seja, pela definição da área de exploração da turbina.

Por outro lado, como foi possível constatar no subcapítulo anterior, a escolha da turbina é feita para um determinado caudal nominal e o rendimento da turbina depende do parâmetro caudal pelo que lhe é definido um limite de exploração, isto é, é imposto um limite superior, o caudal máximo turbinável e ainda um limite inferior, o caudal mínimo turbinável, fora dos quais a turbina é desligada por insuficiência de rendimento.

Tal como anteriormente, face a ausência de dados de fabricantes, a solução alternativa passou pela definição das curvas de rendimentos das turbinas.

A definição da curva de rendimento da turbina hélice terá por base a equação geral de rendimento de turbinas expressa na equação 7.6. Para o efeito, considerou-se que o rendimento máximo de 90% era obtido para um caudal nominal de 80% como ilustrado na Figura 9.21.

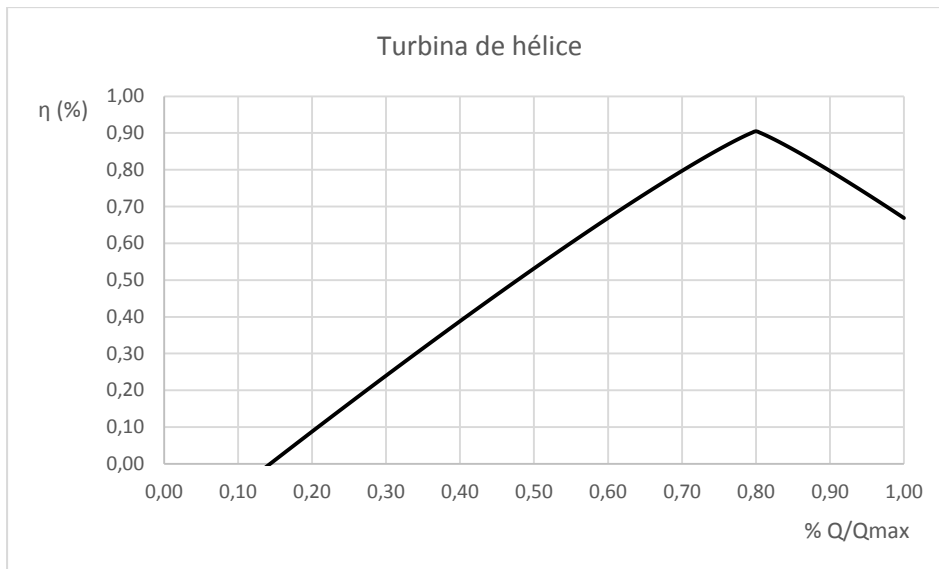


Figura 9.21 – Rendimento da turbina de hélice.

Relativamente a turbina Cross-flow, a sua curva de rendimento foi traçada com base no gráfico de rendimentos da figura 5.4 da página 99 da referência bibliográfica [6]. A Figura 9.22, ilustra o rendimento da turbina Cross-flow.

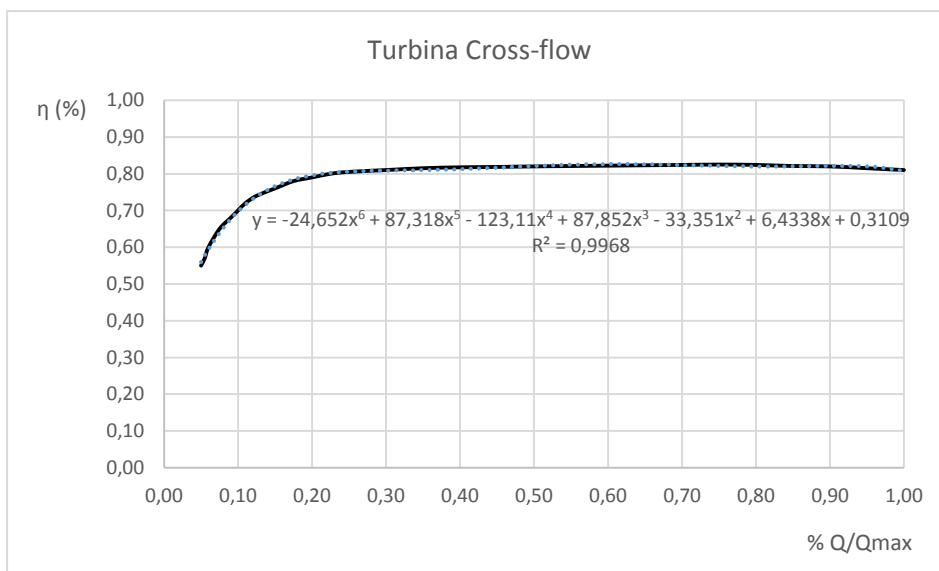


Figura 9.22 – Rendimento da turbina Cross-flow.

Tomando como referência os gráficos da Figura 9.21 e Figura 9.22, será possível definir os limites de exploração da turbina de hélice e Cross-flow respetivamente, isto é, será possível

determinar a faixa em torno do caudal nominal onde o rendimento apresenta ainda um valor considerado como aceitável. Para o efeito, considerou-se como limite inferior o ponto onde o rendimento assume um valor de 60%. Para a turbina hélice, esse ponto corresponde a um valor de caudal de 55% do Q_{max} enquanto que para a turbina Cross-flow corresponde a um valor de 6% Q_{max} .

Na Tabela 9.2, são apresentados os limites inferiores e superior da faixa de exploração das referidas turbinas relativamente ao caudal nominal.

Tabela 9.4 – Limites de exploração da turbina Francis.

Turbina	$\alpha_1 = \frac{Q_{min}}{Q_N}$	$\alpha_2 = \frac{Q_{max}}{Q_N}$
Hélice	0,69	1,25
Cross-flow	0,08	1,33

Definidos os limites de exploração das referidas turbinas e considerando como caudal nominal o valor definido no subcapítulo anterior, os valores dos caudais máximo e mínimos turbináveis serão os seguintes:

Turbina de Hélice:

$$Q_{max} = 1,25 \times 145679 = 182099 \text{ m}^3/\text{dia} = 2,11 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{min} = \frac{0,55 \times 145679}{0,80} = 0,69 \times 145679 = 100154 \text{ m}^3/\text{dia} = 1,16 \text{ m}^3/\text{s}$$

Turbina de Cross-flow:

$$Q_{max} = 1,33 \times 145679 = 193753 \text{ m}^3/\text{dia} = 2,25 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{min} = \frac{0,06 \times 145679}{0,75} = 0,08 \times 145679 = 11654 \text{ m}^3/\text{dia} = 0,13 \text{ m}^3/\text{s}$$

Tabela 9.5 – Caudais mínimos e máximos das turbinas de hélice e Cross-flow.

Turbina	Q_{min} (m ³ /dia)	Q_{max} (m ³ /dia)
Hélice	100154	182099
Cross-flow	11654	193753

Determinados que estão os caudais característicos, o passo seguinte consistirá, para cada uma das turbinas, na definição da área de exploração através da marcação dos caudais máximo e mínimos turbináveis sobre a curva de caudais classificados das Figura 9.18.

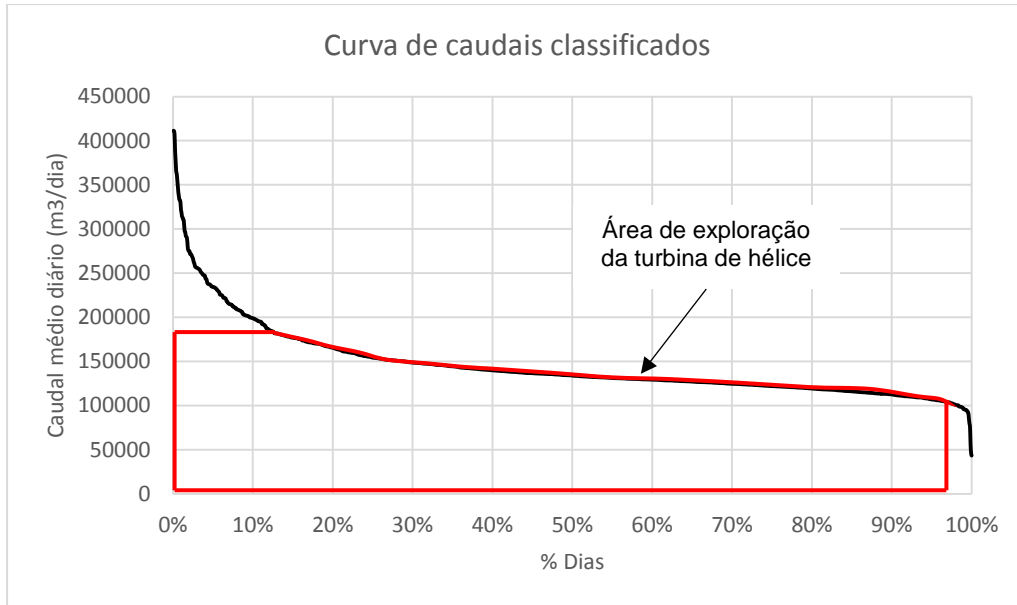


Figura 9.23 – Área de exploração da turbina de hélice relativa aos anos de 2011, 2012, 2013 e 2014.

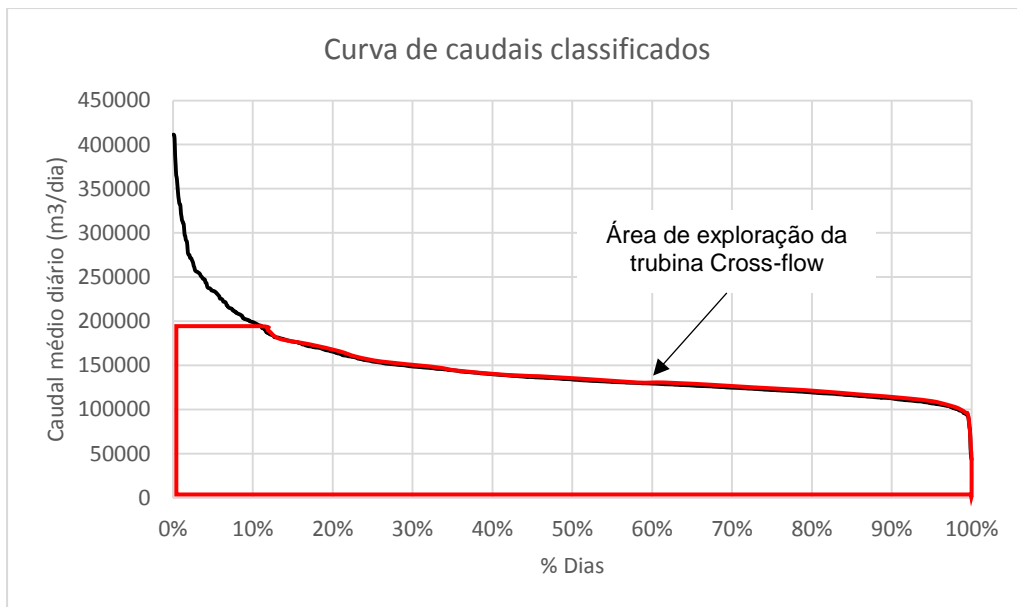


Figura 9.24 – Área de exploração da turbina de Cross-flow relativa aos anos de 2011, 2012, 2013 e 2014.

Estas áreas representam as faixas de exploração das turbinas de hélice e Cross-flow a partir das quais será possível definir a energia produtível.

9.2.2.3. Cálculo da energia produtível

A energia produzida, num dado intervalo de tempo, é calculada de acordo com expressão da equação (5.13). Conhecidas as relações de dependência do rendimento e da queda útil face ao caudal expressas pelas funções $\eta = \eta \left(\frac{Q}{Q_{max}} \right)$ e $H_u = H_u(Q)$, e definida a área de exploração na curva de caudais classificados, isto é, a gama de caudais afluídos entre os caudais máximos e mínimos turbináveis, será possível determinar os valores da queda e de rendimento a partir de um dado valor de caudal num dado intervalo de tempo.

Relativamente a altura de queda útil e de acordo com o referido anteriormente no subcapítulo 9.2.2.1, o valor a considerar será 3,25 m.

No que concerne o rendimento a considerar para o cálculo da energia produtível, para cada uma das turbinas, os seus valores serão obtidos a partir das funções das curvas de rendimento, conhecidos os valores dos caudais da curva de caudais classificados num dado intervalo de tempo.

Para a turbina de hélice, a função da curva de rendimento foi obtida através da aplicação dos respetivos parâmetros na equação (7.5) e é expressa de acordo com a seguinte igualdade:

$$\eta_t = \left[1 - \left(1,25 \left| 1 - \frac{Q}{Q_N} \right|^{1,13} \right) \right] 0,905$$

Relativamente a turbina de Cross-flow, a função da sua curva de rendimento foi obtida através da curva de tendência do gráfico da Figura 9.22 e é expressa de acordo com a equação:

$$\eta_t = - 24,652x^6 + 87,318x^5 - 123,11x^4 + 87,52x^3 - 33,351x^2 + 6,4338x + 0,3109$$

Posteriormente, conhecidos os valores dos referidos parâmetros e o valor do caudal em cada intervalo de tempo, será então possível determinar a energia produzida de acordo com a equação (5.13).

Dada a essência dos dados de origem das curvas dos caudais classificados, valores médios diários dos registos fornecidos e do ajuste as áreas de exploração, as referidas curvas assumirão a forma de diagramas discretos apresentados na Figura 9.25 e Figura 9.26, para as turbinas de hélice e Cross-flow respetivamente.

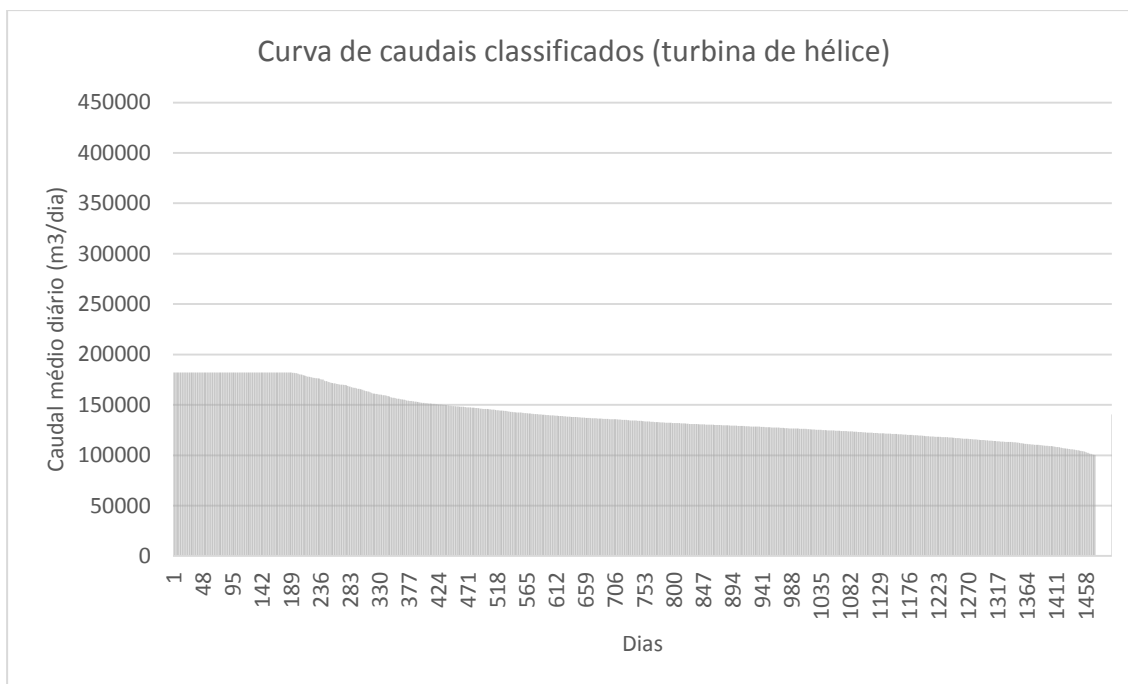


Figura 9.25 – Curva de caudais classificados discreta da turbina de hélice referente aos anos 2011, 2012, 2013 e 2014.

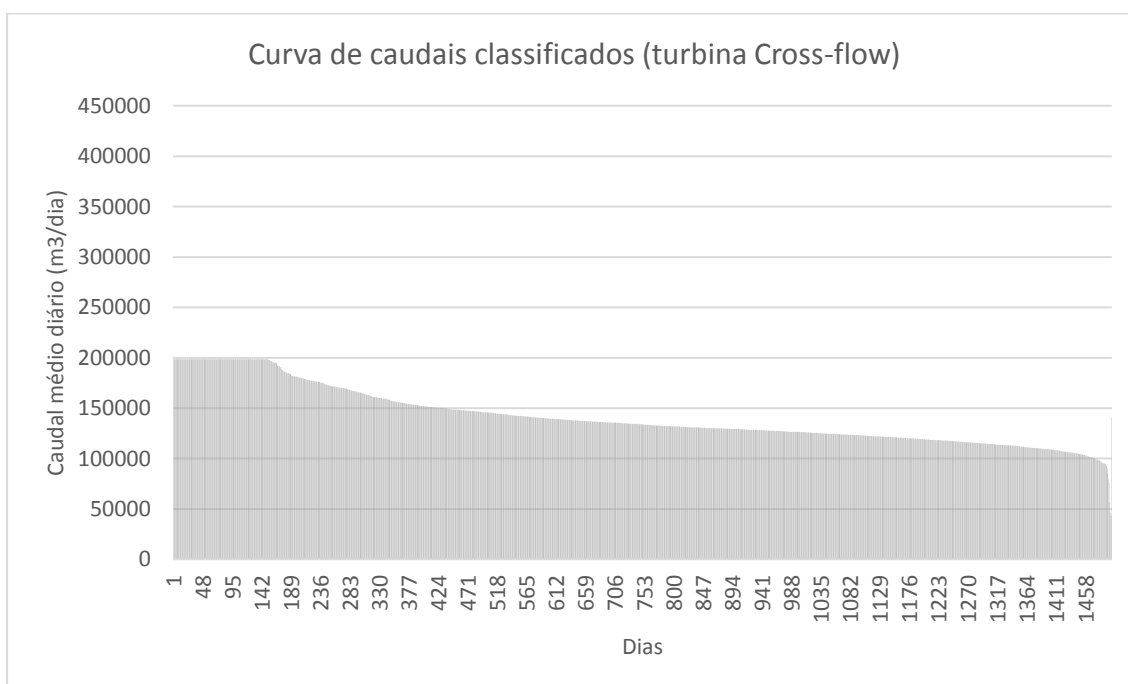


Figura 9.26 – Curva de caudais classificados discreta da turbina Cross.flow referente aos anos 2011, 2012, 2013 e 2014.

Face ao exposto, o cálculo da energia produtível resultará então do somatório da energia produzida em cada dia, ao longo dos vários anos de acordo a equação (9.1):

Sendo que uma das parcelas da energia produzida será em plena carga, isto é, com o valor máximo de caudal, e a restante parcela será produzida a carga variável até se atingir o valor do caudal mínimo.

De acordo com o acima descrito, o valor da energia produtível em ano médio para turbina de hélice será o seguinte:

$$E = 354,59 \text{ MWh/ano}$$

Para a turbina Cross-flow, o valor da energia produtível em ano médio será o seguinte:

$$E = 382,84 \text{ MWh/ano}$$

Apesar da turbina Cross-flow ter um rendimento máximo inferior ao da turbina de hélice, constata-se que o valor da energia produtível em ano médio obtido é superior ao da turbina hélice. Isto é justificado pelo facto da sua curva de rendimento se manter praticamente plana ao longo de toda a gama de caudais e de ter uma maior gama de exploração.

Capítulo 10

Conclusão

O presente trabalho propunha o estudo do aproveitamento dos recursos hídricos dos sistemas de abastecimento e de saneamento para a produção de energia elétrica e pretendia, desta forma, evidenciar o real potencial energético existente nesses sistemas mantendo o atual regime de exploração das suas infraestruturas.

Para o efeito, solicitaram-se a uma entidade gestora de abastecimento, elementos referentes a uma válvula de regulação de caudal à entrada de um reservatório de abastecimento de água, nomeadamente, registo de caudais e de pressões. Por outro lado, solicitaram-se também registos de caudais e a altura de queda no ponto de descarga de uma estação de tratamento de águas residuais de uma entidade gestora de saneamento.

Na análise dos caudais fornecidos do reservatório de Amadora e da ETAR de Alcântara conclui-se que, apesar da variação existentes dos registos de caudais ao longo dos vários anos fornecidos, existia uma afluência regular de caudais pelo que as referidas instalações foram consideradas como explorações a funcionar em regimes de “fio de água” tornando irrelevantes os ganhos obtidos pela sua capacidade de armazenamento e regularização de caudal na produção de energia elétrica.

No desenvolvimento do trabalho, concluiu-se que, em ambos os casos de estudos, existe um real potencial para produção de energia elétrica a partir dos recursos existentes, mesmo mantendo o atual regime de exploração das suas infraestruturas.

No caso de estudo do sistema de abastecimento, conclui-se que solução mais adequada seria uma turbina Francis atendendo as alturas de quedas apresentadas, os valores dos caudais característicos e a área de exploração definidos, e ainda pelo facto do gerador considerado ser um gerador com uma elevada rotação e, por isso, de baixo custo.

Relativamente ao caso de estudo do sistema de saneamento, conclui-se que as turbinas mais adequadas seriam turbinas axiais de elevada velocidade específica por causa dos elevados caudais apresentados e da baixa altura de queda. Ao longo deste caso de estudo concluiu-se, ainda, que poderiam ser propostas várias soluções dependendo a escolha do gerador selecionado, nomeadamente turbinas de hélice e Kaplan, sendo que uma análise económica poderia contribuir para a escolha da melhor solução. Por outro lado, face as características da instalação, concluiu-se que a turbina Cross-flow também poderia ser uma solução dado que este tipo de turbina têm uma baixa velocidade específica, uma larga faixa de exploração e são apropriadas para baixas quedas.

As soluções consideradas para o caso de estudo de saneamento tiveram como base as

turbinas de menor rendimento, as menos complexas e menos onerosas dado que desta forma será possível evidenciar o potencial energético existente para os casos menos favoráveis.

O estudo realizado permitiu concluir que a energia produtível num ano médio, pela substituição da válvula reguladora de caudal existente no reservatório de Amadora por uma turbina Francis, seria de 840,69 MWh e a instalação de turbinas de hélice ou Cross-flow iria permitir a produção de energia elétrica de 354,59 MWh e 382,84 MWh, respetivamente, para a ETAR de Alcântara.

Comparando os valores da energia produtível das turbinas hélice e Cross-flow, constatou-se que o valor da energia produzida em ano médio obtido com a turbina Cross-flow era superior ao da turbina hélice apesar da turbina Cross-flow ter um rendimento máximo inferior ao da turbina de hélice. Isto é justificado pelo facto da sua curva de rendimento se manter praticamente plana ao longo de toda a gama de caudais e de ter uma maior gama de exploração da turbina.

Conclui-se ainda que a energia produtível também poderia ser aumentada por via da alteração das áreas de exploração das turbinas seleccionadas, em as ambas instalações, diminuindo para o efeito os limites inferiores do caudal a partir do qual a turbina é desligada. Esta alteração é possível tendo em conta que as infraestruturas foram consideradas instalações a funcionar em regime fio-de-água e, por isso, existe ainda um potencial energético associado aos baixos caudais rejeitados. Haverá, no entanto, a necessidade de considerar e avaliar os custos associados a operação e manutenção dos sistemas produtores nessa gama de caudais.

Finalmente, chama-se a atenção que a energia produzida a partir desses aproveitamentos poderá, em alguns casos, ser irrisória face às necessidades energéticas dessas infraestruturas, mas por outro lado, existirão casos em que a energia produzida permitirá que algumas dessas instalações sejam autossuficientes, pelo que as entidades gestoras de sistemas de abastecimento e de saneamento não deverão descartar estas fontes alternativas de produção de energia elétrica.

Bibliografia

- [1] Água de Portugal, Relatório e Contas, Água de Portugal, 2016.
- [2] J. Silva, Microturbinas em Redes de Abastecimento, Aveiro: Universidade de Aveiro, 2011.
- [3] J. Rocha, Metodologia de Projecto de Sistemas de Produção de Electricidade Descentralizada Baseados em Energia Hídrica, Porto: FEUP, 2008.
- [4] J. A. A. Sá Marques e O. J. J. Sousa, Hidráulica Urbana - Sistemas de Abastecimento de Água e de Drenagem de Águas Residuais, Coimbra: Imprensa da Universidade de Coimbra, 2011.
- [5] R. M. Fernandes, "Controlo de um gerador hidroeléctrico utilizado na recuperação de energia numa conduta de abastecimento de água," Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Lisboa, 2011.
- [6] F. M. O. Piqueiro, Efeito da Regulação e da Forma e Dimensões da Câmara de Carga na Produtibilidade Energética de um Pequeno Aproveitamento Hidroeléctrico, Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 1991.
- [7] A. Oliveira, Recuperação de Energia Hidráulica em Sistemas de Distribuição de Água, Porto: FEUP, 2008.
- [8] N. H. C. Pereira, *Meânica dos Fluidos*, Setúbal: Escola Superior de Tecnologia de Setúbal, 2006.
- [9] M. V. Guedes, "O Alternador Síncrono Trifásico nos Pequenos Aproveitamentos Hidroeléctricos," Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 1994.
- [10] R. M. Castro, "Energias Renováveis e Produção Descentralizada - INTRODUÇÃO À ENERGIA MINI-HÍDRICA," IST, Lisboa, Março 2008.
- [11] H. Ramos, D. Covas e L. Araújo, Válvulas Redutoras de Pressão e Produção de Energia, Lisboa: 7ª Congresso da Água, 2004.
- [12] E. R. d. Sousa, *Saneamento Ambiental I*, Lisboa: DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL E ARQUITECTURA - SECÇÃO DE HIDRÁULICA E DOS

RECURSOS HÍDRICOS E AMBIENTAIS, Setembro.

- [13] M. d. A. Paixão, Águas e Esgotos em Urbanizações e Instalações Prediais, Amadora: Edições Orion, 1999.
- [14] G. V.M..Silva, “Válvulas de Controlo,” Escola Superior de Tecnologia de Setúbal, Setúbal, 2004.
- [15] EMERSON, “Válvula de Regulação MONOVAR,” [Online]. Available: valves.emerson.com/~/media/websites/valves/topcat%20documents/vctds-02619-pt.pdf. [Acedido em 15 11 2017].
- [16] F. M. White, Mecânica Dos Fluidos, Mc Graw Hill, 2011.
- [17] B. Massey, Mecânica dos Fluidos, Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 2002.
- [18] A. J. Macintyre, Máquinas Motrizes Hidráulicas, Rio de Janeiro: Editoea Guanabara Dois S.A., 1983.
- [19] Voith, “Turbinas Pelton,” Voith, [Online]. Available: <http://voith.com/br/produtos-e-servicos/energia-hidreletrica/turbinas/turbinas-pelton-563.html>. [Acedido em 15 11 2017].
- [20] “Solar Energy,” [Online]. Available: <http://energyprofessionalsymposium.com>. [Acedido em 15 11 2017].
- [21] “Ofícios Técnicos,” [Online]. Available: <http://www.sapiensman.com/tecnoficio/docs1/d5.php>. [Acedido em 15 11 2017].
- [22] European Small Hydropower Association, “Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant,” European Renewable Energy Council, 2004.
- [23] M. I. D. Bumba, “Estudo de uma tubeira e de um sistema de controlo de caudal da turbina cross-flow,” Escola Superior de Tecnologia de Setúbal, Setúbal, 2012.
- [24] WKV, “Turbinas Turgo,” [Online]. Available: <http://www.wkv.cl/turbinas.html>. [Acedido em 30 11 2017].
- [25] IREM, “BANKI TURBINES - ECOWATT HYDRO TBA – TBS,” [Online]. Available: <https://www.irem.it/en/hydro-turbines/banki-turbines/>. [Acedido em 15 10 2017].

- [26] E. Pérez, L. Carrocci e P. Filho, “Instalação de um tubo de sucção numa turbina Michell-Banki para aproveitamento de pequenas quedas de água,” *Rev. ciênc. exatas*, Taubaté, v. 12, n. 1, p. 9-14 - Universidade Estadual Paulista - UNESP, Guaratinguetá, 2006.
- [27] R. First, “Renewables First - The Hydro and Wind Company - Securing a clean energy future, profitably,” [Online]. Available: <http://www.renewablesfirst.co.uk/hydropower/hydropower-learning-centre/crossflow-turbines/>. [Acedido em 10 setembro 2016].
- [28] “Máquinas Hidráulicas CUCEI 2016-A D02,” [Online]. Available: <http://ferjassoac.blogspot.pt/>. [Acedido em 05 11 2017].
- [29] “Hydro Quebec,” [Online]. Available: <http://www.hydroquebec.com/learning/hydroelectricite/types-turbines.html>. [Acedido em 15 11 2017].
- [30] M. d. M. C. Correia, “Conversão da Energia em Centrais Mini-Hídricas: Estudo das Tecnologias e Determinação do Potencial Hidroelétrico,” Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2009.
- [31] G. M. Lima, “Microgeração em Sistemas de Abastecimento de Água,” Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2013.
- [32] A. Viana e F. Nogueira, “Bombas de Fluxo Operando como Turbinas – Procedimento de Seleção,” Universidade federal de Itajubá, Itajubá.
- [33] A. d. C. Quintela, *Hidráulica*, 12ª Edição ed., Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 2011.
- [34] P. J. Howard Kelly, *Understand the Fundamentals of Centrifugal Pumps*, American Institute of Chemical Engineers (AIChE), 2010.
- [35] A. F. Falcão, *Turbomáquinas*, Portugal: Instituto Superior Técnico - Universidade Técnica de Lisboa, 2005.
- [36] J. V. C. Matias, *Máquinas Eléctricas - Corrente Alternada*, Lisboa: Plátano Editora, S.A., 1994.
- [37] J. P. S. Paiva, *Redes de energia eléctrica - uma análise sistémica*, Lisboa: Instituto Superior Técnico, 2005.

- [38] S. EPAL - Empresa Portuguesa das Águas Livres, "Qualidade da água para consumo humano," EPAL, Lisboa, 2013.
- [39] S. Águas do Tejo Atlântico. [Online]. Available: <https://www.aguasdotejoatlantico.adp.pt>. [Acedido em 30 11 2017].
- [40] D. d. M. Medeiros, "A utilização de bombas operando como turbinas e geradores de indução na geração de energia elétrica," Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2004.
- [41] L. A. Oliveira e A. G. L. Gameiro, Mecânica dos Fluidos - 5ª edição, Lisboa: Lidel - Edições Técnicas, Lda, 2016.

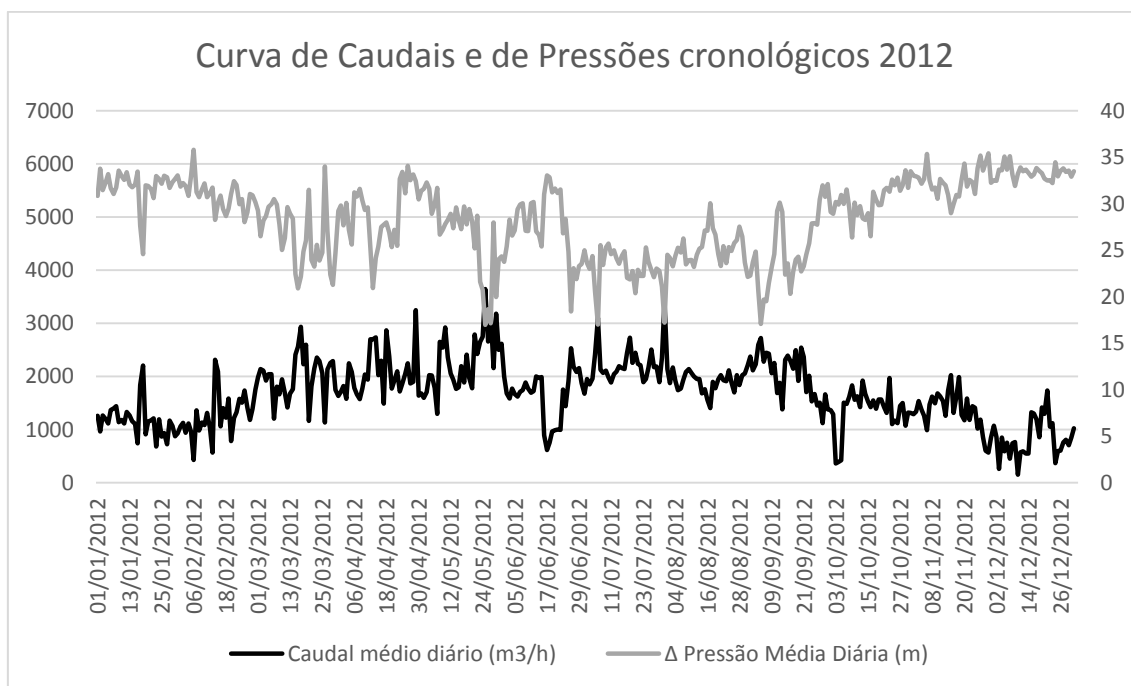
Anexo I

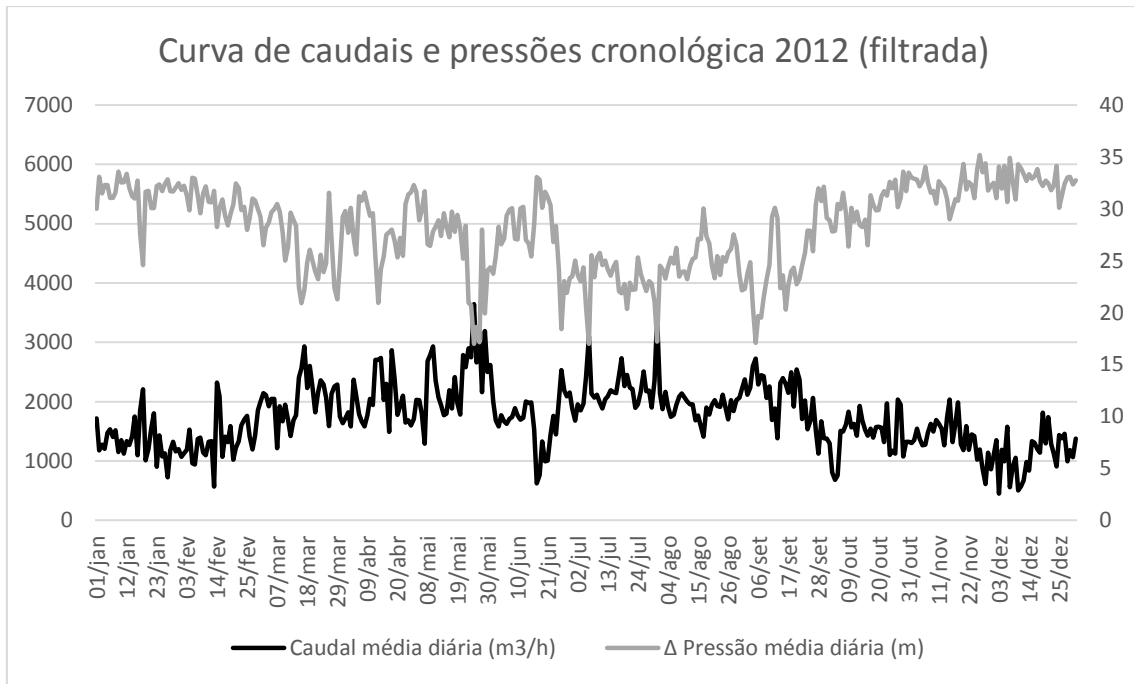
Curvas de caudais cronológicos

Os gráficos das curvas de caudais e pressões cronológicos apresentados neste anexo foram elaborados com base nos registos de caudais e pressões fornecida pela EPAL e pela Águas do Tejo Atlântico.

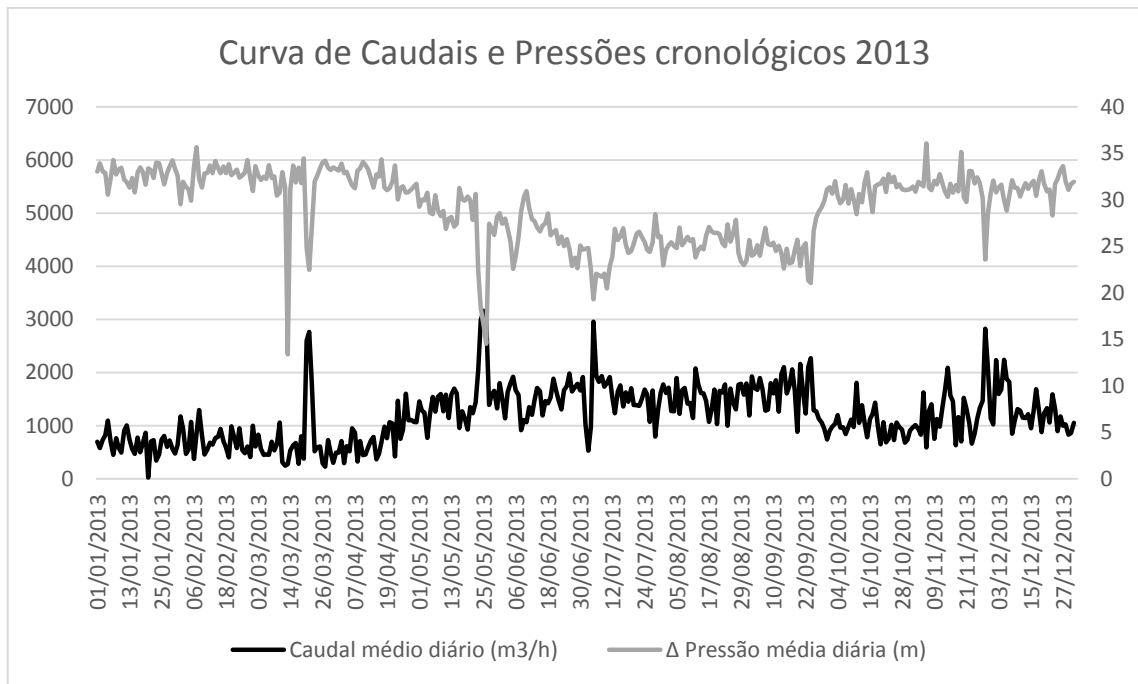
1. Reservatório de Amadora

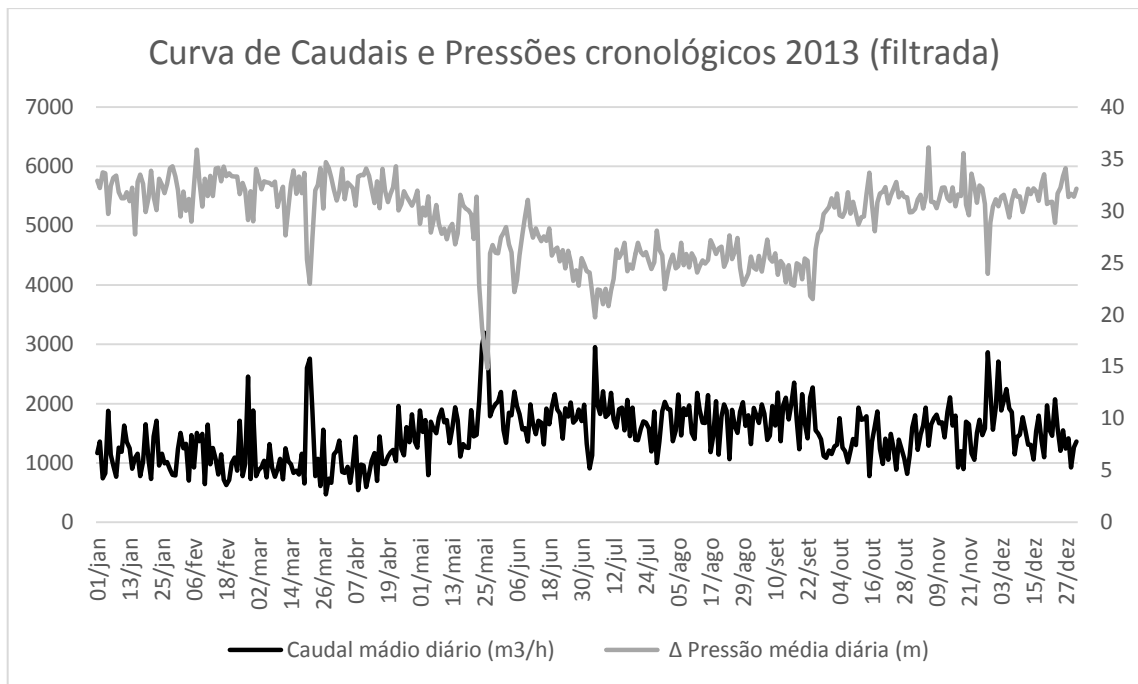
Ano 2012



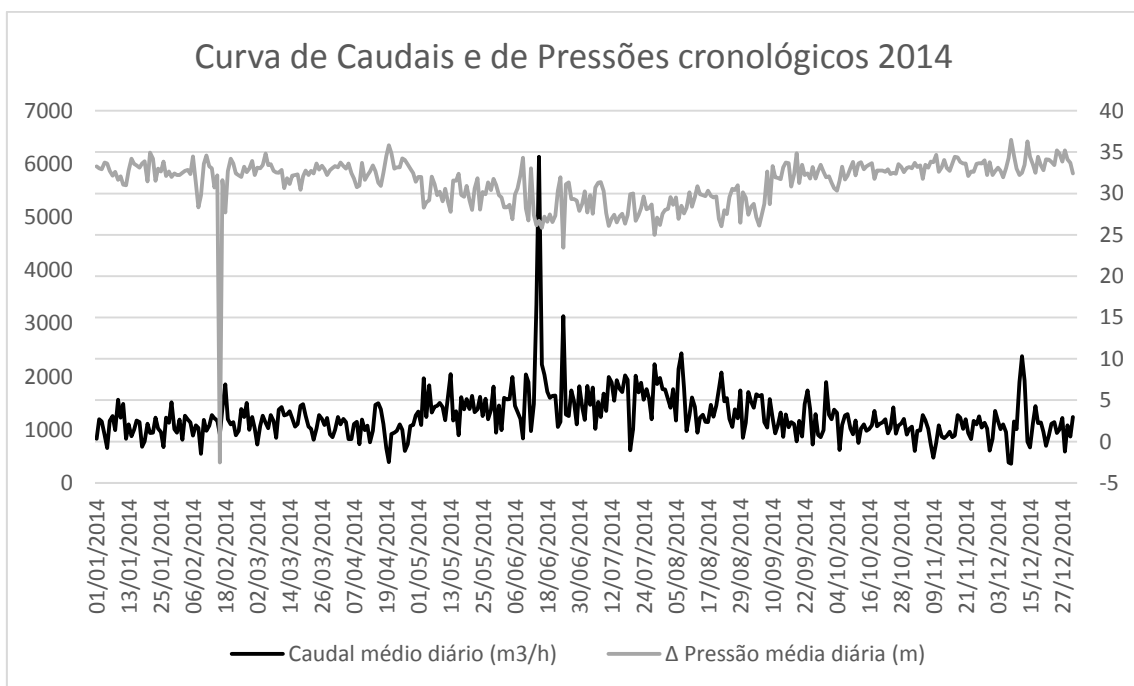


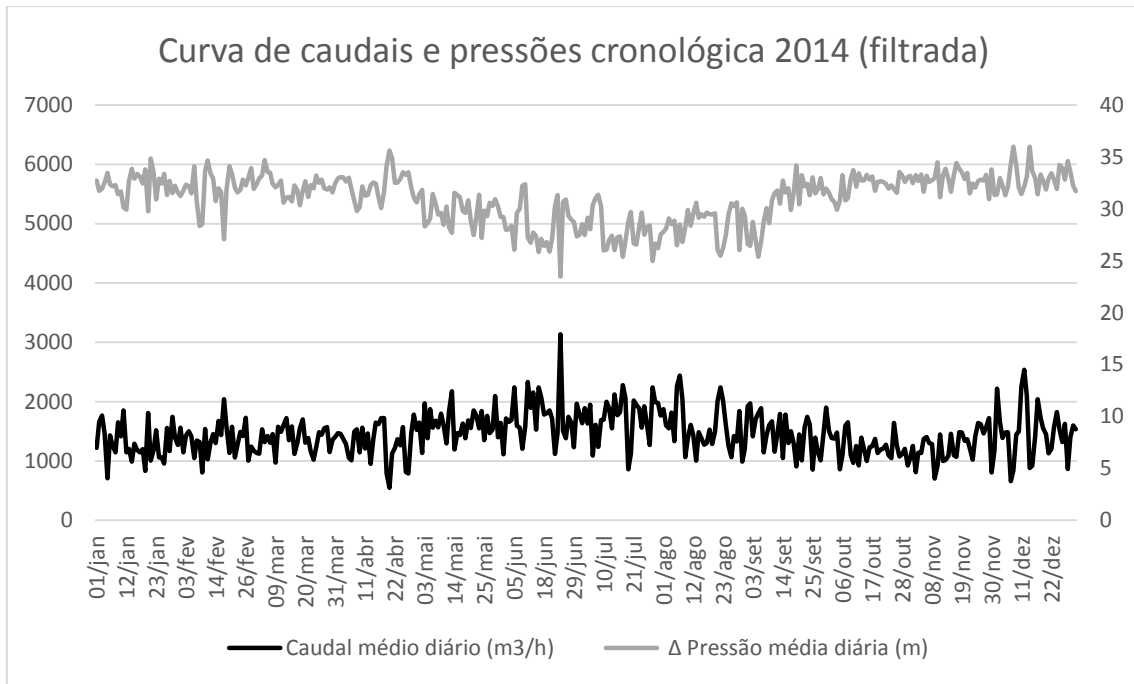
Ano 2013





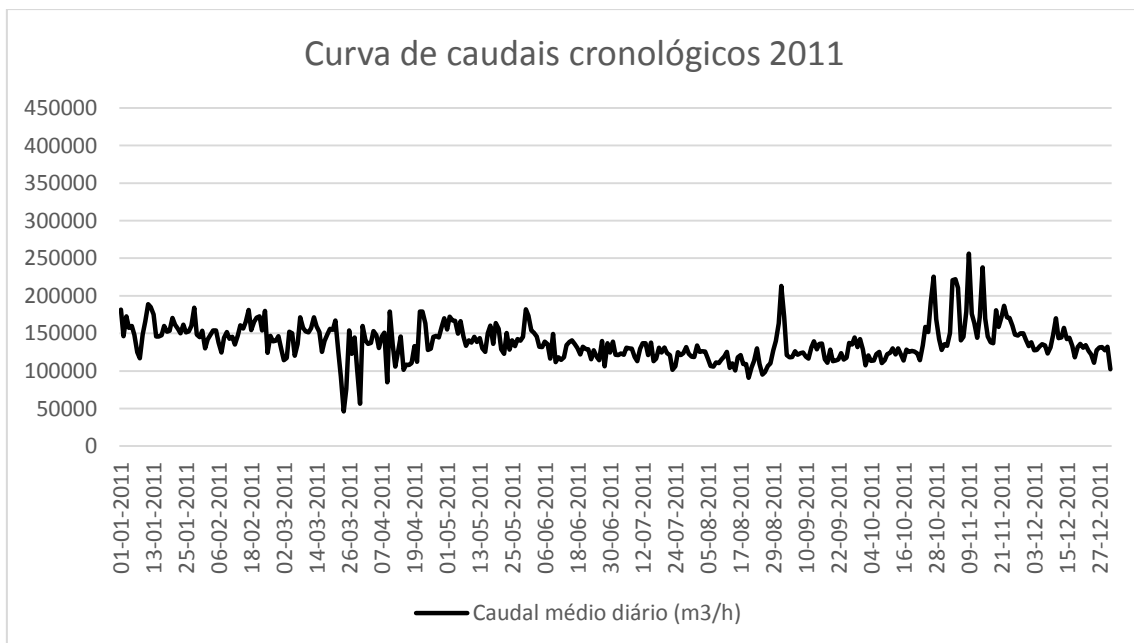
Ano 2014



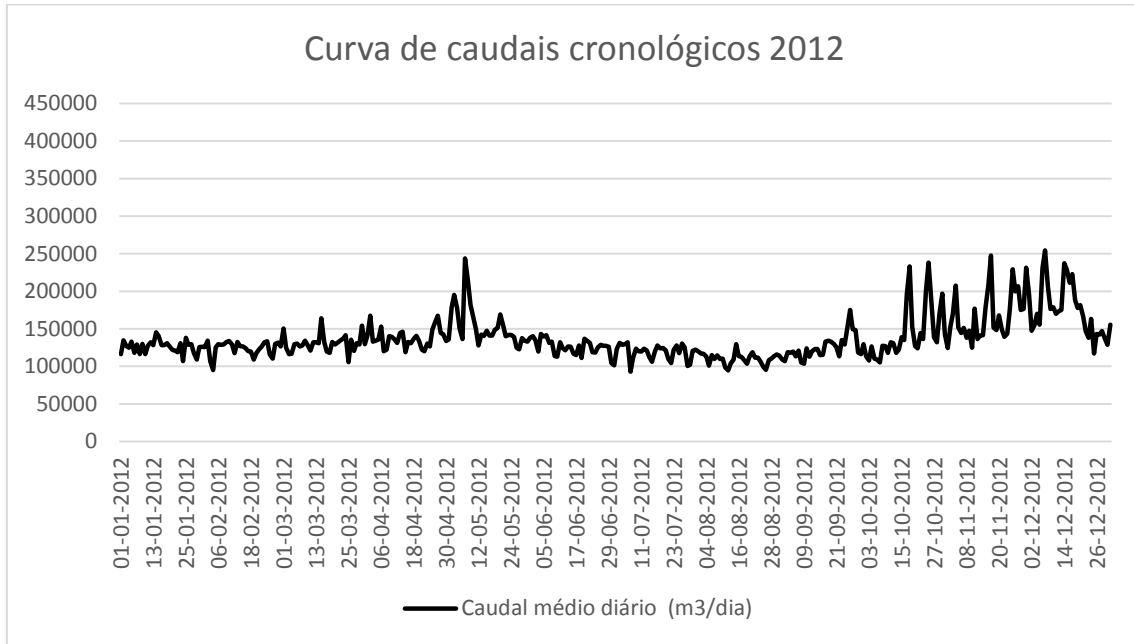


2. ETAR de Alcântara

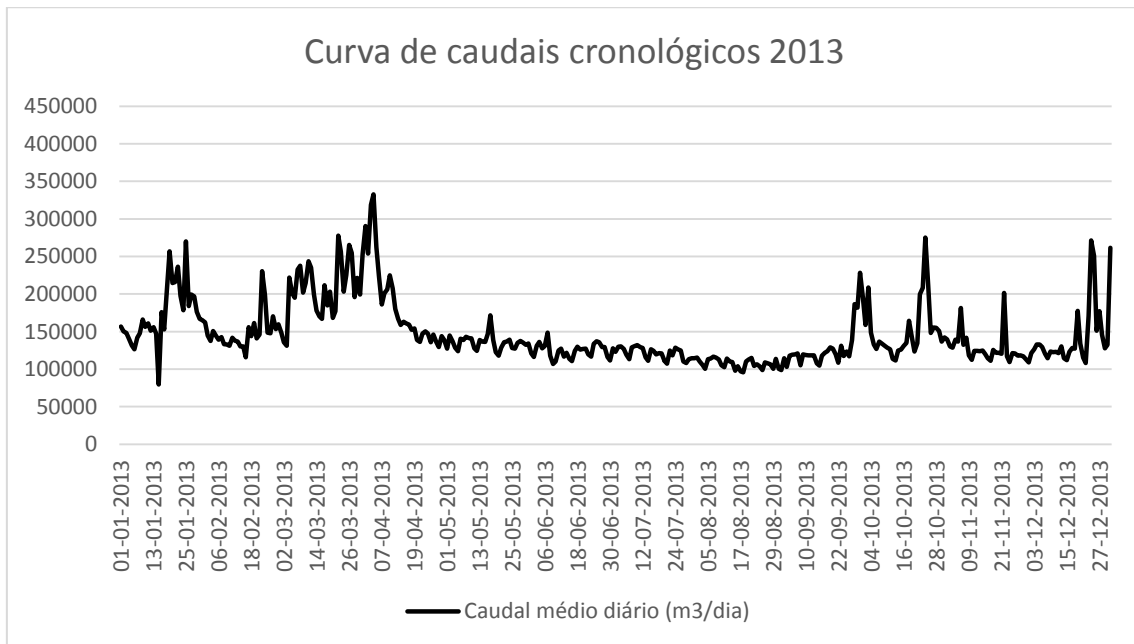
Ano 2011



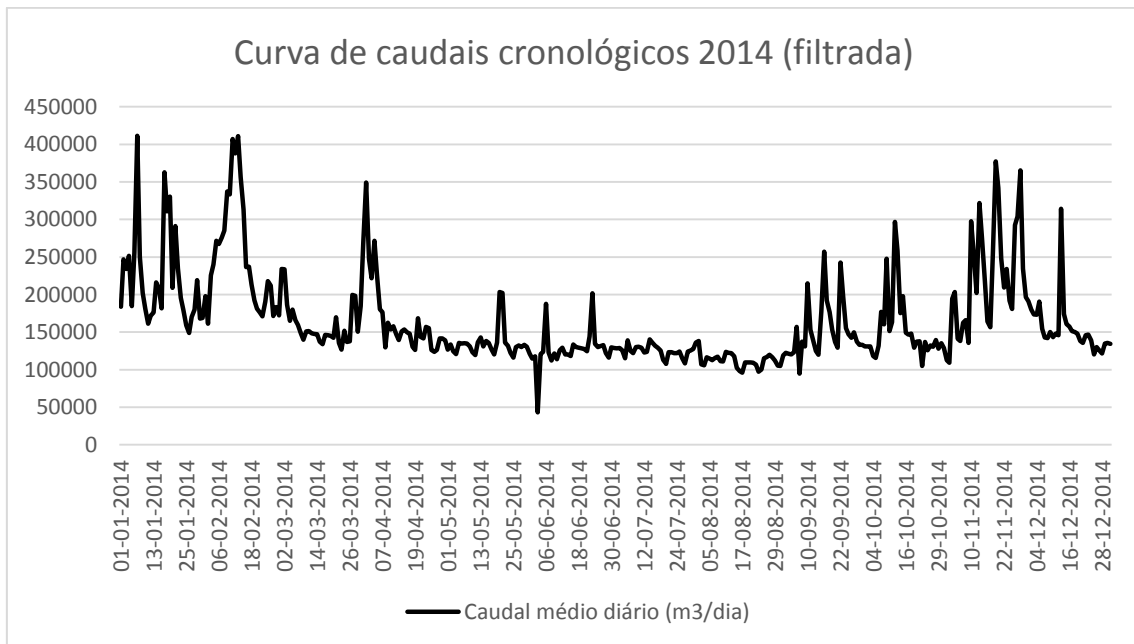
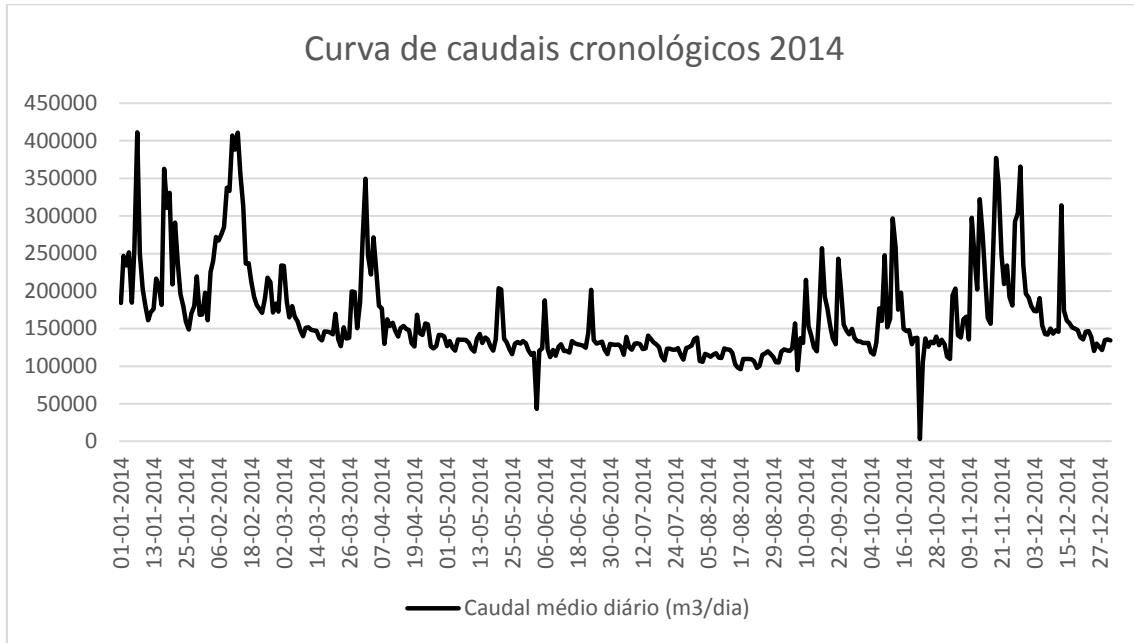
Ano 2012



Ano 2013



Ano 2014



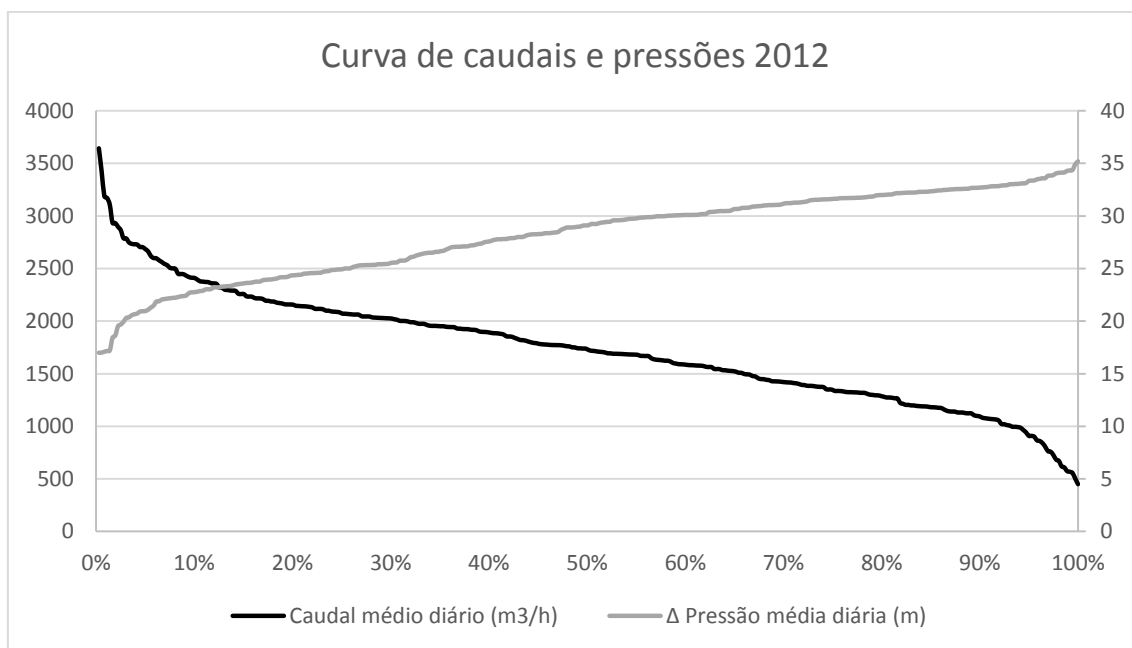
Anexo II

Curvas de caudais classificados

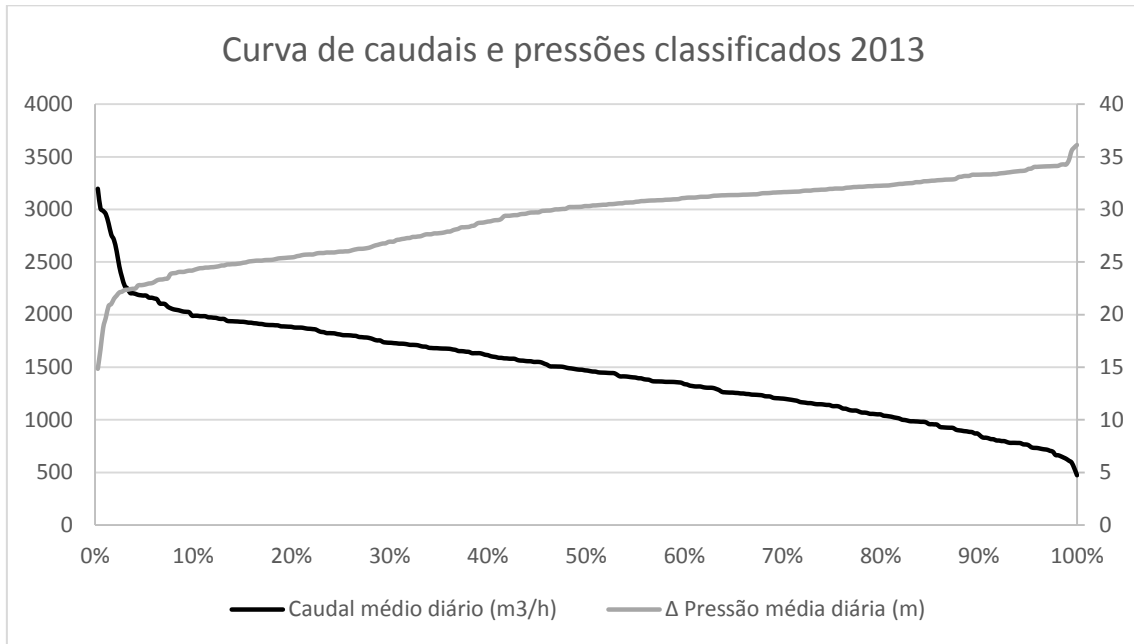
Os gráficos das curvas de caudais e pressões classificados apresentados neste anexo foram elaborados com base nos registos tratados dos caudais e pressões fornecida pela EPAL e pela Águas do Tejo Atlântico.

1. Reservatório de Amadora

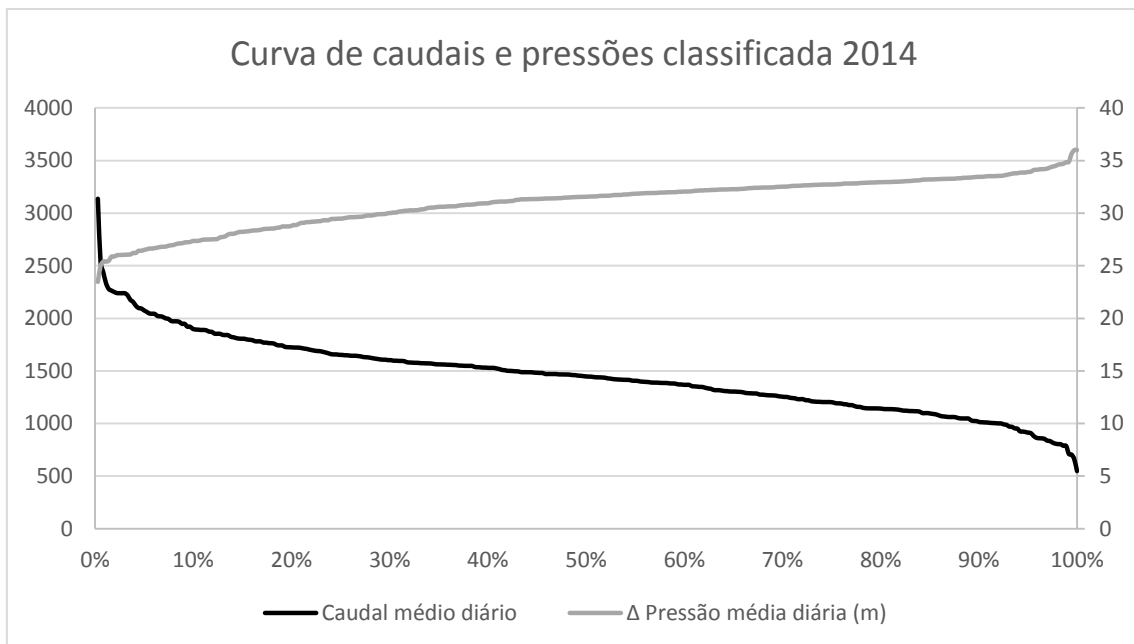
Ano 2012



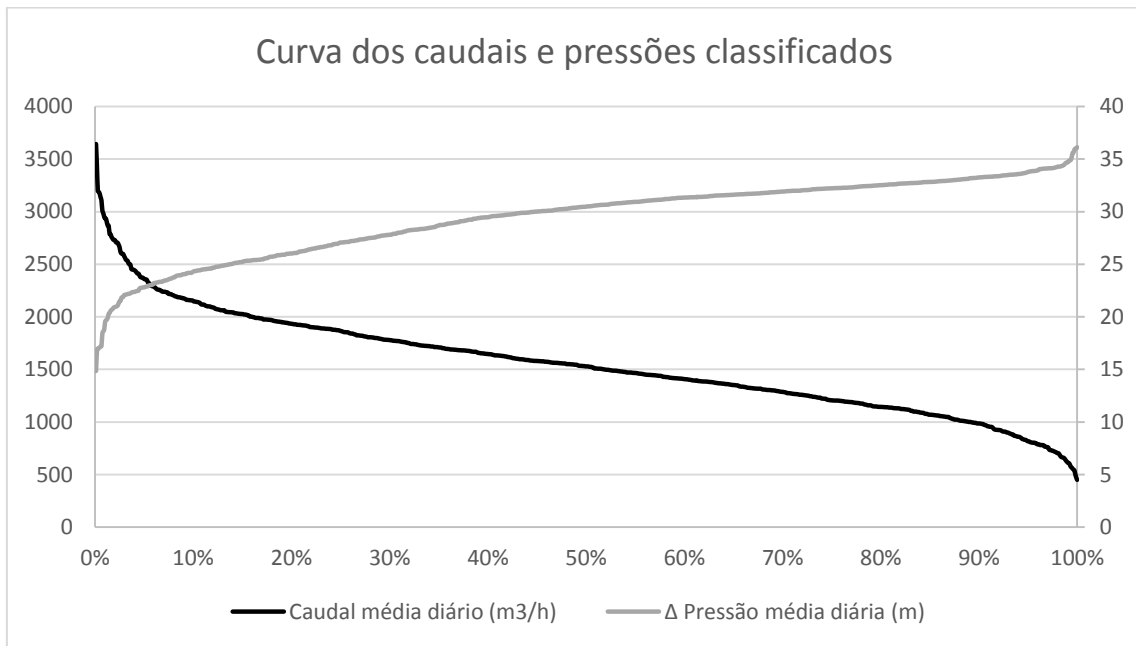
Ano 2013



Ano 2014

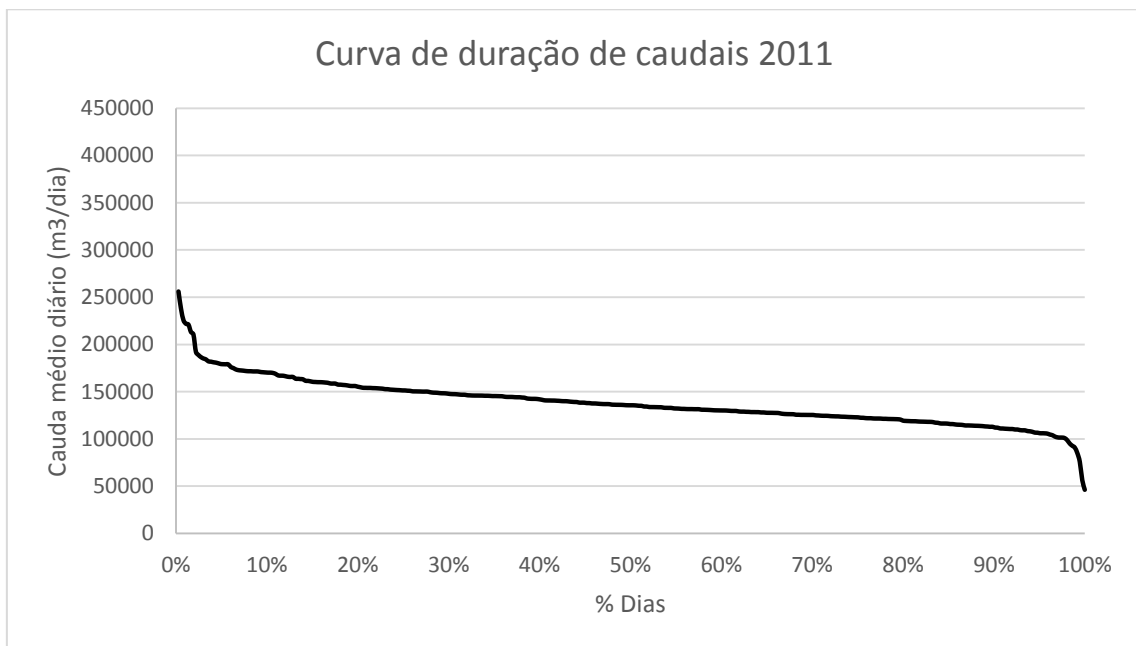


Anos de 2012, 2012 e 2014

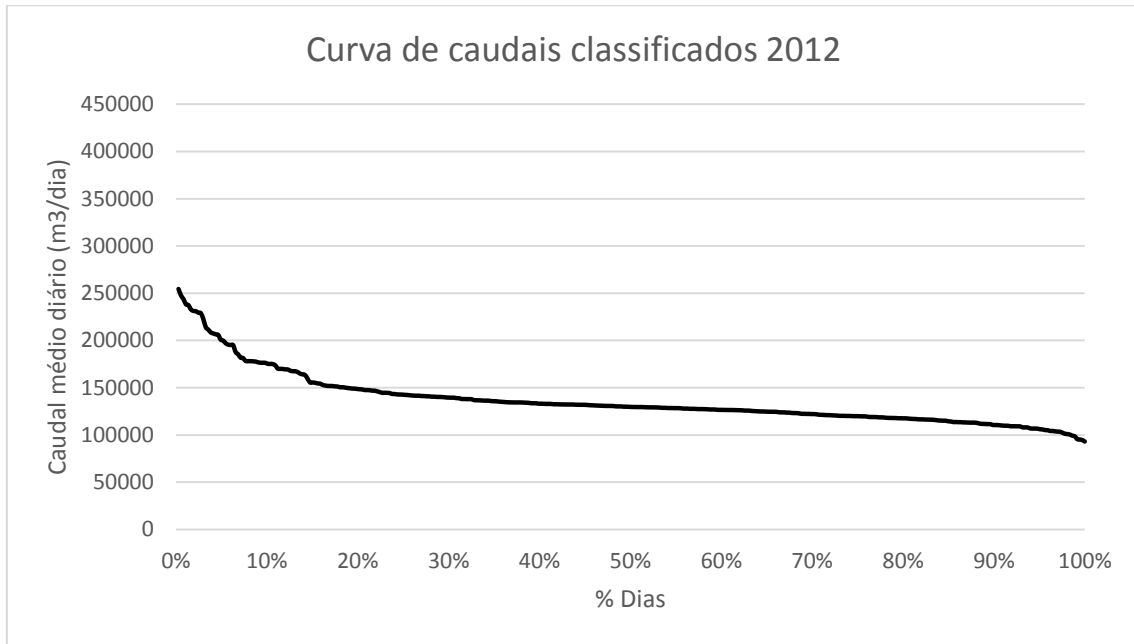


2. ETAR de Alcântara

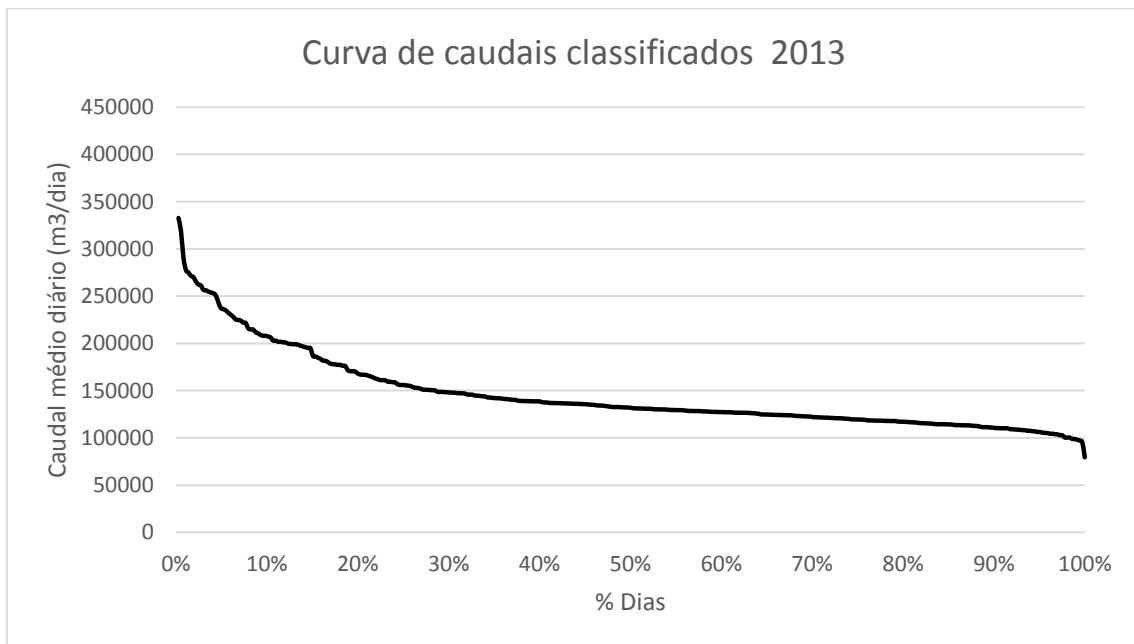
Ano 2011



Ano 2012



Ano 2013



Ano 2014

