



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

AVALIAÇÃO DO POTENCIAL ENERGÉTICO ASSOCIADO A UMA VÁLVULA REDUTORA DE PRESSÃO - CASO DE ESTUDO

Fábio Daniel Tavares dos Santos

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Civil
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutora Cristina Maria Sena Fael

Covilhã, Outubro de 2010

Resumo

Ao longo dos últimos anos, tem vindo a acentuar-se o interesse por parte das empresas gestoras dos sistemas de abastecimento de água para o aproveitamento de pequenos potenciais energéticos, anteriormente desperdiçados ou dissipados. Este interesse, tem-se associado à elevada preocupação pela auto-sustentabilidade económica e ambiental dos serviços, que passa pelo consumo de energia e pelo controlo de pressão.

Em sistemas de bastecimento de água, o controlo da pressão é realizado através da utilização de válvulas redutoras de pressão, como estruturas dissipadoras de energia, originando uma perda de carga localizada. A substituição destas válvulas por bombas a funcionar como turbinas constitui uma solução para a optimização de sistemas e produção de energia em pequena escala (até 50 KW), tendo em conta, que as principais vantagens destes sistemas são a produção em série e o seu baixo custo.

Este estudo visa a modelação, optimização e avaliação da produção de energia de um sistema adutor gravítico situado na cidade da Covilhã, constituído por uma conduta em PEAD com 2485 m comprimento, três válvulas redutoras de pressão, um caudal de 11,52 l/s e uma pressão máxima de 10bar.

No estudo, a modelação e optimização do sistema adutor efectuou-se através do programa EPANET 2.0, quantificando a energia dissipada na válvula redutora de pressão e posteriormente por uma micro-turbina.

Para a geração de energia é utilizada a bomba a funcionar como turbina e um motor a funcionar como gerador. A inexistência, por parte dos fabricantes, de curvas características para seleccionar a bomba a funcionar em modo invertido faz com que haja necessidade de proceder a metodologias de selecção e estudos de viabilidade dos equipamentos a utilizar.

Após a selecção da bomba a funcionar como turbina e do motor como gerador, o equipamento foi instalado na conduta adutora em estudo e foram realizados diversos ensaios de funcionamento. Contabilizou-se a produção energética produzida *in situ*, apresentando o seu desempenho incluindo o respectivo rendimento. Comparou-se ainda esse rendimento com o rendimento que se obteve teoricamente.

Comparam-se os custos bomba centrífuga que funcionou como turbina com uma bomba fabricada para o efeito de uma empresa internacional.

Palavras chave: bomba a funcionar como turbina; produção de energia; sistema adutor, válvula redutora de pressão

Abstract

Over recent years there has been increased interest from the companies managing the supply systems of water for the use of small energy potentials previously wasted or dissipated. This interest has been associated with high concern for self-economic and environmental sustainability of services, which has into account the consumption of energy and the pressure control.

In systems of water supply, pressure control is accomplished through the use of pressure reducing valves, such as structures which are wasteful of energy and causing a localized load loss. The replacement of these valves for pumps operating as turbines is a solution to the optimization of systems and energy production in small scale (up to 50 KW), taking into account that the main advantages of these systems are mass production and low cost . This study aims at modeling, optimization of energy production of a gravitic adductor system located in the town of Covilhã, constituted by a conduct HDPE 2485 m long, with three pressure reducing valves, a flow of 11.52 l / s and maximum pressure of 10bar.

In the research, modeling and optimization of the pipeline system was carried out through the program EPANET 2.0, quantifying the energy dissipated in the pressure reducing valve and then by a micro-turbine. For the production of energy we used the pump functioning as a turbine and an engine operating as a generator. The inexistence on the part of manufacturers of characteristic curves to select the pump functioning in reverse order means that there is need for methods of selection and feasibility studies of the equipment to use.

After selecting the pump running as a turbine and the engine functioning as a generator, the equipment was installed in the pipeline to conduct the study and several tests were running. The energy produced was calculated presenting the performance including their income. We compared that performance with the performance which was obtained theoretically.

Through the selection and application of a centrifugal pump which operated as a turbine we compared the cost of this one with a pump manufactured for the purpose of an international company.

Keywords: pump running as a turbine, generating energy, adductor system, pressure reducing valve.

Agradecimentos

O autor deseja expressar os seus sinceros agradecimentos:

- À Professora Doutora Cristina Fael, orientadora deste estudo, por todos os incentivos, ensinamentos, acompanhamento crítico, disponibilidade, amizade e material para a execução deste trabalho.
- Ao Professor Doutor Páscoa pelo apoio prestado.
- Às Águas da Covilhã que apoiaram este trabalho através da cedência de meios humanos, registos de dados e das suas instalações para a realização do ensaio experimental.
- À minha família, por tudo o que fizeram e fazem por mim, principalmente os meus pais.
- À minha namorada, que contribuiu de uma forma incansável para a realização deste estudo e teve sempre presente em todas as etapas importantes.
- Aos professores e amigos pelo apoio preocupação e interesse demonstrados.
- A todos aqueles que de forma directa ou indirecta contribuíram, em maior ou menor grau, para a conclusão deste estudo.

Índice

1	Introdução	1
2	Revisão Bibliográfica	3
2.1	Introdução	3
2.2	Modelos de simulação hidráulica	4
2.3	Modelação Hidráulica EPANET	9
2.4	Bombas hidráulicas	17
2.5	Leis de semelhança.....	21
2.6	Semelhança de turbomáquinas.....	23
2.7	Cavitação.....	26
2.8	Aproveitamento de energia	29
2.9	Motores como geradores	40
2.9.1	Seleccção de motores de indução para funcionar como geradores	42
2.9.2	Sistema de ligação a geradores de indução trifásicos	43
2.9.3	Válvulas	48
2.9.4	Sistema eléctrico	48
2.9.5	Controlo da saída eléctrica	48
3	Caso de Estudo	51
3.1	Modelação do sistema adutor	51
3.1.1	Introdução	51
3.1.2	Caracterização do Sistema Adutor	51

3.1.3	Dados de cadastro e construção do modelo	54
3.2	Instalação experimental.....	61
3.2.1	Introdução	61
3.2.2	Bombas a funcionar como turbinas e motores como geradores	61
3.2.3	Condensadores para excitação do motor.....	67
3.2.4	Ensaio experimental	69
3.2.5	Análise do modelo	73
3.3	Análise de viabilidade económica	80
4	- Conclusões/Trabalhos futuros	85

Lista de Figuras

Figura 1- Cenário do software EPANET	5
Figura 2 - Faseamento do desenvolvimento de modelo (COELHO et al., 2006)	8
Figura 3 - Diferentes tipos de VRP: a)VRP controlada por mola; b) VRP controlada por pistão; c)VRP controlada por diafragma adaptado de (RAMOS, et al., 2004).	13
Figura 4 - Efeito do controlo da pressão em sistemas de abastecimento: a) Sistema sem VRP; b) com 1 VRP; c) com 5 VRPs (RAMOS et al., 2005).....	14
Figura 5 - Operação típica de uma VRP convencional adaptado (RAMOS, et al., 2004)	15
Figura 6 - Modo genérico de funcionamento activo de diferentes sistemas de válvulas reductoras de pressão adaptado (RAMOS, et al., 2004)	16
Figura 7 - Curva da Headloss.....	16
Figura 8 - Bombas volumétricas: a) Bomba de engrenagens; b) Bomba de lóbulos	17
Figura 9 - Corte esquemático de bombas centrífugas; a) corte longitudinal; b) corte transversal; c) evoluta de descarga centralizada com difusor fixo; d) rotor fechado; e) rotor semi-aberto; f) rotor aberto (S/A, 2006)	18
Figura 10 - Características de rotações específicas das bombas (LENCASTRE, 1991).....	20
Figura 11 - Campo de aplicação: a) turbinas; b) bombas (CHAPALLAZ, et al., 1992)	23
Figura 12 - Comparação do princípio de funcionamento entre uma BFB e uma BFT (CHAPALLAZ, et al., 1992)	24
Figura 13 - Curvas típicas do desempenho: a) bombas com funcionamento normal b) bombas a funcionar como turbinas (direita) adaptado (RAMOS, et al., 2004)	24
Figura 14 - a) curvas características de bombas b) curvas características de turbinas (ASSOCIATION, 1998)	25
Figura 15 - Esquema de ocorrência de cavitação (ANDRADE 2010)	26
Figura 16 - Rotor com ocorrência do fenómeno de cavitação (ASSOCIATION, 1998)	28

Figura 17 - Simulação do funcionamento de: a) e c) VRP; b) e d) BFT (adaptado de RAMOS <i>et al.</i> , 2004).....	30
Figura 18 - Variação da linha de energia com as condições de instalação (RAMOS <i>et al.</i> , 2005)	30
Figura 19 - Selecção de Turbinas e BFT (BUREAU, 2009)	32
Figura 20 - Coeficientes de Viana para selecção da BFT (VIANA, 2004).....	34
Figura 21 - Coeficientes de altura e vazão (CHAPALLAZ, <i>et al.</i> , 1992)	36
Figura 22 - Tipos de motores eléctricos (WEG, 2010)	40
Figura 23 - Constituição de um motor assíncrono (ULIANA)	41
Figura 24 - Princípio de funcionamento de um motor adaptado (FRANCISCO, 2009)	41
Figura 25 - Placa de características de um motor eléctrico trifásico (FRANCISCO, 2009)	42
Figura 26 - Pré-selecção do motor a ser utilizado como gerador (CHAPALLAZ, <i>et al.</i> , 1990) ..	43
Figura 27 - Saída monofásica para um gerador de indução trifásico (WILLIAMS, <i>et al.</i> , 1998). 44	
Figura 28 - Relação do $\cos(\varphi)$ do gerador e do motor (CHAPALLAZ, <i>et al.</i> , 1990)	46
Figura 29 - Triângulo de potências (FRANCISCO, 2009)	48
Figura 30- Condensadores de corrente alternada de 6, 8, 10, 12, e 60 μ F (http://www.supplierlist.com)	50
Figura 32 - Enquadramento da zona em estudo	52
Figura 33 - Perfil longitudinal da conduta em estudo e localização dos acessórios	53
Figura 34 - Equipamento de monitorização: a) datta-logger; b) caudalímetro; c) medidor de pressão.....	54
Figura 35 - Representação da VRP em corte e dimensões de entrada e saída (IRUA 2010)	58
Figura 36 - Válvula redutora de pressão 3	60
Figura 37 - By-Pass da instalação experimental	61
Figura 38 - Curvas características (EFAFLU, 2010).....	64

Figura 39 - Bomba seleccionada com especificação da chapa de características	65
Figura 40 - Placa com as características do motor de indução referente à bomba seleccionada	66
Figura 41 - Pormenores da ligação: a) bomba a utilizar; b) exemplo esquemático.....	66
Figura 42 - Ligação dos condensadores C-2C.....	67
Figura 43 - Condensadores seleccionados para a auto-excitação do motor: a) 100 μ F; b) 50 μ F	68
Figura 44 - a) Caudalimetro para a medição de caudal a montante da BFT; b) válvula de cunha para desvio do caudal para o by-pass	69
Figura 45 - Tomada de pressão DL1.....	69
Figura 46 - Válvula de esfera para o corte de caudal à BFT	70
Figura 47 - Tomada de pressão DL2	70
Figura 48 - Medição das rotações da BFT através de um tacómetro.....	71
Figura 49 - Cargas resistivas utilizadas.....	72
Figura 50 - Curva característica Altura vs Caudal.....	73
Figura 51 - Curva característica da Potência vs Caudal.....	73
Figura 52 - Curva característica Rendimento vs Caudal	74
Figura 53 - Representação do sistema inserido no EPANET	75
Figura 54 - Perda de carga inserida na VG (extraído da simulação do EPANET).....	76
Figura 55 - Curva de perda de carga para simulação de uma BFT (extraído da simulação do EPANET)	76
Figura 56 - Factorização do caudal (extraído da simulação do EPANET).....	77
Figura 57 - Perda de carga na VRP3 ao longo do tempo (extraído da simulação do EPANET) ..	78
Figura 58 - Isolinhas de pressão (extraído da simulação do EPANET).....	79
Figura 59 - Caudal na VRP3 ao longo do tempo	79

Lista de Tabelas

Tabela 1- Equações para o cálculo da perda de carga contínua.	11
Tabela 2- Informação para a construção do modelo	55
Tabela 3 - Valores relativos ao caudal no ponto de entrega	56
Tabela 4 - Valores relativos ao nó a montante e a jusante da VRP3	57
Tabela 5 - Parâmetros principais e respectivas grandezas do modelo	58
Tabela 6 - Características das tubagens	59
Tabela 7 - Resultados da conversão de uma bomba para uma BFT para a selecção da mesma	62
Tabela 8 - Pontos de funcionamento corrigidos	63
Tabela 9 - Resultados dos valores calculados referentes à capacitância do condensador pela metodologia de SMITH, 2008.....	68
Tabela 10 - Resultados do ensaio experimental.....	72
Tabela 11 - Custos de investimento e manutenção.....	82
Tabela 12 - Valores de venda da energia à rede eléctrica	83
Tabela 13 - Valores referentes ao VAL e PRC.....	83
Tabela 14 - Custos de investimento e manutenção.....	83
Tabela 15 - Valores referentes ao VAL e PRC.....	83
Tabela 16 - Valores referentes ao VAL e PRC.....	84

Simbologia

- C - Capacitância ($\mu\text{F}/\text{fase}$)
- C - Capacitância de um condensador (μF)
- $\cos(\varphi_g)$ - Factor de potência da máquina assíncrona a funcionar como gerador
- $\cos(\varphi_m)$ - Factor de potência da máquina quando funciona como motor em plena carga
- D - Diâmetro da tubagem (m)
- f - Factor de resistência (depende de ε , D e Q);
- f - Frequência (Hz)
- g - Aceleração da gravidade (m/s^2);
- H_{bep} - Altura manométrica para o ponto óptimo de funcionamento (m)
- h_L - Perda de carga (m)
- H_{nb} - Altura manométrica da bomba a funcionar como bomba (m)
- $H_{\text{np(np)}}$ - Altura manométrica corrigida da bomba a funcionar como bomba (m)
- $H_{\text{np(nt)}}$ - Altura manométrica corrigida da bomba a funcionar como turbina(m)
- H_{nt} - Altura da bomba a funcionar como turbina (m)
- H - Altura de elevação (m)
- h_s - Altura de aspiração (m)
- H_u - Altura manométrica (m)
- I - Intensidade da corrente (A)
- k - Taxa de actualização (%)
- L - Comprimento (m)
- n - Duração da vida útil do projecto
- n - Velocidade de rotação de uma determinada bomba (rpm)
- N_g - Velocidade do gerador (rpm)
- N_m - Velocidade do motor (rpm)
- η_{max} - Rendimento máximo da bomba a funcionar como bomba
- n_{qa} - Velocidade específica do projecto em modo de bomba (rpm)

- n_{qp} - Velocidade específica do projecto em modo de bomba (rpm)
- n_{qt} - Velocidade específica da bomba a funcionar como turbina (rpm)
- n_s - Número específico de rotações de uma determinada bomba (rpm)
- N_s - Velocidade síncrona (rpm)
- n_t - Velocidade de rotação da bomba em modo de turbina (rpm)
- p - Número de polos
- P - Potência (KW)
- P_{abs} - Pressão absoluta na superfície do líquido do reservatório de alimentação (m)
- P_{atm} - Pressão atmosférica local, absoluta (Pa)
- P_{elg} - Potência eléctrica que a máquina de indução será capaz de gerar (KW)
- P_{em} - Potência mecânica do gerador de indução (KW)
- P_{mec} - Potência mecânica (KW)
- P_{real} - Potência real do motor (W),
- P_s - Pressão no eixo da secção da flange de aspiração (Pa)
- Q - Caudal (m³/h)
- Q - Caudal (m³/s)
- Q - Potência reactiva (VAR),
- Q_{bep} - Caudal nominal para o ponto óptimo de funcionamento m³/s)
- Q_g - Energia reactiva necessária ao gerador de indução (Kvar)
- Q_m - Energia reactiva quando a máquina funciona como motor (Kvar)
- Q_{np} - Caudal nominal da bomba a funcionar como bomba (m³/s)
- $Q_{np(np)}$ - Caudal nominal corrigido da bomba a funcionar como bomba (m³/s)
- $Q_{np(nt)}$ - Caudal nominal corrigido da bomba a funcionar como turbina (m³/s)
- Q_{nt} - Caudal da bomba a funcionar como turbina (m³/s)
- Re - Número de Reynolds
- s - Escorregamento do motor
- S - Potência aparente trifásica com o motor sem carga (VA)
- t_v - Tensão de vaporização
- V - Tensão da corrente (V)

- V - Tensão (V)
- A - Termo de perda de carga
- B - Expoente do caudal
- ΔH - Perda de carga entre o reservatório de alimentação e a secção da flange de aspiração (m)
- η_g - Rendimento do gerador
- η_m - Rendimento do motor em plena carga
- η_t - Rendimento da bomba a funcionar como turbina
- η_{nb} - Rendimento da bomba a funcionar como bomba

Lista de Acrónimos

BFT	- Bomba a Funcionar como Turbina
BFB	- Bomba Funcionar como Bomba
VRP	- Válvula Redutora de Pressão
VA	- Válvula de Alívio
VPCF	- Válvula de Perda de Carga Fixa
VRC	- Válvula Reguladora de Caudal
VB	- Válvula de Borboleta
VG	- Válvula Genérica
PCHs	- Pico Centrais Hidroeléctricas
BEP	- Ponto de eficiência óptimo
VG	- Válvula genérica
RNF	- Reservatórios de nível fixo
RNV	- Reservatórios de nível variável
CI	- Custo do investimento
CFE	- Fluxo financeiro de rentabilidade
VAL	- Valor actualizado líquido
PRC	- Período de recuperação de capital
CFE	- Cash-flows
NPSH	- Net positive suction head

1 Introdução

A exploração de novas fontes e soluções alternativas para a geração de energia integra o futuro da humanidade. Faz todo o sentido a exploração e aproveitamento destas para a optimização e geração de energia nos sistemas de adução.

Os sistemas de abastecimento de água apresentam frequentemente valores de consumo de energia, que correspondem às despesas principais desses sistemas. Para as entidades gestoras surgem novos desafios, no sentido de melhorar a qualidade dos seus serviços, procurando nos sistemas de adução formas de redução de custos. Esta redução pode ter origem no aproveitamento da energia, que é dissipada pelos órgãos necessários ao bom funcionamento dos sistemas.

Alguns autores têm vindo a desenvolver soluções económicas para o funcionamento de bombas (BFB) utilizadas normalmente para introduzir pressão no sistema.

A utilização de bombas a funcionar como turbinas (BFT) permite o aproveitamento da energia que de outra forma seria dissipada pelos órgãos existentes.

O objectivo do presente estudo é apresentar soluções economicamente viáveis, com baixos custos de manutenção e grande facilidade de instalação de forma a aproveitar pequenas quantidades de energia. Estas pequenas quantidades podem servir para o funcionamento de instalações ou equipamentos das empresas gestoras, bem como a sua venda à rede eléctrica.

A adaptação das BFB, permitindo o funcionarem como uma BFT, e possibilitando o aproveitamento energético, requer uma selecção cuidada da própria bomba, bem como soluções integradas para o funcionamento das mesmas. Uma das formas mais económicas para esta utilização é a aplicação de bombas centrífugas com motor acoplado e um sistema de arranque através de condensadores. Todo o processo de análise e estudo deve ser rigoroso. Este processo requer inevitavelmente a avaliar as condições de funcionamento do sistema.

Assim, o objectivo principal deste trabalho prende-se com a identificação e avaliação do potencial energético num sistema adutor, gerido pela empresa Águas da Covilhã EM, localizada no concelho da Covilhã, distrito de Castelo Branco.

De modo a atingir os objectivos propostos estabeleceu-se a realização de ensaios experimentais, estudos de viabilidade e análises económicas.

A organização da dissertação reflecte o procedimento seguido na prossecução dos objectivos. Assim, o trabalho é proposto por quatro capítulos, sendo o presente capítulo a introdução.

No capítulo 2, procede-se à revisão dos conhecimentos mais relevantes existentes na literatura. Este capítulo está subdividido em sete subcapítulos.

No capítulo 3, procede-se à análise do caso de estudo. Este capítulo está subdividido em três subcapítulos. No primeiro, centra-se na modelação do sistema adutor. No segundo, procede-se à descrição da instalação experimental e dos equipamentos utilizados no estudo. No terceiro subcapítulo realiza-se, de forma simplificada, um estudo de viabilidade económica.

No capítulo 4 apresentam-se as principais conclusões e propostas futuras.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Introdução

A obtenção de energia através de soluções inovadoras constitui o paradigma do mundo actual. O aumento do consumo de energia, do preço do petróleo e conseqüentemente os protocolos celebrados, para a diminuição dos gases emitidos para a atmosfera, faz com que a população em geral se preocupe com o desperdício de energia.

Segundo SOUSA *et al.*, 2005 as fontes de energia embora apresentem custos elevados e restrições geográficas e ambientais importantes, representam uma opção viável para a produção de energia, dado que:

- Os recursos energéticos renováveis estão disponíveis localmente;
- O aproveitamento dos recursos energéticos renováveis traduz-se em benefícios ambientais com a redução das emissões de CO₂ e outros poluentes;
- Contribuem para a criação de emprego, promovendo a coesão social e económica;
- Estimulam a competitividade da indústria europeia;
- Aumentam a segurança e estabilidade no fornecimento de energia, reduzindo as importações.

Em geral, os países têm-se dedicado a gerar energia adicional, em particular através de geração de energia hidroeléctrica, que pode ser uma fonte barata. Tal pode incentivar pequenas indústrias a competir internacionalmente através de uma vasta gama de novas opções de fontes de energia. A energia hidráulica é uma das fontes de energia mais antiga da humanidade. As pequenas centrais hidroeléctricas (PCHs) são uma das respostas mais valiosas para a questão de como oferecer às comunidades rurais isoladas alguns benefícios com a produção de energia eléctrica. Esta pode ser uma solução para problemas complexos de fornecimento de energia. A produção em pequena escala da electricidade tem vindo a crescer, pois pode preencher as lacunas da descentralização e mesmo a produção na actividade privada e municipal para a venda à rede eléctrica ou alternativamente para fornecer energia a indústrias ou a comunidades isoladas. Assim, as PCHs apresentam vantagens, como é o exemplo do baixo custo. Estas estão na vanguarda para muitos países poderem alcançar a sua auto-suficiência energética (RAMOS *et al.*, 2000).

2.2 Modelos de simulação hidráulica

A palavra simulação é caracterizada pela representação e avaliação do comportamento de um sistema físico. Os modelos de simulação são ferramentas que permitem, com uma margem de erro quantificável, analisar e prever o comportamento hidráulico e parâmetros de qualidade de água do sistema, a partir das características dos seus componentes, da sua forma de operação e dos seus consumos. Estes permitem uma realização rápida e eficaz de análises e de simulação de vários cenários com uma suficiente aproximação, sem que para isso seja necessário mexer com o sistema real instalado *in situ* (COELHO *et al.*, 2006).

MARTINS *et al.*, 2006 referem que a análise conjunta da eficiência energética e hidráulica de um sistema de abastecimento de água fica facilitada, quando se utilizam ferramentas como o modelo computacional. Daí este modelo é uma maneira fácil e barata para se adequar o sistema de abastecimento de água às necessidades impostas pelas condições reais da rede. Torna-se, assim, uma ferramenta preciosa para as empresas responsáveis pelo abastecimento de água, na gestão não só hidráulica, como também energética das suas redes, o que pode evitar, por exemplo, o consumo de energia eléctrica em horários de pico, resultando numa diminuição de custos para estas empresas.

A utilização desta ferramenta tem vindo a ganhar um papel importante ao longo dos tempos. Em Portugal já existe uma grande aplicabilidade por parte das entidades gestoras, sendo mais notória nas cidades com um aglomerado populacional elevado.

A composição do modelo de simulação hidráulica para um sistema de abastecimento de água é apresentada por COELHO *et al.*, 2006. Este divide em três itens, sendo eles:

- Um conjunto de dados descritivos das características físicas do sistema, das suas solicitações, consumos e das suas condições operacionais;
- Um conjunto de equações matemáticas (na sua maioria não lineares) que reproduzem o comportamento hidráulico dos componentes individuais e do sistema como um todo, expressas em termos das principais variáveis de estado, por exemplo, o caudal nas condutas ou a pressão nos pontos notáveis e instanciadas pelos dados descritivos mencionados;
- Os algoritmos numéricos necessários à resolução desse conjunto de equações matemáticas.

Na Figura 1 observa-se a interface gráfica de um simulador onde está representado o traçado da rede.

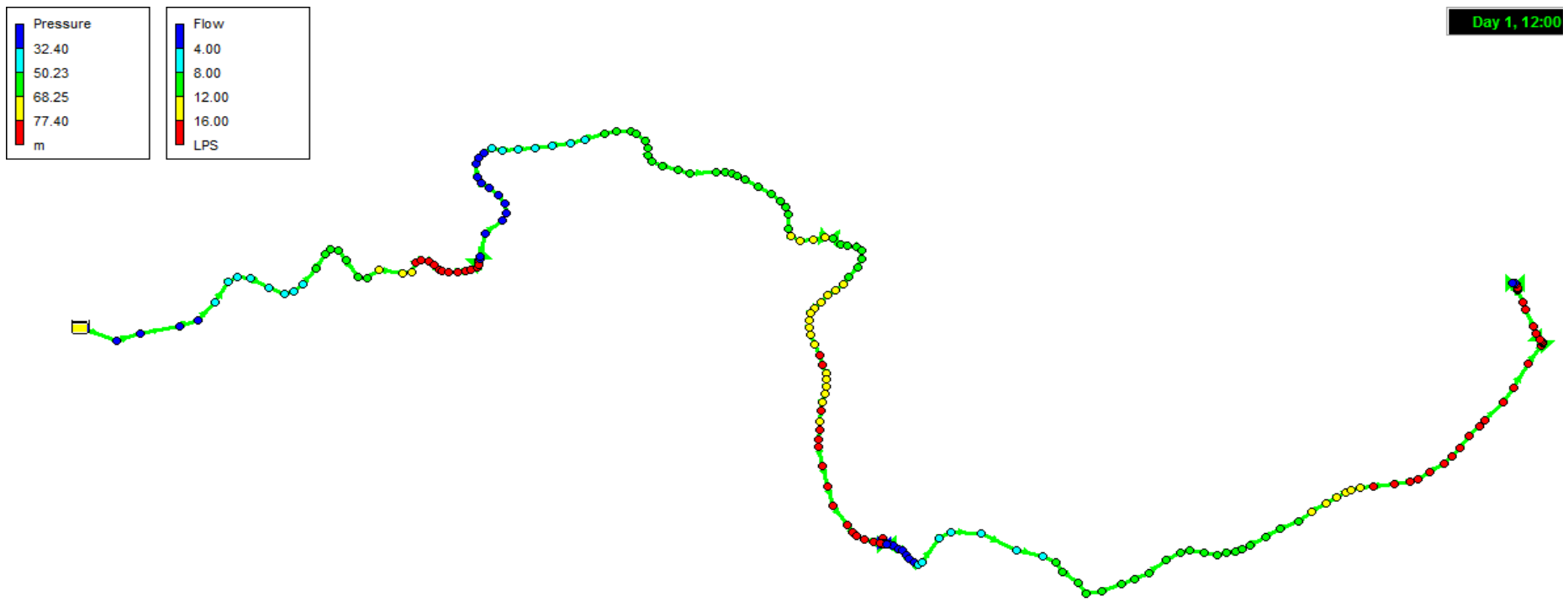


Figura 1- Cenário do software EPANET

Em termos de cálculos, estes oferecem a possibilidade de avaliar o equilíbrio hidráulico do sistema. Podendo-se, assim, obter os resultados de uma forma numérica e gráfica das variáveis do projecto, tal como enuncia COELHO *et al.*, 2006:

- A pressão, cota piezométrica e nível de água nos reservatórios;
- A velocidade do escoamento, perda de carga e caudal nas condutas, válvulas e bombas;
- A regulação de válvulas e bombas através da definição de um parâmetro de controlo, e o estado (aberto/fechado).

A selecção de um programa para simulação de um sistema de abastecimento de água deve ter em conta, prioritariamente, o fim a que se destina, o que determina o tipo de análise a efectuar: estática, dinâmica, de qualidade, etc (DIAS *et al.*, 2003).

Paralelamente, devem ser analisados:

- O custo;
- A facilidade de utilização;
- A operacionalidade e flexibilidade do programa;
- A robustez do modelo;
- A velocidade de processamento;
- As componentes representadas;
- A interface com o utilizador;
- As características do modelo de qualidade;
- A integração com bases de dados de CAD, SIG, SCADA;
- O apoio técnico e a documentação.

Borges, 2004 apresentou uma compilação dos modelos de simulação hidráulica a serem utilizados em sistemas de abastecimento. Começou, assim, por dividir os modelos em três tipos diferentes, incluindo em cada tipo os vários programas que se enquadram promovendo uma descrição dos mesmos:

Tipo 1 - Modelos que apresentam todos os recursos básicos para simulações em regime permanente:

EPANET - SARA - Trata-se de um modelo baseado no modelo EPANET. Não obteve avaliação boa quanto à facilidade de manuseio de cenários; possui módulo de simulação da qualidade da água.

S-PERTS - É um modelo brasileiro, elástico, com solução numérica de rede hidráulica não matricial, possui uma resolução rápida, pois utiliza o método das

características para o cálculo, não possui módulo de simulação da qualidade da água.

EPANET - BOSS - Baseia-se no modelo EPANET, não foi bem avaliado quanto à facilidade de manuseio de cenários. Apresentava-se com implementações em desenvolvimento.

Tipo 2 - Modelos que apresentam os recursos adequados à simulação de redes hidráulicas em tempo prorrogado, possuem interface gráfica, controle lógico e boas condições de calibração do modelo:

WaterCAD - O modelo é amigável na comunicação com o usuário, foi apontado como sendo o mais adequado para operações com cenários e permite importação de outros modelos simuladores.

PIPE2000 - O modelo apresenta facilidade de comunicação com o usuário, tem ótimas condições de simulação de cenários.

Cybernet - Trata-se de uma versão do modelo WaterCAD que permite o trabalho em ambiente AutoCAD. Posteriormente a esse processo, o modelo mudou de nome comercial de WaterCAD para AutoCAD.

Tipo 3 - Os modelos que propõem além das condições anteriores, a integração com o sistema SCADA de revisão e controle operacional de rede hidráulica. São os mais completos dentre os modelos analisados, exigindo assim maior preparação por parte do utilizador. Estes modelos destacam-se por apresentarem várias opções de simulações com variações de cenários e de controlos sobre o accionamento dos elementos, como válvulas e bombas (BORGES, 2004):

Strumap - Este simulador tem como característica as dificuldades de entrada de dados e formatação da topologia.

SynerGEE (versão 3.0) - É um modelo da Stoner, que oferece dificuldades de entrada de dados e formatação da topologia.

H2ONET (Versão 3.0) - Oferece vantagens operacionais para equipar os computadores do CCO e integração com SCOA, mas exige o ambiente AutoCAD.

Estes modelos podem diferenciar-se pelas técnicas utilizadas, interface com o usuário e também com o aspecto importante do custo que cada um deles tem no mercado.

Neste trabalho apenas se utilizará o modelo EPANET devido à sua aceitação e simplicidade.

Para um melhor planeamento os modelos de simulação devem ter uma forma estruturada e metódica. Na Figura 2 apresenta-se um exemplo de faseamento de um modelo apresentado por COELHO *et al.*, 2006. Este consiste em sete fases onde cada uma é descrita com os principais objectivos e conclusões.

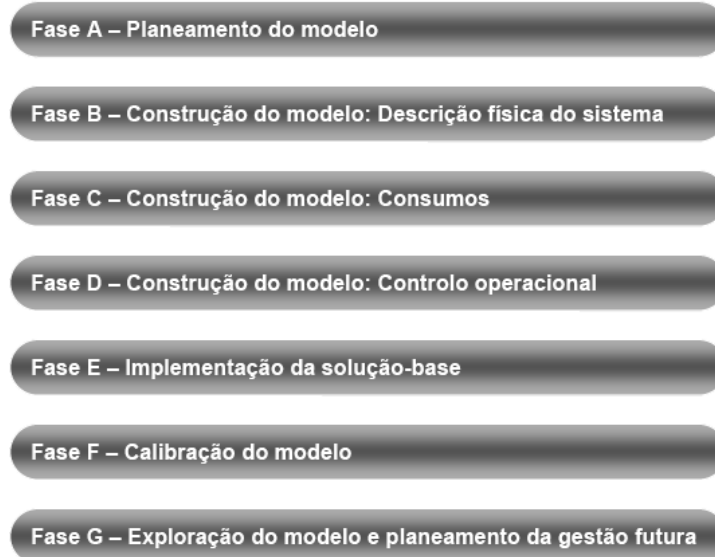


Figura 2 - Faseamento do desenvolvimento de modelo (COELHO *et al.*, 2006)

2.3 Modelação Hidráulica EPANET

O EPANET é um programa que permite executar simulações estáticas e dinâmicas do comportamento hidráulico e de qualidade da água de sistemas de distribuição em pressão (ROSSMAN, 2000). Este pode ajudar a analisar estratégias alternativas de gestão, de modo a melhorar a qualidade da água através do sistema. Por exemplo:

- Alterações na utilização de origens de água num sistema com múltiplas origens;
- Alteração de esquemas de funcionamento de grupos elevatórios e enchimento/esvaziamento de reservatórios de nível variável;
- Selecção de tubos para limpeza e substituição.

SOUSA *et al.*, 2008 analisou e optimizou estratégias de gestão e operação de sistemas de abastecimento de água sob diferentes pontos de vista associados ao desempenho técnico-hidráulico. Para este efeito, desenvolveu um modelo computacional integrado constituído por três módulos:

- Um módulo de simulação hidráulica;
- Um módulo de avaliação do desempenho técnico;
- Um módulo de optimização baseado em Algoritmos Genéticos que permite minimizar o custo de energia, ajustando-o às tarifas em vigor e, maximizar a fiabilidade hidráulica em termos de volume de reserva disponível.

A aplicação de metodologias de avaliação de desempenho dos sistemas permite identificar a origem de eventuais problemas de funcionamento dos sistemas, definir cenários alternativos de operação e estabelecer prioridades de intervenção, e a determinação de esquemas de operação óptimos para os sistemas elevatórios integrados nos sistemas permite, para além de reduzir os custos de operação associados ao consumo de energia eléctrica (entre 6 a 30%), aumentar a fiabilidade hidráulica do sistema, maximizando o volume de reserva disponível.

No presente estudo a modelação é realizada através do programa EPANET, sendo necessários introduzir os órgãos que compõem o sistema. Apresenta-se nos subcapítulos os órgão que vão ser utilizados neste trabalho.

2.3.1.1 Reservatórios

Os programas de simulação actuais, como o EPANET, oferecem habitualmente duas formas distintas de modelar reservatórios: reservatórios de nível fixo (RNF) e reservatórios de nível variável (RNV) (COELHO *et al.*, 2006).

Os RNF são nós especiais, pois representam um volume de armazenamento água de capacidade ilimitada e carga hidráulica constante. Constituem, assim, origens ou sumidouros de água externos à rede. São utilizados para simular lagos, rios ou aquíferos ou, mais frequentemente, ligações a outros sistemas.

Os RNV são nós especiais que possuem capacidade de armazenamento limitada, e em que o volume de água armazenado pode conseqüentemente ser alterado ao longo do tempo, numa simulação em período alargado. São utilizados para modelar qualquer reservatório ou tanque cujo volume armazenado e cota da superfície livre variem durante o cenário a simular, como consequência do balanço entre o caudal que entrou e o caudal que saiu em cada passo de cálculo (ROSSMAN, 2000).

2.3.1.2 Tubagens

As tubagens são troços que transportam água entre os vários pontos da rede. O EPANET considera que o escoamento ocorre em pressão em todas as tubagens, ao longo da simulação. O escoamento ocorre dos pontos com carga hidráulica mais elevada (energia interna por unidade de peso de fluido) para os pontos com carga hidráulica mais baixa (ROSSMAN, 2000).

2.3.1.2.1 Coeficientes de Rugosidade

Os factores de rugosidade ou de resistência são coeficientes empíricos tabelados, que exprimem o efeito da rugosidade do material no cálculo da perda de carga contínua. A rugosidade absoluta, ϵ , e o coeficiente de Manning, k , permitem medir a rugosidade directamente. O coeficiente da fórmula de Hazen-Williams, C , relaciona-se com a rugosidade de modo inverso, sendo tanto mais elevado quanto menor for a rugosidade do material.

De acordo com ROSSMAN, 2000, a fórmula de Hazen-Williams é uma das mais utilizadas para o cálculo da perda de carga. No entanto, esta fórmula foi inicialmente desenvolvida apenas para escoamento turbulento e não pode ser utilizada para outros líquidos, somente para a água. A fórmula de Darcy-Weisbach é teoricamente a mais correcta. É aplicável a todos os regimes de escoamento e a todos os líquidos. A fórmula de Chezy-Manning é utilizada usualmente nos escoamentos em superfície livre.

As fórmulas referidas anteriormente podem ser representadas na seguinte equação genérica, para calcular a perda de carga contínua entre o nó inicial e final da conduta, h_L :

$$h_L = A \times Q^B \quad (1)$$

A Tabela 1 apresenta-se para cada autor a expressão do termo de perda de carga (A), e o valor para o expoente do caudal (B). Cada fórmula utiliza um coeficiente diferente, os quais são determinados empiricamente, D o diâmetro da tubagem, L o comprimento da tubagem e Q o caudal.

Tabela 1- Equações para o cálculo da perda de carga contínua.

FÓRMULA	A	B
Hazen-Williams	$10,674 C^{-1,852} D^{-4,871} L$	1,852
Darcy-Weisbach	$0,0827 f (\epsilon, D, Q) D^{-5} L$	2
Chezy-Manning	$10,294 k^2 D^{-5,33} L$	2

Adoptando a fórmula de Darcy-Weisbach, o modelo EPANET utiliza diferentes métodos para calcular o factor de resistência (f), consoante o regime de escoamento:

A fórmula de Hagen-Poiseuille, para regime laminar ($Re < 2000$):

$$f = 64 / Re \quad (2)$$

Sendo Re o número de Reynolds do escoamento.

A fórmula de Swamee e Jain, como aproximação da fórmula de Colebrook-White, para escoamento turbulento rugoso ($Re > 4000$):

$$f = \frac{0,25}{\left[\ln \left(\frac{\epsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (3)$$

Uma interpolação cúbica, a partir do ábaco de Moody, para o escoamento turbulento de transição ($2000 < Re < 4000$):

$$f = (X1 + R(X2 + R(X3 + X4))) \quad (4)$$

$$R = \frac{Re}{2000} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned}
 X1 &= 7FA - FB \\
 X2 &= 0,128 - 17FA + 2,5FB \\
 X3 &= -0,128 + 13FA - 2FB \\
 X4 &= R(0,032 - 3FA + 0,5FB) \\
 FA &= (Y3)^{-2} \\
 FB &= FA \left(2 - \frac{0,00514215}{(Y2)(Y3)} \right) \\
 Y2 &= \frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \\
 Y3 &= -0,86859 \ln \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{4000^{0,9}} \right)
 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

2.3.1.3 Nós

Os nós são pontos da rede onde os troços se ligam entre si e onde a água entra e sai da rede. Estes podem ainda apresentar um consumo variável no tempo, possuir múltiplas categorias de consumo associadas, ter consumos negativos (indicando que há entrada de água na rede), etc.

2.3.1.4 Válvulas

As válvulas são órgãos fundamentais na operação dos sistemas adutores, em particular quando se pretende interromper o escoamento ou alterar o caudal (ALMEIDA *et al.*, 1999).

Do ponto de vista da modelação, as válvulas são troços especiais de comprimento nulo, que provocam uma perda de carga localizada, de acordo com determinadas características, limitando, assim, a pressão ou o caudal para jusante. Uma válvula pode ser utilizada no modelo para representar um dispositivo deste tipo que exista fisicamente no sistema, o que constitui a sua aplicação mais frequente, ou como artifício para simular condições de funcionamento específicas (COELHO *et al.*, 2006).

Os principais tipos de válvulas modelados pelo EPANET são:

- Válvula de Controlo da Pressão a Jusante ou Válvula Redutora de Pressão (VRP);

- Válvula de Controlo da Pressão a Montante ou Válvula de Alívio (VA);
- Válvula de Perda de Carga Fixa (VPCF);
- Válvula Reguladora de Caudal (VRC);
- Válvula de Controlo de Perda de Carga ou Válvula de Borboleta (VB);
- Válvula Genérica (VG).

Para a realização deste trabalho apenas serão abordadas as VRP e as VG.

2.3.1.4.1 Válvulas redutoras de Pressão

Nos sistemas de distribuição de água, a utilização das VPR permitem minimizar a ocorrência de fugas e consumos desnecessários, sem o prejuízo do desempenho hidráulico do sistema e do nível de serviço dos consumidores. Na situação em que não se utiliza qualquer dispositivo redutor de pressão, a pressão varia significativamente ao longo do dia (no tempo) e ao longo do perfil da conduta (no espaço), exigindo-se a garantia do nível de serviço mínimo aos consumidores (RAMOS *et al.*, 2004).

Existem assim vários tipos de válvulas, sendo estas apresentadas na seguinte figura.

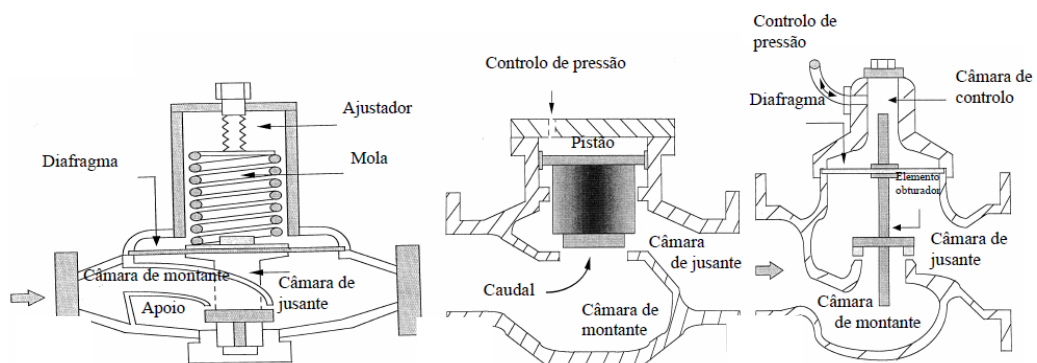


Figura 3 - Diferentes tipos de VRP: a) VRP controlada por mola; b) VRP controlada por pistão; c) VRP controlada por diafragma adaptado de (RAMOS, *et al.*, 2004).

Nas Figuras 4 a 6 pode-se observar a uniformização e controlo de um sistema de água através da utilização de VRP.

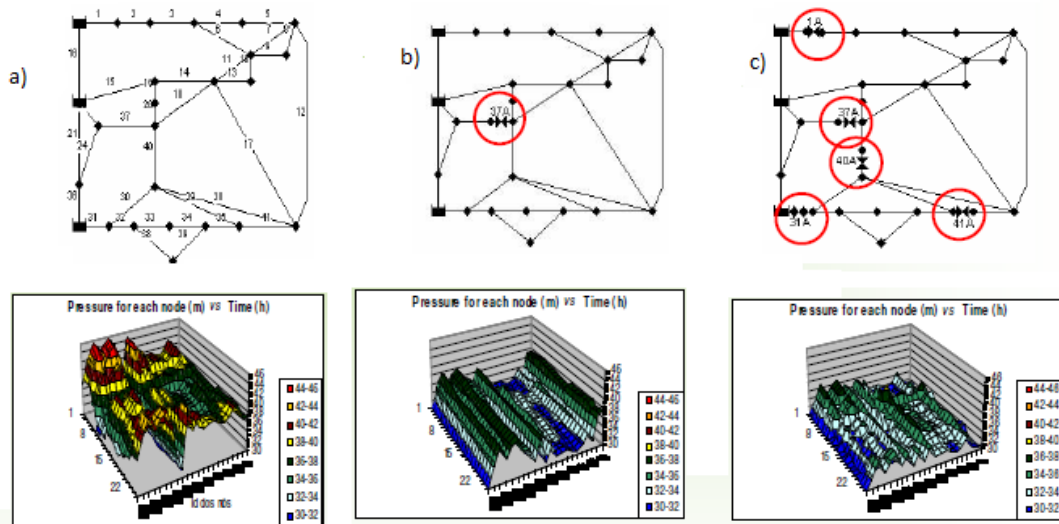


Figura 4 - Efeito do controlo da pressão em sistemas de abastecimento: a) Sistema sem VRP; b) com 1 VRP; c) com 5 VRPs (RAMOS et al., 2005)

Genericamente, o princípio de funcionamento de uma VRP consiste em accionar o dispositivo de obturação sempre que a pressão a jusante seja demasiado elevada, por forma a aumentar a perda de carga localizada no sistema, reduzindo o valor da pressão a jusante até ao valor pretendido (valor designado por carga de definição da válvula redutora de pressão, H_{VRP}); se pelo contrário, a pressão a jusante descer abaixo de um determinado valor, a válvula abre, a perda de carga diminui, aumenta a linha de energia e a pressão a jusante atinge o valor pretendido. Deste modo, distinguem-se fundamentalmente três tipos de funcionamento:

- (i) A válvula provoca uma perda de carga local para reduzir a pressão a jusante (estado activo da válvula - Figura 5 (a)).
- (ii) Quando a pressão a montante é inferior à carga de definição da VRP, a válvula abre completamente mantendo a mesma pressão a montante e a jusante (estado passivo com válvula aberta - Figura 5 (b)).
- (iii) Se a pressão a jusante for superior à pressão a montante, a válvula fecha totalmente funcionando como uma válvula de retenção que impede a inversão do escoamento (estado passivo da válvula fechada - Figura 5 (c)) (RAMOS *et al.*, 2004).

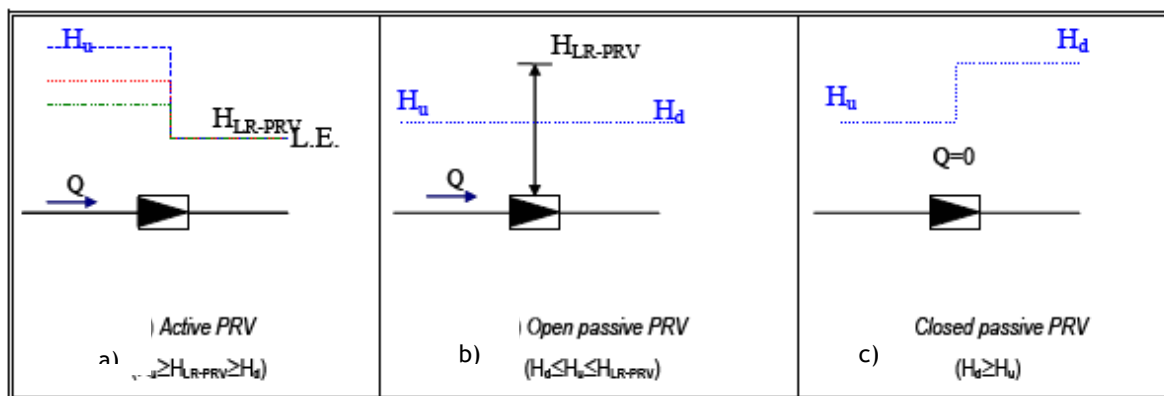


Figura 5 - Operação típica de uma VPR convencional adaptado (RAMOS, et al., 2004)

As VPR podem ser controladas mecânica ou electronicamente, de modo a funcionarem, não apenas para um único valor de pressão, mas para diversos patamares de pressão definidos em função da variação de consumo, permitindo, assim, uma gestão mais eficiente dos níveis de serviço e um melhor desempenho hidráulico do sistema. Existem, basicamente, quatro sistemas de funcionamento de válvulas redutoras de pressão:

- (i) VPR com carga constante - a válvula reduz e estabiliza a pressão a jusante da mesma, mantendo a pressão constante e igual a um determinado valor, pré-estabelecido (H_{VPR}), qualquer que seja a pressão a montante e o débito de caudal no sistema (Figura 6-(a));
- (ii) VPR com queda constante - a válvula reduz pressão a jusante da mesma, mediante a introdução de uma perda de carga localizada constante independente da pressão a montante, pelo que a pressão a jusante da válvula varia com a pressão a montante, mantendo constante o diferencial entre ambas, ΔH (Figura 6(b));
- (iii) VPR com carga constante variável no tempo - o comportamento deste sistema é análogo ao da VPR com carga constante a jusante, no entanto, a pressão é mantida constante em intervalos no tempo, pré-definidos, variando de intervalo para intervalo (Figura 5-(c)). A situação mais comum é a utilização de dois patamares de pressão: um para o período diurno e outro para o nocturno;
- (iv) VPR 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 em secções críticas da rede (secções com menores pressões). Caso a pressão seja regulada pelo caudal, é necessário equipar a válvula com um sistema de medição de caudal, para que qualquer variação do caudal seja acompanhada pela respectiva variação de pressão a jusante (desde que a pressão a jusante se mantenha inferior à de montante).

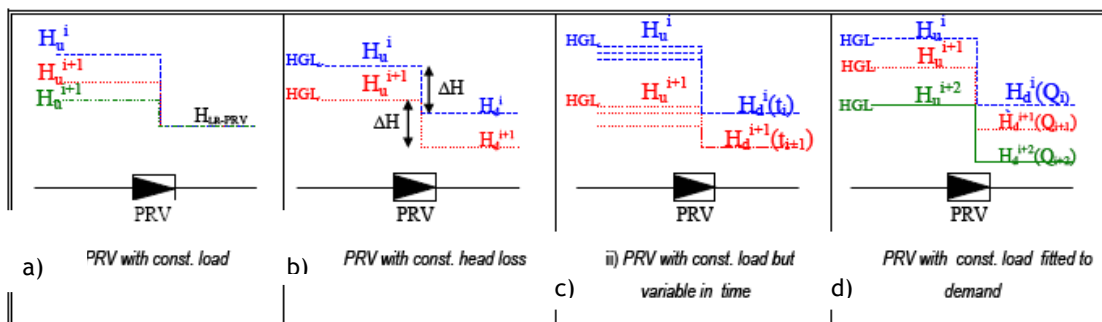


Figura 6 - Modo genérico de funcionamento activo de diferentes sistemas de válvulas redutoras de pressão adaptado (RAMOS, et al., 2004)

2.3.1.4.2 Válvula genérica

As VG são utilizadas para simular um troço com uma lei de escoamento especial, diferentes das expressões utilizadas para os restantes elementos.

A válvula genérica no EPANET fixa a perda de carga em função do caudal. Esta torna-se importante na simulação de turbinas ou bombas a funcionar como turbinas sendo que o seu parâmetro de controlo é a Curva da Headloss, i.e., perda de carga em função do caudal.

Na Figura 7 apresenta-se um exemplo de uma curva da Headloss para a simulação de uma bomba a funcionar como turbina sendo definida por caudal em LPS e por a altura em m.

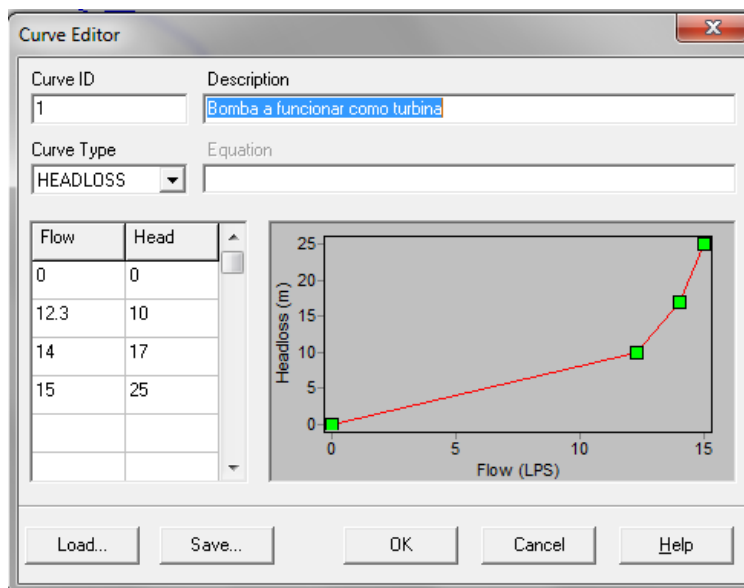


Figura 7 - Curva da Headloss

2.4 Bombas hidráulicas

Denomina-se bomba uma máquina hidráulica capaz de elevar a pressão de um fluido, isto é, de lhe comunicar energia (LENCASTRE, 1991). As bombas podem ser classificadas consoante as suas características. Apresenta-se no diagrama seguinte os dois grandes grupos de classificação de bombas.

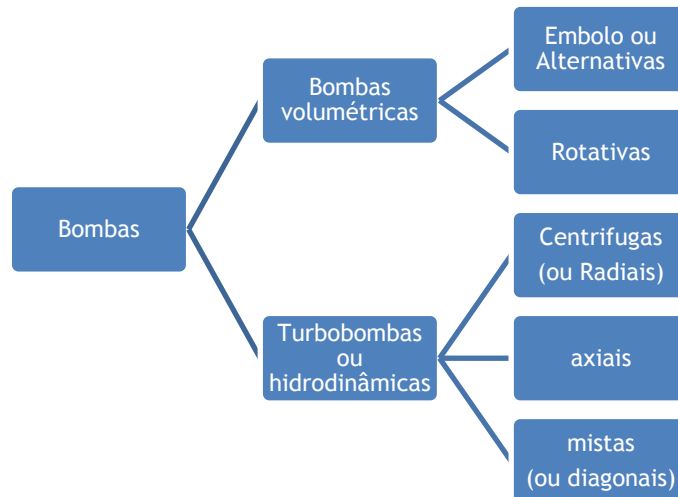


Diagrama 1 - Classificação das bombas hidráulicas

2.4.1.1 Bombas volumétricas (Deslocamento Positivo)

Este tipo de bombas denomina-se por bombas volumétricas, porque o fluido ocupa e desocupa de forma sucessiva os espaços no seu interior, com volumes conhecidos. Em geral o movimento deste fluido dá-se na mesma direcção das forças a ele transmitidas, deste modo também se pode dominar de deslocamento positivo.

As bombas volumétricas dependem das pressões e das forças estáticas (ver Figura 8). Quando o escoamento é intermitente dizem-se alternativas. Por exemplo, as bombas de pistão e as de diafragma, quando o escoamento é contínuo denominam-se rotativas. Como exemplo, têm-se as bombas de engrenagens, de palhetas, as helicoidais, Lóbulos, Fusos, Parafusos e Peristálticas.

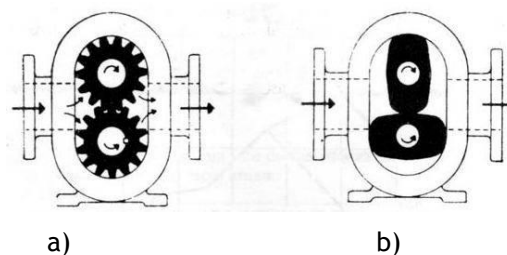


Figura 8 - Bombas volumétricas: a) Bomba de engrenagens; b) Bomba de lóbulos

2.4.1.1.1 Turbobombas ou hidrodinâmicas

As turbobombas são caracterizadas por terem na sua constituição um rotor ou impulsor. Este exerce sobre o líquido forças do tipo quantidade de movimento por unidade de tempo, caudal mássico a multiplicar pela velocidade que resultam da aceleração que lhe imprime. As turbobombas também possuem um difusor (voluta), onde ocorre a transformação da maior parte da energia cinética que o líquido recebe do rotor em energia de pressão.

Conforme o escoamento do fluido pelo propulsor assim as turbobombas podem ser classificadas em centrífugas ou radiais, axiais e mistas (ver Figura 9). Se o deslocamento do fluido, através do propulsor estiver na direcção do respectivo propulsor a bomba é radial; se a direcção do fluxo acompanhar a direcção do eixo, a bomba é axial. Entre as duas posições situam-se as mistas.

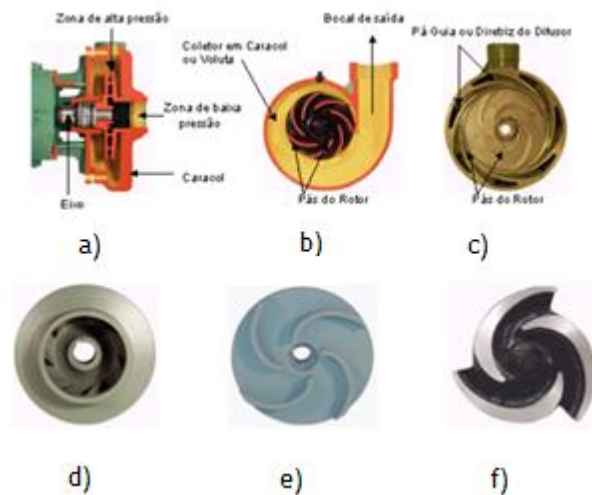


Figura 9 - Corte esquemático de bombas centrífugas; a) corte longitudinal; b) corte transversal; c) evoluta de descarga centralizada com difusor fixo; d) rotor fechado; e) rotor semi-aberto; f) rotor aberto (S/A, 2006)

Na sua forma mais simples, a bomba é constituída por um rotor que gira no interior de uma carcaça. O fluido entra na bomba, nas vizinhanças do eixo do rotor propulsor, e é lançado para a periferia pela acção centrífuga. A energia cinética do fluido aumenta do centro do rotor para a ponta das palhetas propulsoras. Esta energia cinética é convertida em pressão quando o fluido sai do impulsor e entra na voluta ou difusor. Veios condutores fixos no corpo da bomba podem ajudar a dirigir o fluido, melhorando a eficiência da bomba.

O número específico de rotações, n_s , de uma determinada bomba é a velocidade de rotação de uma bomba geometricamente à primeira que, funcionando com igual rendimento, impulsiona um caudal unitário a uma altura de elevação unitária (QUINTELA, 2007).

Através das leis de semelhança n_s pode ser obtido através da seguinte equação:

$$n_s = \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (7)$$

Em que:

n_s, n_{sp} número específico de rotações;

n a velocidade de rotação;

Q o caudal;

H a altura de elevação.

Sendo o caudal e a altura de elevação correspondentes ao ponto de eficiência óptimo (BEP). o O número específico de rotações, no caso de uma bomba multicelular, pode ser calculado na base da altura total de elevação por roda; no caso de uma bomba de dupla aspiração, na base do caudal absorvido por cada um dos lados da aspiração.

Outra formulação utilizada para avaliar o número específico de rotações de uma bomba, n_{sp} : número de rotações de uma bomba geometricamente semelhante que, com igual rendimento, produz uma altura total de elevação unitária com o consumo da potência unitária:

$$n_{sp} = n \frac{P^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (8)$$

Em que P é a potência em (KW).

Se o líquido elevado for água, a relação n_s e n_{sp} é:

$$n_{sp} [\text{m, CV}] = 3,16 n_s [\text{m, m}^3\text{s}^{-1}]$$

Para valores de:

- $n_s < 70$ ou 80 , as bombas são de escoamento radial de simples entrada (Figura 9 (d));
- 70 ou $80 < n_s < 120$, são de escoamento radial de dupla entrada ou de escoamento misto;
- $n_s > 120$ as bombas são de escoamento axial.

Trata-se em geral de bombas de grandes caudais, com pequena altura de elevação. Esta classificação não é, porém, rigorosa (ver Figura 10 (LENCASTRE, 1991)).

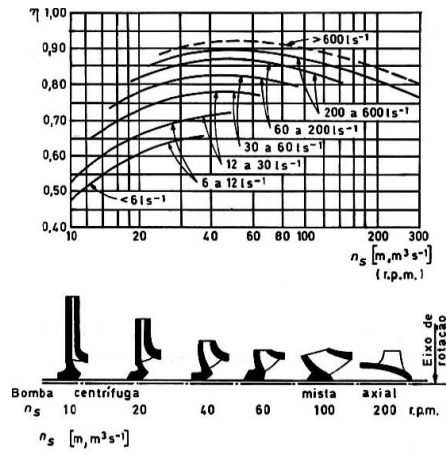


Figura 10 - Características de rotações específicas das bombas (LENCASTRE, 1991)

2.5 Leis de semelhança

QUINTELA (2005), refere que a semelhança de turbomáquinas hidráulicas é um caso particular da semelhança dinâmica. Pode tratar-se de uma forma simples, partindo da consideração de que turbomáquinas geometricamente semelhantes funcionam em condições de semelhança desde que tenham o mesmo rendimento. De facto ao exprimirem-se as relações do rendimento de uma turbina e de uma bomba em função das velocidades específicas à entrada e à saída da roda, conclui-se que a condição de igual rendimento de duas turbomáquinas geometricamente semelhantes pode exprimir-se pela igualdade daquelas velocidades específicas:

$$\left\{ \begin{array}{ll} v_1 = v'_1 & v_2 = v'_2 \\ c_1 = c'_1 & c_2 = c'_2 \\ w_1 = w'_1 & w_2 = w'_2 \end{array} \right. \quad (9)$$

Em que:

- v é a velocidade absoluta do líquido;
- w é a velocidade relativa à alheta;
- c é a velocidade periférica da alheta;

A partir destas equivalências e da igualdade existente entre os ângulos dos vectores de velocidade à entrada (1) e à saída (2) das pás ($\alpha_1 = \alpha'_1$) e ($\alpha_2 = \alpha'_2$), obtém-se uma igualdade entre rendimentos para turbinas geometricamente semelhantes:

$$(v_1 c_1 \cos \alpha_1 - v_2 c_2 \cos \alpha_2) = 2(v'_1 c_2 \cos \alpha'_1 - v'_2 c'_2 \cos \alpha'_2) \quad (10)$$

Tendo por base com as igualdades anteriores deduzem-se as seguintes relações entre velocidades em pontos homólogos de duas turbomáquinas (válidas não só à entrada e à saída da roda, como também no seu interior), ou seja pontos semelhantes situados em posições equivalentes, em que o centro de uma turbina é homólogo ao centro de outra:

$$\frac{v}{v'} = \frac{c}{c'} = \frac{w}{w'} = \frac{H^{1/2}}{H'} \quad (11)$$

Onde H e H' correspondem às quedas úteis ou alturas totais de elevação consoante se trate de turbinas ou de bombas.

A velocidade periférica (c), ao longo de uma circunferência de diâmetro D com centro no eixo da roda, e a velocidade de rotação relacionam-se segundo a expressão:

$$\frac{D}{D'} = \frac{N}{N'} = \frac{c}{c'} \quad (12)$$

Em que:

D é o diâmetro;

N é a velocidade de rotação;

Q é o caudal;

P é a potência.

Em virtude da equivalência entre velocidades, a equação anterior torna-se equivalente a:

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{H}{H'} \right)^{1/2} \frac{D}{D'} \quad (13)$$

Tal como existem pontos homólogos entre duas turbomáquinas, podem existir comprimentos homólogos, que consistem numa relação entre áreas homólogas através da seguinte relação:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{v}{v'} \frac{A}{A'} = \frac{v^{1/2}}{v'} \left(\frac{D}{D'} \right)^2 \quad (14)$$

Podendo escrever-se também da seguinte forma:

$$\frac{P}{P'} = \frac{Q}{Q'} \frac{H}{H'} = \frac{H^{3/2}}{H'} \left(\frac{D}{D'} \right)^2 \quad (15)$$

Se duas máquinas apresentarem o mesmo diâmetro e funcionarem em condições de semelhança, então verificam-se as seguintes relações:

$$\frac{N}{N'} = \left(\frac{H}{H'} \right)^{1/2} \quad (16)$$

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{H}{H'} \right)^{1/2} \quad (17)$$

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{H}{H'} \right)^{1/2} \quad (18)$$

A primeira relação mostra uma certa inconformidade, em condições de semelhança, no que respeita à variação da constância da velocidade de rotação com a queda. Este condicionalismo é bastante visível em turbinas acopladas a geradores e nas bombas acopladas a motores eléctricos (QUINTELA, 2005).

2.6 Semelhança de turbomáquinas

As bombas e as turbinas assentam no mesmo conceito teórico hidráulico. O comportamento do fluxo real do fluido (fricção e turbulência) impõe designs diferentes para cada estrutura. As turbinas hidráulicas são fabricadas individualmente devido à especificação dos dados mencionados no projecto e necessidade de mão-de-obra especializada, tendo assim um preço elevado. Por outro lado, as bombas hidráulicas são equipamentos em que as principais características são o seu baixo custo resultante da produção em série, facilidade de instalação e manutenção (MATEUS *et al.*, 2005).

Para uma melhor avaliação do comportamento destas turbomáquinas apresentam-se algumas figuras com semelhanças e diferenças entre ambas.

A Figura 11 permite verificar o campo de aplicação dos vários tipos de turbinas (esquerda) e também o campo de aplicação dos vários tipos de bombas (direita).

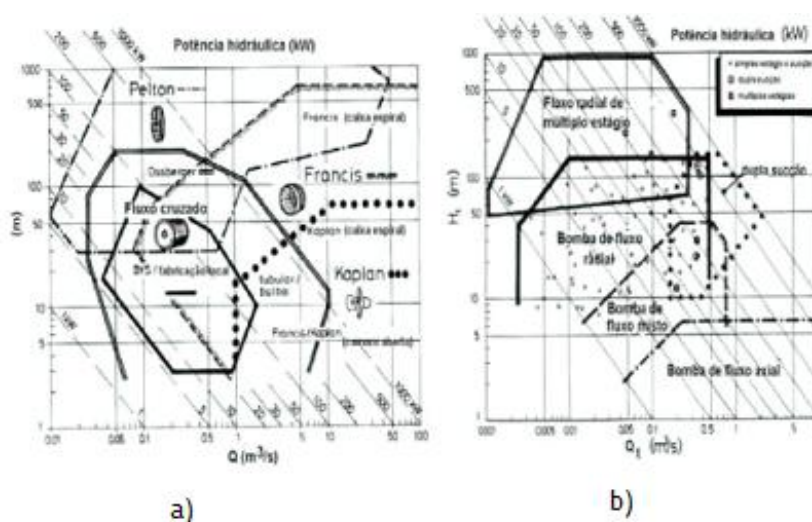


Figura 11 - Campo de aplicação: a) turbinas; b) bombas (CHAPALLAZ, et al., 1992)

Na Figura 12 é possível identificar uma das principais diferenças entre bombas e turbinas, isto é, o sentido de rotação.

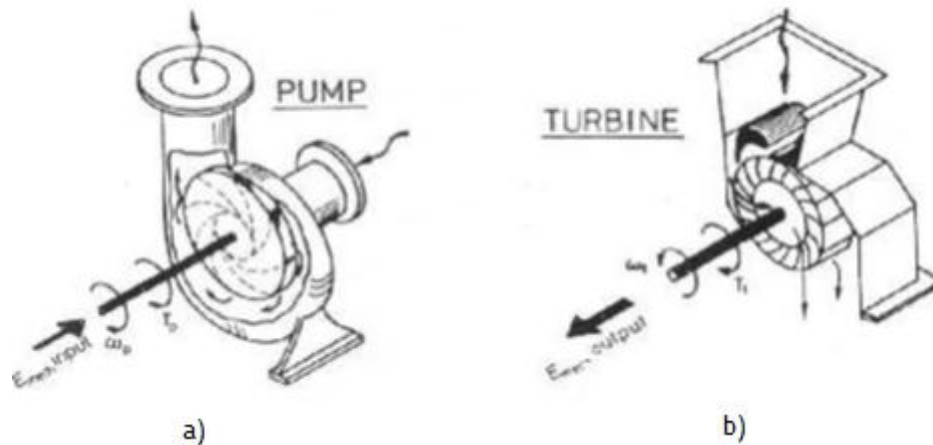


Figura 12 - Comparação do princípio de funcionamento entre uma BFB e uma BFT (CHAPALLAZ, et al., 1992)

Na Figura 13 podem observar-se as curvas características do funcionamento de BFB e BFT, nomeadamente, a variação da potência, altura de elevação / queda útil e rendimento com a variação de caudal.

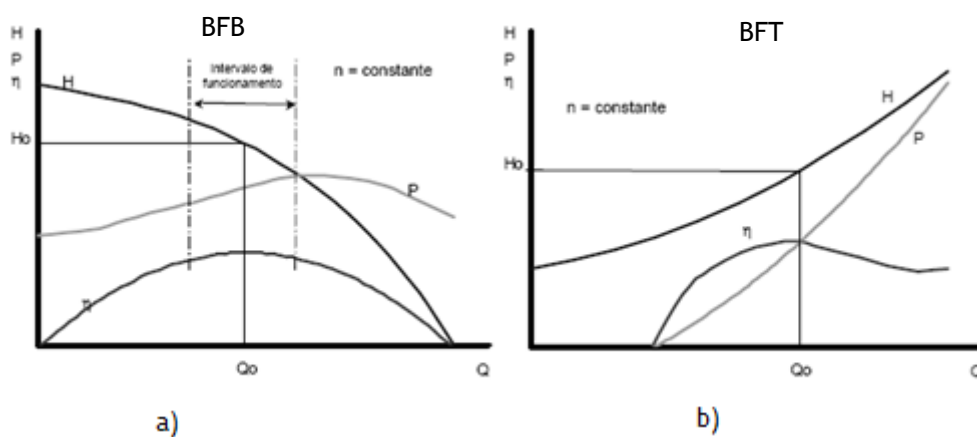


Figura 13 - Curvas típicas do desempenho: a) bombas com funcionamento normal b) bombas a funcionar como turbinas (direita) adaptado (RAMOS, et al., 2004)

Na Figura 14 pode-se observar que uma bomba trabalha num quadrante diferente de uma turbina devendo-se ao sentido de rotação da mesma, que está directamente ligada à estrutura geométrica do rotor.

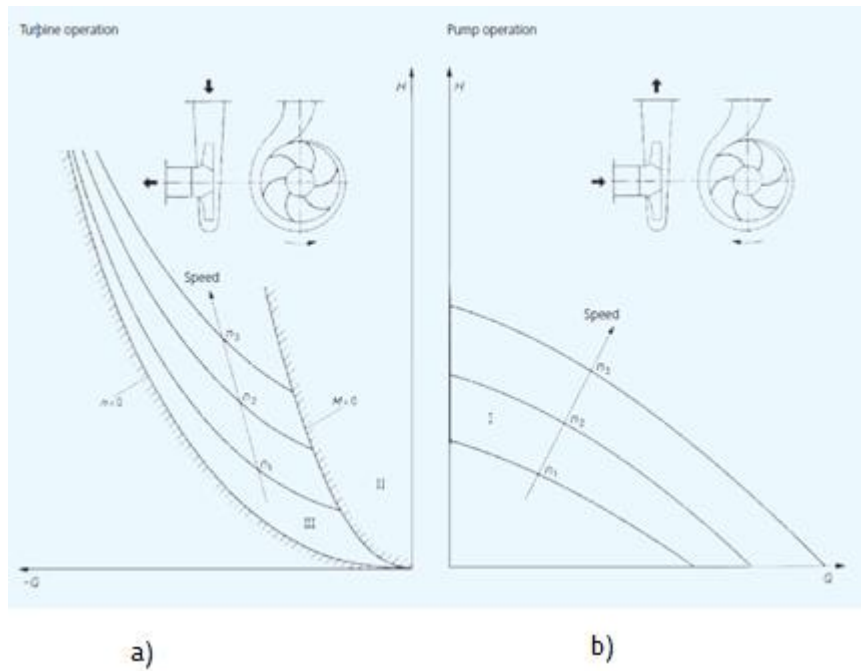


Figura 14 - a) curvas características de bombas b) curvas características de turbinas (ASSOCIATION, 1998)

Uma das vantagens da utilização das bombas a funcionar como turbina (BFTs) em relação às turbinas é o facto de as primeiras terem um accionamento directo, ou seja, uma perda de carga relativamente baixa, redução 5% de potência à saída.

2.7 Cavitação

A cavitação é um fenômeno originado em quedas repentinas de pressão, geralmente observado em sistemas hidráulicos. A combinação entre a pressão, temperatura e velocidade resulta na libertação de ondas de choque e micro-jatos altamente energéticos, causando a aparição de altas tensões mecânicas e elevação da temperatura, provocando danos na superfície (REIDENBACH 1994).

Na

Figura 15 apresenta-se um esquema representativo da ocorrência de cavitação.

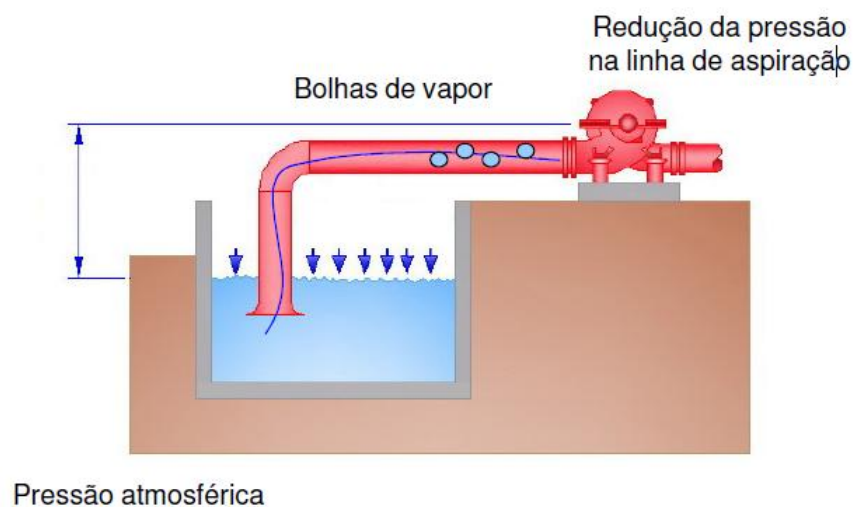


Figura 15 - Esquema de ocorrência de cavitação (ANDRADE 2010)

Numa tubagem de aspiração as pressões que se verificam são inferiores à pressão atmosférica.

As ondas de choque e os micro-jatos que provocam a destruição das paredes da carcaça da bomba e das pás do propulsor devem-se a dois efeitos:

Mecânico - O choque das bolhas provoca sobrepressões (golpe de aríete) que destroem e ampliam todos os poros ou ranhuras existentes no metal.

Químico - As bolhas libertam iões de oxigénio que atacam todas as superfícies metálicas.

A cavitação é caracterizada por um coeficiente σ coeficiente de Thoma, que se pode considerar como uma medida de susceptibilidade de uma máquina em relação à cavitação. Em condições de semelhança geométrica e dinâmica entre turbinas, este coeficiente é equivalente. Assim, σ varia com o número específico de rotações dependendo, porém, o seu

valor, do tipo de roda de cada turbina, nomeadamente no que respeita à curvatura das pás (QUINTELA, 2005).

Para evitar problemas de cavitação numa turbina, é necessário que esta seja instalada a uma altura da ordem da altura de aspiração, h_s , definida por:

$$h_s = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{t_v}{\gamma} - \sigma H \quad (19)$$

Em que:

p_{atm} é a pressão atmosférica local, em valor absoluto;

t_v é a tensão do vapor líquido;

H é a queda útil.

Quanto à cavitação no interior de uma bomba, as regiões mais afectadas pela erosão por cavitação são as pás da roda, do lado da aspiração, junto da inserção no veio. Para definir as condições de instalação de uma bomba, sem que ocorra cavitação ou pelo menos sem que os seus efeitos sejam inconvenientes, considera-se a seguinte expressão:

$$P_{abs} = h_s + \frac{P_s}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \Delta H \quad (20)$$

Em que:

P_{abs} é a pressão absoluta na superfície do líquido do reservatório de alimentação (pressão atmosférica local no caso de reservatório aberto);

h_s é a altura de aspiração (altura do eixo da secção da flange de aspiração, medida acima da superfície livre do líquido no reservatório de alimentação);

g é a aceleração da gravidade;

$(v^2)/(2g)$ é a altura cinética na secção da flange de aspiração;

ΔH é a perda de carga entre o reservatório de alimentação e a secção da flange de aspiração;

P_s é a pressão no eixo da secção da flange de aspiração.

A diferença entre a carga sobre o eixo na secção da flange de aspiração e a altura piezométrica no ponto de pressão mínima designa-se por NPSH.

$$h_s = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{t_v}{\gamma} - \Delta H \quad (21)$$

NPSH - Net Positive Suction Head- é a diferença entre a pressão estática absoluta e a tensão de vapor do líquido e constitui uma característica de cada bomba que depende do caudal e da

velocidade de rotação. O valor máximo da altura de aspiração que impede o fenômeno de cavitação verifica-se quando a pressão mínima iguala a tensão de saturação de vapor do fluido, resultando:

$$NPSH = \frac{P_{abs}}{\gamma} - (h_s - \Delta H) - \frac{t_v}{\gamma} \quad (22)$$

Por fim, a condição da altura de aspiração ser inferior ao valor máximo admissível, exprime-se por:

$$NPSH \leq \frac{P_{abs}}{\gamma} - (h_s - \Delta H) - \frac{t_v}{\gamma} \quad (23)$$

Assim, uma bomba quando roda a uma velocidade de rotação, n , representa para um determinado caudal, um NPSH, que de acordo com a expressão anterior, deverá ser inferior à carga absoluta útil que se dispõe na flange de aspiração e que depende, desta forma, das condições de instalação.

Na Figura 16 apresentam-se dois exemplos de ocorrência de cavitação.



Figura 16 - Rotor com ocorrência do fenômeno de cavitação (ASSOCIATION, 1998)

2.8 Aproveitamento de energia

O aproveitamento energético, nomeadamente em sistemas adutores, constitui uma barreira por ultrapassar em Portugal. Só actualmente, os pequenos aproveitamentos energéticos chamam a atenção das populações, como consequência do objectivo do desenvolvimento sustentável.

Para este efeito tanto as turbinas como as BFTs constituem uma forma de produção energética eficiente. Estas podem ser instaladas nos sistemas adutores, por forma a substituir os acessórios utilizados na redução da pressão dos sistemas.

Em Portugal, nos últimos anos, procedeu-se à instalação de aproveitamentos energéticos em sistemas adutores. Apesar desta iniciativa, existe o problema relacionado com o custo do investimento, que faz com que o período de recuperação deste seja moroso, levando a que muitas empresas não tenham capacidade financeira para o efectuar. Deste modo procede-se a análise de alternativas às usuais turbinas.

A KSB (produtor alemão de bombas hidráulicas) tem desenvolvido alternativas como é o caso das BFTs. Estas podem ser 60% mais económicas do que turbinas ditas convencionais, apresentando uma manutenção mais reduzida, sendo um sistema rentável num pequeno período de tempo (KSB, 2009).

De certo modo, o princípio de funcionamento de uma BFT é muito semelhante a determinadas condições de utilização de VRP, uma vez que a queda útil aproveitada pela turbina permite o controlo das pressões a jusante.

Assim, além de produzir energia nos sistemas ainda os controlam, se forem dimensionadas para tal. A validação da semelhança entre BFT e VRP pode ser comprovada através de modelos de simulação.

Na Figura 17 observa-se a simulação de uma VRP e posteriormente a substituição desta no mesmo sistema por uma BFT. Verifica-se que o efeito da BFT é semelhante ao da VRP.

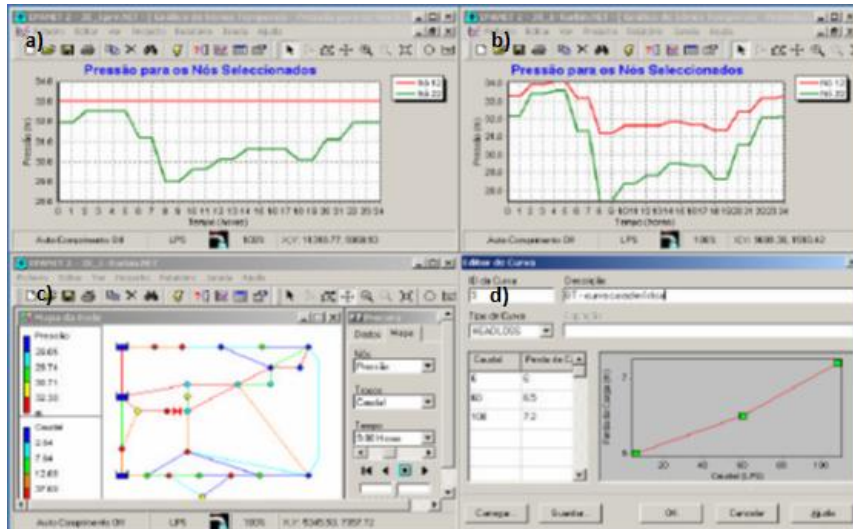


Figura 17 - Simulação do funcionamento de: a) e c) VRP; b) e d) BFT (adaptado de RAMOS *et al.*, 2004)

De acordo com RAMOS *et al.*, 2005, sempre que uma válvula ou uma turbina (ou BFT) é inserida numa conduta, a linha de energia pode apresentar diferentes configurações, dependendo das condições de escoamento e do equipamento hidromecânico como se pode ser observado na Figura 18.

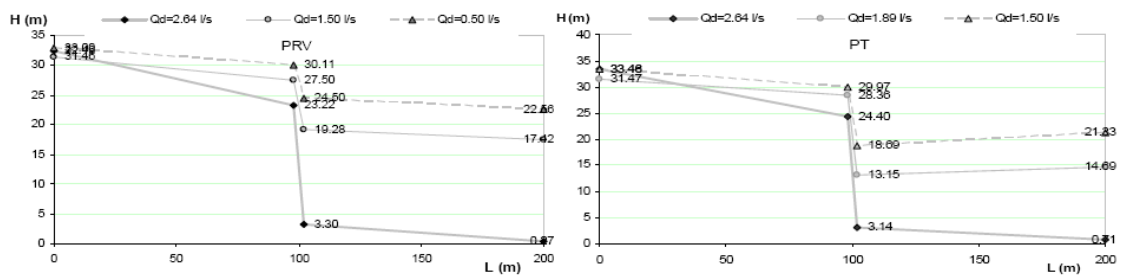


Figura 18 - Variação da linha de energia com as condições de instalação (RAMOS *et al.*, 2005)

2.8.1.1 Bombas a funcionar como Turbinas

2.8.1.2 Aplicações

As BFTs têm várias aplicações. São utilizadas em pequenas centrais hidroeléctricas de modo a converter a energia potencial hídrica em energia eléctrica (CHAPALLAZ *et al.*, 1992), (MATEUS *et al.*), (RAMOS *et al.*, 2005), (RICARDO *et al.*), (WILLIAMS, 1995), (WILLIAMS *et al.*, 1998).

Referem-se, seguidamente, algumas das mais relevantes aplicações das BFTs:

- Países em vias de desenvolvimento onde a electricidade ainda está muito longe de constituir um bem para a comunidade;

- Em aldeias isoladas onde a principal necessidade de energia eléctrica é durante a noite;
- Indústrias deslocalizadas;
- Armazenamento em baterias;
- Bombeamento de água;
- Venda à rede eléctrica;
- Redução de pressão em sistemas de abastecimento de água;
- Accionamento de bombas hidráulicas.

Vantagens

- As bombas são fabricadas em série diminuindo o seu custo tanto ao nível da fabricação como da manutenção;
- Não necessitam de mão de obra especializada para manutenção;
- Esquema de instalação simples - facilidade de implantação no caso de pequenas potências;
- É um equipamento robusto e as suas peças podem ser encontradas com facilidade;
- Ao se adquirir uma bomba e um motor está-se a adquirir uma turbina e um gerador.

Desvantagens

- Apresenta rendimentos um pouco inferiores quando comparado com as turbinas convencionais;
- Não possui um dispositivo de controlo hidráulico incorporado (distribuidor);
- Não permite variações de carga como uma turbina convencional.

Estas desvantagens podem ser minimizadas se a bomba for seleccionada correctamente. Esta selecção deve ser feita em função das características do sistema e ponderada a sua utilização em termos de eficiência bem como com a instalação de acessórios de controlo a montante da BFT (Chapallaz *et al.*, 1992), (PUNIT SINGH, 2009), (WILLIAMS, 1995).

2.8.1.3 Selecção de bombas a funcionar como turbinas

Como referido anteriormente, a utilização de BFT tem vindo a ser uma das soluções escolhidas para baixos potenciais eléctricos. Apresenta-se na figura seguinte um exemplo para uma selecção adequada de turbinas ou BFT.

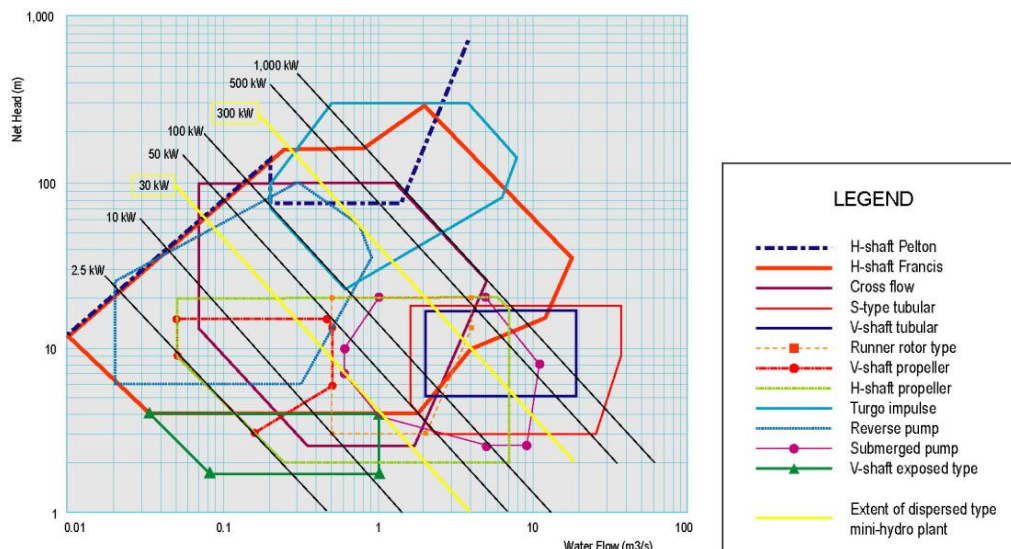


Figura 19 - Selecção de Turbinas e BFT (BUREAU, 2009)

Existem diversos métodos para a selecção da bomba a funcionar como turbina. Estes métodos têm em consideração as características iniciais do projecto em estudo.

Para a selecção da bomba a funcionar como turbina os autores VIANA, 1987 e CHAPALLAZ *et al*, 1992 utilizaram dois coeficientes, um para determinar a altura e outro para determinar o caudal, baseando-se na rotação específica da turbina. Estas metodologias baseiam-se em parâmetros hidráulicos (caudal, altura) e mecânicos como a velocidade de rotação e rendimento das bombas.

As condições de funcionamento em termos de altura e caudais para o ponto de eficiência óptimo da (BEP) são muito diferentes da BFB embora a eficiência nominal seja semelhante para ambas. A altura e o caudal necessário quando se trata do funcionamento como turbina será maior do que os valores teóricos para compensarem as perdas (WILLIAMS, 1995).

Em 1961, Kittredge iniciou as pesquisas em torno da influência da rotação específica sobre a eficiência de BFTs, sendo este tipo de estudo desenvolvido posteriormente também por Shafer e Agostinelli, 1981, Bonadé ca. 1980, Buse 1981, entre outros.

Viana, 1987 e Bonadé, 1980, referem que na operação da bomba centrífuga como turbina, na mesma rotação, o caudal e altura aumentam em relação ao funcionamento como bomba, para se obter o mesmo rendimento. Ainda segundo Viana, 1987, “A comparação entre os resultados de Shafer e Agostinelli, 1981, com os de Bonadé, 1980, mostram que o aumento da altura e da vazão é função do tipo de bomba, ou seja, da rotação específica.” Citado por MATEUS *et al.*, 2005.

CHAPALLAZ, *et al.*, 1992 cita os estudos teóricos de Stepanoff, 1962. Estes indicam que o caudal e a altura de BFTs atendem às seguintes condições:

$$H_{nt} = \frac{H_{nb}}{\eta_{nb}} \quad (24)$$

$$Q_{nt} = \frac{Q_{nb}}{\sqrt{\eta_{nb}}} \quad (25)$$

Em que:

H_{nt} é a altura manométrica da BFT;

H_{nb} é a altura manométrica da BFB;

η_{nb} é o rendimento da BFB;

Q_{nt} é o caudal nominal da BFT;

Q_{np} é o caudal nominal da BFB;

Ensaio mais recentes demonstram que esta metodologia apresenta grande discrepância e não deve ser utilizada (CHAPALLAZ *et al.*, 1992).

O método de Viana, 1987 também citado por QUEIROZ *et al.*, 2004 consiste na definição da altura e caudal de bombas comerciais para funcionar em sentido contrário, através de coeficientes obtidos experimentalmente pelo autor e outros, sendo estes relacionados à rotação específica (n_{qa}) da BFT:

$$n_{qa} = \frac{10^3 n \sqrt{Q_t}}{(H_L g)^{3/4}} \quad (26)$$

Em que:

n_{qa} é a rotação específica;

Q_t é o caudal da BFT;

H_L é a altura manométrica da BFT;

g é a gravidade.

Este método é aplicável para valores de n_{qa} compreendidos entre 40 e 200. Os coeficientes são obtidos através da Figura 20.

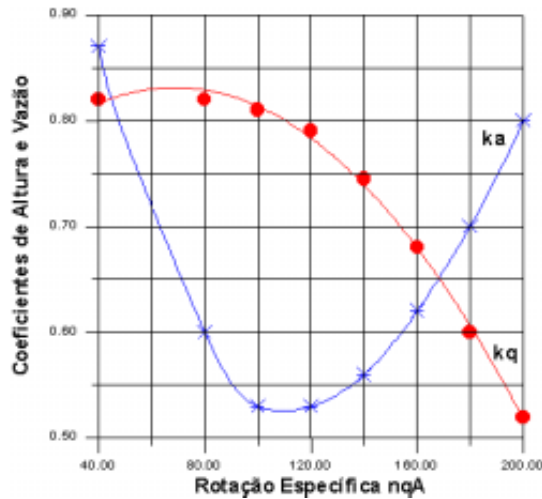


Figura 20 - Coeficientes de Viana para selecção da BFT (VIANA, 2004)

Através do caudal e da altura de projecto calcula-se o n_{qa} . Considera-se, inicialmente, para a rotação $n = 3600$ rpm. Caso o valor da rotação específica, n_{qa} , não se encontre no intervalo $40 < n_{qa} < 200$, recalcula-se o n_{qa} utilizando a rotação $n = 1800$ rpm.

É de realçar que o facto de a rotação específica ter de se encontrar no intervalo $40 < n < 200$ limita em muito a utilização do método.

Com o n_{qa} determina-se na Figura 20 o coeficiente de altura, K_a , e o coeficiente do caudal, K_q . Com estes valores e utilizando as equações 27 e 28 selecciona-se em gráficos fornecidos pelos fabricantes a BFT.

$$H_b = H_L K_a \quad (27)$$

$$Q_b = Q_L K_q \quad (28)$$

Em que:

H_b é a altura manométrica da bomba a funcionar como bomba;

Q_b é o caudal nominal da bomba a funcionar como bomba.

Como as bombas podem funcionar com rotações diferentes às estabelecidas inicialmente deve-se proceder à correcção destas. As equações de correcção são iguais às propostas em CHAPALLAZ *et al.*, 1992,

$$H_{bc} = H_b \left(\frac{n_{nb}}{n_t} \right)^2 \quad (29)$$

$$Q_{bc} = Q_b \left(\frac{n_{nb}}{n_t} \right) \quad (30)$$

Teoricamente o rendimento da bomba a funcionar como turbina será o mesmo da bomba no ponto seleccionado.

CHAPALLAZ *et al.*, 1992 previu o desempenho das bombas a funcionar como turbinas disponíveis como bombas. Este refere que nenhuns dos métodos propostos até agora são 100% confiáveis, devido aos erros entre a formulação real e a numérica. O modo de desempenho de bombas standard como turbinas podem atingir erros superiores a 20%.

Para a selecção da BFT a obtenção dos valores do caudal (Q_{nt}) e da altura manométrica (H_{nt}) do projecto são essenciais. Partindo desta informação e através da Figura 19 consegue-se obter o tipo de bomba que melhor se adapta ao projecto.

Seguidamente, avalia-se a velocidade específica da bomba a funcionar como turbina, utilizando a seguinte fórmula de cálculo:

$$n_{qt} = n_t \frac{Q_{nt}^{1/2}}{H_{nt}^{3/4}} \quad (31)$$

Em que:

n_{qt} é a velocidade específica da bomba a funcionar como turbina;

Q_{nt} é o caudal nominal da bomba a funcionar como turbina;

H_{nt} é a altura manométrica da bomba a funcionar como turbina

O valor de n_t é assumido inicialmente e os restantes valores são os dados iniciais de projecto.

Através de um estudo experimental de 80 bombas CHAPALLAZ *et al.*, 1992 desenvolveu gráficos para a conversão da altura e caudal através da velocidade específica da bomba, sendo que esta última calcula-se através de:

$$n_{qp} = \frac{n_{qt}}{0.89} \quad (32)$$

Em que n_{qp} é a velocidade específica da bomba a funcionar como turbina.

O valor de n_{qp} dever estar compreendido entre 15 e 120 devido à limitação gráfica, o que se traduz numa limitação da metodologia proposta por CHAPALLAZ *et al.*, 1992.

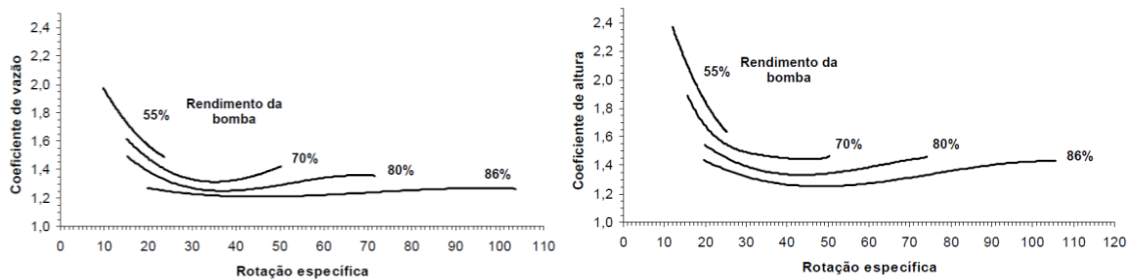


Figura 21 - Coeficientes de altura e vazão (CHAPALLAZ, et al., 1992)

Para estimar a máxima eficiência da bomba é necessário o cálculo de Q_{np} . Este valor é calculado pela seguinte expressão:

$$Q_{np} \approx \frac{Q_{nt}}{1.3} \tag{33}$$

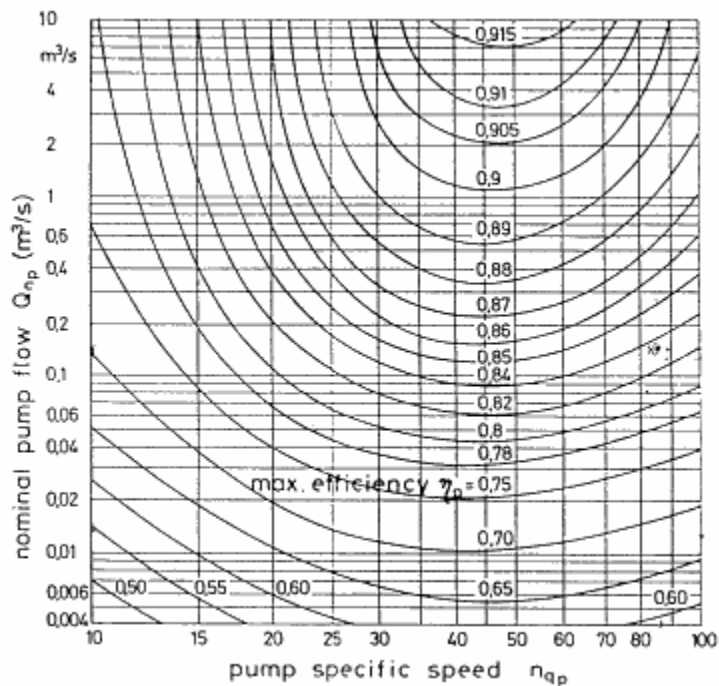


Figura 6 - Selecção do rendimento teórico (CHAPALLAZ, et al., 1992)

Após estes cálculos e análise gráfica são obtidos os coeficientes propostos por CHAPALLAZ *et al.*, 1992 em que C_H é o factor de conversão para a altura e C_q é o factor de conversão do caudal.

A altura e o caudal para efectuar a selecção da bomba é dada por:

$$H_{np} = \frac{H_{nt}}{C_H} \quad (34)$$

$$Q_{np} = \frac{Q_{nt}}{C_q} \quad (35)$$

As bombas com velocidades específicas $n_{qp} < 15$ não devem ser utilizadas como turbinas, devido ao baixo desempenho do rotor (CHAPALLAZ *et al.*, 1992).

Caso a rotação seleccionada inicialmente não seja igual à inicialmente proposta aplica-se as expressões de correcção:

$$H_{np(np)} = H_{np(nt)} \left(\frac{n_p}{n_t} \right)^2 \quad (36)$$

$$Q_{np(np)} = Q_{np(nt)} \left(\frac{n_p}{n_t} \right) \quad (37)$$

Em que:

$H_{np(np)}$ é a altura manométrica corrigida da BFB;

$Q_{np(np)}$ é o caudal nominal corrigido da BFB;

$H_{np(nt)}$ é a altura manométrica corrigida da BFT;

$Q_{np(nt)}$ é o caudal nominal corrigido da BFT.

Por último, cita-se a formulação descrita por WILLIAMS, 1995 para a selecção de BFT.

As equações a seguir apresentadas servem para prever uma altura e um caudal para a BFT em que estas tenham a mesma velocidade.

$$Q_t = \frac{Q_{bep}}{\eta_{\max}} \quad (38)$$

$$H_t = \frac{H_{bep}}{\eta_{\max}} \quad (39)$$

$$\eta_t = \eta_{\max} \quad (40)$$

Em que:

η_{\max} é o rendimento máximo da BFB;

η_t é o rendimento máximo da BFT;

Q_{bep} é o caudal nominal para o ponto óptimo de funcionamento;

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

Estas equações podem ser melhoradas através do método citado em WILLIAMS, 1995 e proposto por Sharma. Estas são utilizadas se a velocidade da turbina for igual à da bomba.

$$Q_t = \frac{Q_{bep}}{\eta_{\max}^{0,8}} \quad (41)$$

$$H_t = \frac{H_{bep}}{\eta_{\max}^{1,2}} \quad (42)$$

Para velocidades diferentes é necessário utilizarem-se relações de correcção para a altura e para o caudal.

Seguidamente apresentam-se as equações anteriores afectadas dos respectivos factores de correcção:

$$Q_t = \frac{N_t}{N_p} \frac{Q_{bep}}{\eta_{\max}^{0,8}} \quad (43)$$

$$H_t = \left(\frac{N_t}{N_p} \right)^2 \frac{H_{bep}}{\eta_{\max}^{1,2}} \quad (44)$$

Em que:

N_t é a velocidade de rotação da bomba a funcionar como turbina;

N_p é a velocidade de rotação da bomba a funcionar como bomba;

Para uma bomba acoplada directamente a um motor, a velocidade da BFT é igual à velocidade do motor que funciona como gerador.

WILLIAMS, 1995 refere que esta formulação poderá ter um erro até 20% do valor real sugerindo que antes da instalação *in situ* se façam ensaios para verificar a selecção.

Para o cálculo da velocidade da turbina utiliza-se a formulação relativa ao escorregamento de uma máquina. A diferença de velocidade que existe entre a velocidade síncrona do campo magnético girante e a velocidade, um pouco menor, na qual gira o disco é chamada de escorregamento (s), e é normalmente expressa em percentagem. Esta formulação descreve-se nas equações seguintes:

$$N_s = \frac{120}{p} \times f \quad (45)$$

Em que:

N_s é a velocidade síncrona;

p é o número de polos;

f é a frequência.

$$N_m = \frac{120}{p} \times f(1 - s) \quad (46)$$

Em que:

N_m é a velocidade do motor;

s é o escorregamento do motor.

Quando um motor de indução é convertido para o utilizado como gerador, o escorregamento e a velocidade do gerador é maior do que a velocidade síncrona.

$$N_g = \frac{120}{p} \times f(1 + s) \quad (47)$$

Em que N_g é a velocidade do gerador;

As equações anteriores podem-se relacionar através dos parâmetros da velocidade do motor e do gerador através da seguinte expressão:

$$N_g = \frac{240}{p} - N_m \quad (48)$$

2.9 Motores como geradores

O motor eléctrico é uma máquina que transforma energia eléctrica em energia mecânica, sem perdas significativas e sem que do processo resulte qualquer elemento poluente (FRANCISCO, 2009).

Na Figura 22 pode observar-se um esquema com os vários tipos de motores eléctricos existentes.

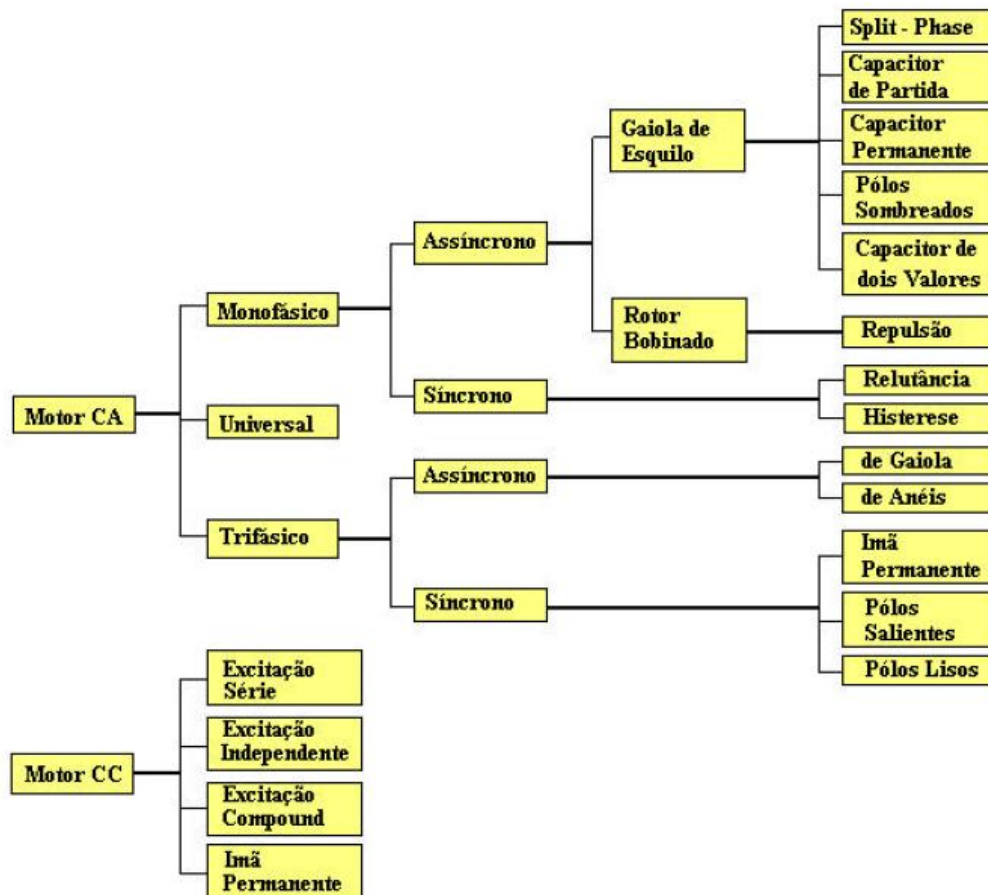


Figura 22 - Tipos de motores eléctricos (WEG, 2010)

Neste trabalho apenas serão abordados os motores assíncronos trifásicos.

Na Figura 23 pode visualizar-se um motor assíncrono, assim como todos os elementos que o constituem.

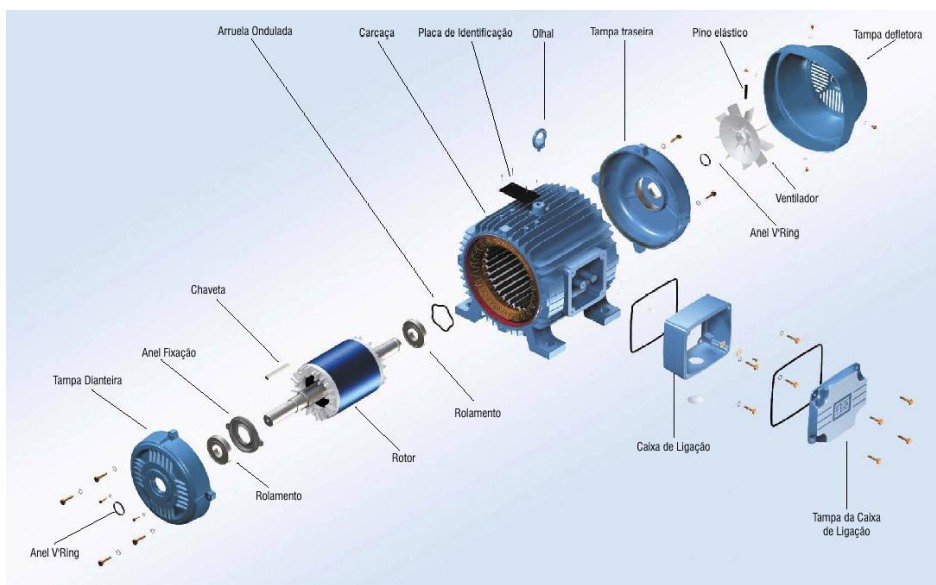


Figura 23 - Constituição de um motor assíncrono (ULIANA)

Um estudo realizado por WRTHY, et al., 1988, revelou que o motor de indução pode ser utilizado com sucesso como gerador trifásico auto-animado para aplicações a baixas potências. Este estudo foi realizado até potências de 100 KW. Investigadores como SMITH, 2008, WILLIAMS *et al.*, 1998, CHAPALLAZ *et al.*, 1990, DEMETRIADES, 2000, entre outros, têm vindo a desenvolver vários estudos utilizando motores assíncronos, como geradores de indução para a geração de energia em locais isolados da rede eléctrica. Estes referem que é adequada a sua utilização e que podem ter menores custos associados para pequenos aproveitamentos hidroeléctricos.

Na Figura 24 pode-se observar o princípio de funcionamento de um motor enunciado por FRANCISCO, 2009.

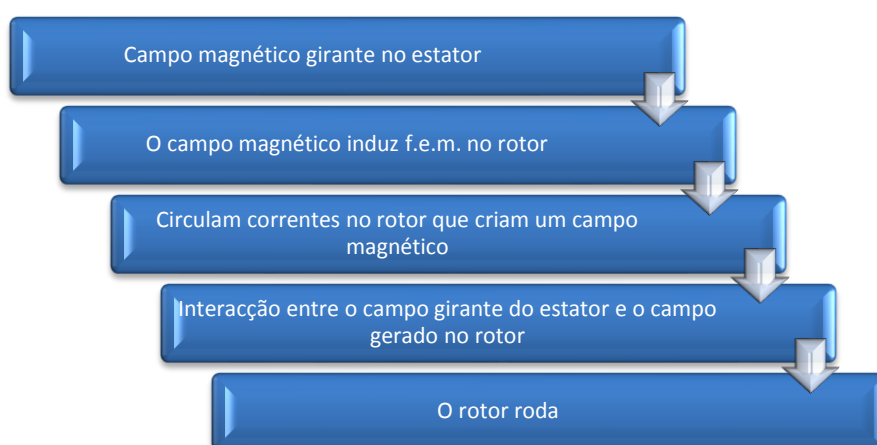


Figura 24 - Princípio de funcionamento de um motor adaptado (FRANCISCO, 2009)

De seguida pode observar-se uma placa característica com a informação relativa a um motor trifásico.

ABB		ABB Motors			CE	
3-motor M2QA 90 S2 A					IEC 34-1	
3GQA091101-ASA					EFF2	
6205/C3		6205/C3		IP 55		Ins.cl F
V	Hz	r/min	kW	cosφ	A	
220-240Δ	50	2850	1.5	0.87	5.58	
380-420Y	50	2850	1.5	0.87	3.23	
440-480Y	60	3420	1.73	0.87	3.30	
No 329 11117711				21 kg		

Figura 25 - Placa de características de um motor eléctrico trifásico (FRANCISCO, 2009)

Os receptores indutivos e capacitivos reais têm a capacidade de armazenar energia. Nestes casos existem as potências activas e reactiva. A potência activa determina-se através de $P = V I \cos \varphi$, em que $\cos \varphi$ é o chamado factor de potência. A potência reactiva determina-se através de por $Q = V I \sin \varphi$.

O conjunto das potências activa e reactiva fornecidas (ou recebidas) a um destes receptores é outra potência designada por potência aparente. Esta potência representa-se por S , determina-se a partir de $S = V I$ e a unidade S.I. em que se exprime é Volt Ampère (VA). Também é possível determinar S através da expressão $S = V I = Z I^2$, em que Z é a impedância do receptor ou do conjunto de receptores. Estas potências relacionam-se da seguinte forma: $S = \sqrt{P^2 + Q^2}$.

2.9.1 Selecção de motores de indução para funcionar como geradores

Um gerador pode ser síncrono ou assíncrono. Muitas bombas possuem disponíveis motores de indução directamente acoplados que ao serem auto-excitados podem ser usados como um gerador. Este tipo de unidade é mais económica do que se for obtida em separado da BFT ou mesmo do que um gerador síncrono (SMITH, 2008).

Pereira (2003) afirma que é possível um motor de indução funcionar como gerador isolado de qualquer rede eléctrica, desde que exista algum dispositivo conectado aos seus terminais para fornecer uma potência reactiva, S , solicitada pelo gerador e por qualquer carga conectada.

Os geradores de indução são mais fáceis de obter em países pouco industrializados. O rotor é mais forte do que o de um gerador síncrono e não pode ser danificado mesmo que a carga seja desconectada do gerador e a velocidade de deslizamento da BFT aumente. Outra vantagem do gerador de indução advém do facto de conseguir suportar uma sobrecarga de

corrente sem queimar, uma vez que este não se excita automaticamente, deixando de gerar energia nestas condições (WILLIAMS *et al.*, 1998), (SMITH, 2008).

Os motores de indução com rotores de gaiola são de longe os mais apropriados para funcionarem como geradores.

CHAPALLAZ, *et al.*, 1990, partindo de dados experimentais, descreve uma proposta para a selecção de motores de indução para funcionar como geradores assíncronos. A metodologia proposta pelo autor será apresenta-se seguidamente.

Através dos dados da selecção da bomba pode calcular-se a potência do eixo, através da seguinte equação:

$$P_{mec} = 9.81Q_{nt}H_{nt}\eta_t \quad (49)$$

Em que P_{mec} é a potência mecânica.

Com o valor anterior procede-se à selecção do motor que vai funcionar como gerador retirando o valor de P do gráfico que se apresenta;

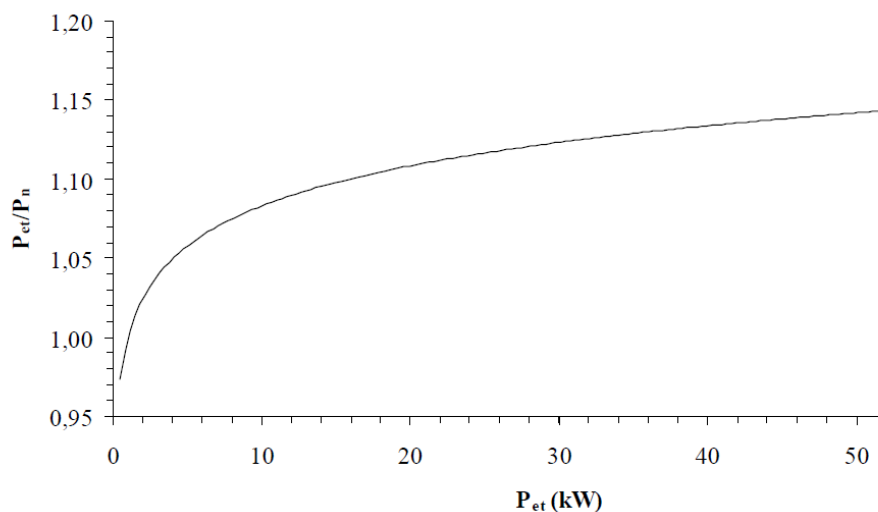


Figura 26 - Pré-selecção do motor a ser utilizado como gerador (CHAPALLAZ, *et al.*, 1990)

2.9.2 Sistema de ligação a geradores de indução trifásicos

Os motores industriais trifásicos possuem uma caixa de ligação, esta possui uma placa com seis bornes marcados de acordo com a norma EN 60034-8. Os bornes têm como função ligar entre si os enrolamentos do motor e efectuar a ligação à rede eléctrica. A disposição dos bornes permite ao motor através de um shunt colocar o motor a funcionar através de uma ligação em estrela ou em triângulo.

Para que um motor entre em funcionamento é necessário que o binário de arranque seja superior ao binário resistente (carga accionada mais atritos) (FRANCISCO, 2009).

Para pequenos sistemas (menores que 15KW), é recomendado a utilização de um sistema de distribuição monofásico, a menos que seja requerido por parte do motor uma potência trifásica. No entanto, para linhas de transmissão longas o uso de uma distribuição trifásica pode reduzir o preço do cabo até 70%. Só a carga hidráulica principal do gerador for superior a 500 m é que deve ser considerada a transmissão trifásica.

A transmissão monofásica tem a vantagem de não necessitar de um escorregamento de três partes iguais, que podem ser difíceis de alcançar. Os geradores monofásicos síncronos estão disponíveis até 15 KW, as máquinas monofásicas de indução normalmente não estão disponíveis para saídas superiores a 4 KW. Uma alternativa será a utilização de um gerador de indução trifásico com uma saída monofásica com uma ligação "C-2C" demonstrada na Figura 27.

Neste sistema, a carga está ligada a uma fase enquanto as correntes no gerador são equilibradas (para um valor de carga particular). Mesmo para potências menores a 4 KW a ligação de um gerador trifásico pode ser mais apropriada do que um gerador monofásico. Uma máquina monofásica é provavelmente mais dispendiosa e menos eficiente que uma máquina equivalente trifásica.

A conexão de uma máquina de indução deve ser em delta para 220/240 V se esta for a tensão monofásica necessária.

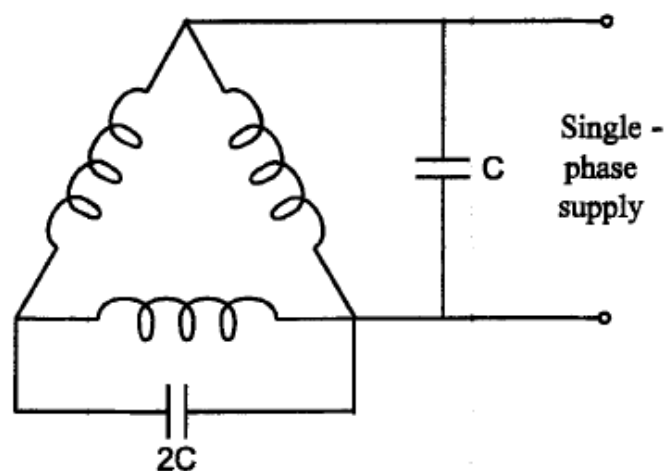


Figura 27 - Saída monofásica para um gerador de indução trifásico (WILLIAMS, et al., 1998)

2.9.2.1 Dimensionamento de condensadores

O gerador de indução é capaz de fornecer potência activa para uma carga, contudo não tem a capacidade de gerar potência reactiva para si nem para outros equipamentos. Se o gerador estiver ligado à rede, a energia reactiva poderá ser fornecida por esta, mas se este estiver a operar isolado da rede a energia reactiva é necessário a utilização de condensadores tanto para o gerador como a carga que estiver ligada à placa dos bornes (VIANA *et al.*, 2004).

Lopes (2003) afirma que, para dimensionar condensadores para o funcionamento do motor de indução como gerador auto-excitado, o ideal é conhecer a curva de magnetização do motor e, então, determinar a reactância capacitiva necessária à auto-excitação do gerador. Isso pode ser fornecido pelo fabricante ou adquirido em laboratório. Porém, na falta da curva de magnetização, os condensadores para o funcionamento do motor de indução como gerador pode ser determinado pela potência aparente, sem carga, da máquina a funcionar como motor.

A capacidade dos condensadores determina a tensão e a velocidade com que o gerador funcionará (WILLIAMS, 1995).

A formulação de CHAPALLAZ *et al.*, 1990 para calcular a capacitância, para a auto-excitação do motor de indução com os condensadores ligados em paralelo, é dado por:

$$C = \frac{S_g}{3V^2 2f\pi} 10^9 \quad (50)$$

$$S_g = \frac{\text{sen}(\varphi_g)}{\text{cos}(\varphi_m)} S_m \quad (51)$$

$$N_g = \frac{240}{p} - N_m \quad (52)$$

Em que:

C é a capacitância do motor;

S_g é a potência do gerador;

S_m é a potência do motor.

A relação $\text{sen}(\varphi_g)/\text{sen}(\varphi_m)$ é função da potência nominal do motor e pode ser determinada através da Figura 28.

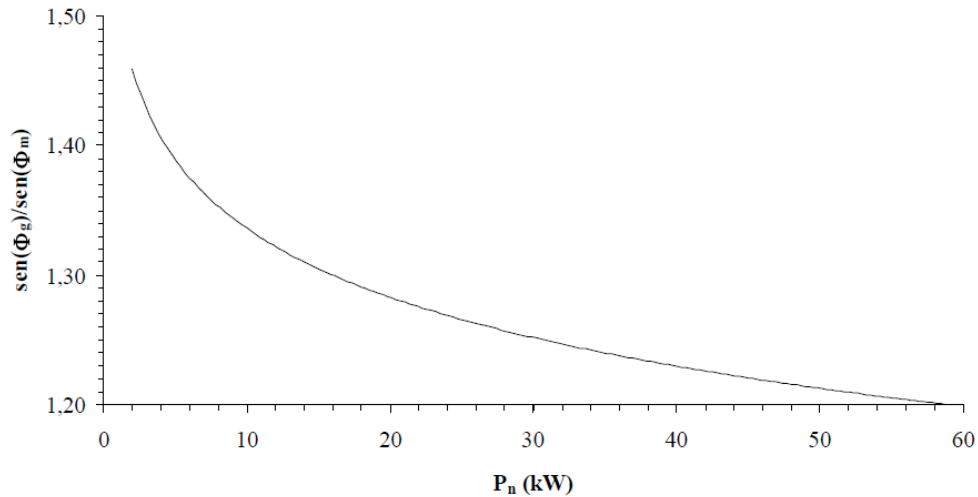


Figura 28 - Relação do sen (φ) do gerador e do motor (CHAPALLAZ, et al., 1990)

A potência eléctrica que a máquina poderá gerar é dada por:

$$P_{elg} = \frac{\cos(\varphi_g)}{\cos(\varphi_m)} P_{padr\tilde{a}o} \quad (53)$$

Em que:

P_{elg} é a potência eléctrica do gerador;

$P_{padr\tilde{a}o}$ é a potência padrão do motor;

φ_m é o rendimento do motor.

O factor de potência da máquina assíncrona a funcionar como gerador ($\cos(\varphi_m)$) pode ser estimado com base no factor de potência do motor, encontrado no catálogo do fabricante e pela relação representada na Figura 28.

Assim, a potência mecânica do gerador de indução e o rendimento são obtidos pelas seguintes equações:

$$P_{mec} = P_{elg} + P_n \left(\frac{1}{\eta_m} \right) - 1 \quad (54)$$

Em que:

P_n é a Potência nominal do motor;

η_g é o rendimento do gerador.

$$\eta_g = \frac{P_{elg}}{P_{mec}} \quad (55)$$

A metodologia de SMITH, 2008 para o cálculo da capacitância para auto-excitação de um motor utiliza as várias potências constituintes de um motor, assim como a intensidade da corrente e a tensão. A formulação é descrita nas equações seguintes. Esta formulação é utilizada para calcular a capacitância requerida para a correcção da potência para uma carga máxima com uma ligação C-2C.

$$S = \sqrt{3VI} \quad (56)$$

$$P_{real} = S \cos\phi \quad (57)$$

$$Q = \sqrt{S^2 - P_{real}^2} \quad (58)$$

$$Q_{fase} = \frac{Q}{3} \quad (59)$$

$$V_{fase} = V_{line} \quad (60)$$

$$I_{fase} = \frac{Q_{fase}}{V_{fase}} \quad (61)$$

$$C = \frac{I}{2\pi fV} \quad (62)$$

Em que:

- Q é a potência reactiva;
- P_{real} é a potência real;
- Q_{fase} é a potência por fase;
- S é a potência aparente;
- V é a tensão;
- C é a capacitância do condensador;
- I é a intensidade da corrente.

Em que S (VA) é a potência aparente trifásica com o motor sem carga, P_{real} a potência real do motor (W), Q é a potência reactiva (VAR), V a tensão (V) e I a intensidade da corrente (A) e C a capacitância de um condensador (μF).

Ilustra-se na Figura 29 o triângulo das potências de forma a efectuar o cálculo da potência reactiva que irá equilibrar a carga no motor.

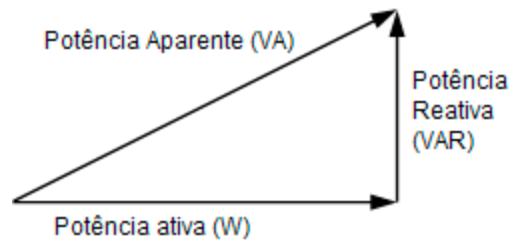


Figura 29 - Triângulo de potências (FRANCISCO, 2009)

De acordo com SMITH, 2008, deve-se considerar o tipo de conexão com que a máquina irá trabalhar. Assim têm-se estrela ou delta C-2C, trifásico ou monofásico.

2.9.3 Válvulas

É usual colocar uma válvula no final da tubagem, imediatamente a montante da entrada da turbina. A válvula não se deve fechar rapidamente, caso contrário ocorrerá um aumento da pressão na tubagem. É recomendável a utilização de uma válvula de cunha ou de borboleta. O custo da válvula pode ser menor, se a válvula for inserida logo a montante da turbina, dado que a conduta tem um diâmetro menor quando comparado com a conduta principal. Existe ainda a vantagem de que o caudal vai diminuindo de uma forma equilibrada reduzindo os transitórios hidráulicos (SMITH, 2008).

2.9.4 Sistema eléctrico

Existem várias opções para a elaboração do sistema eléctrico a ser instalado na BFT. A escolha deve ser feita consoante o tipo de gerador, o número de fases e o tipo de controlador a ser utilizado.

2.9.5 Controlo da saída eléctrica

Os sistemas para centrais microeléctricas simples são aqueles que têm uma carga eléctrica constante. Este tipo de sistemas é normalmente usado em países em desenvolvimento, ou seja, são usados algumas horas durante a noite para o fornecimento de energia eléctrica. As luzes são accionadas ao mesmo tempo de modo a que a carga sobre a BFT seja constante e a tensão permaneça estável.

A tensão e a frequência produzida por um gerador necessitam de ser controladas para salvaguardar o equipamento. Este tipo de equipamento conectado numa aldeia de um país em desenvolvimento é improvável que se danifique, se a tensão for mantida entre -25% e 10% e a frequência não exceder 5% do valor nominal. Se a carga for resistiva (aquecedores, luzes de incandescência, etc) então a frequência pode variar mais do que o referido anteriormente. Os sistemas fixos são baratos e de fácil instalação, mas tem como desvantagem o facto de serem inflexíveis. Além da opção da carga ser fixa existem outras três maneiras de controlar um gerador de uma micro central sendo estas:

- Manual Governing of the turbine - Ajuste da válvula consoante a alteração da tensão e frequência do gerador (favorável à utilização de válvulas automatizadas), sendo um gerador de indução esta opção pode ser utilizada visto que não há perigo de sobrecarga;
- Electronic Load Control;
- Manual Governing of the Electrical Load.

Um motor de indução monofásico pode ser usado como gerador. No entanto, os problemas podem surgir aquando da excitação e na determinação do tamanho e disposição dos condensadores necessários. Ainda assim, os motores monofásicos são mais caros que os motores trifásicos e só estão disponíveis apenas para pequenas potências.

É possível usar um motor trifásico como um gerador monofásico, sendo esta uma abordagem preferida para proporcionar uma alimentação monofásica. O método para obter uma saída monofásica para uma máquina trifásica é o seguinte:

- Usar uma máquina trifásica de indução apropriada para 240/415 V, operação e ligação em delta;
- Calcular a capacitância por fase, C , requerida para um funcionamento trifásico em delta;
- Em vez de ligar C a cada fase unem-se duas vezes C a uma fase C e nenhuma capacitância à terceira fase. Esta ligação é conhecida como a conexão C-2C. A carga deve ser unida através da fase de C , como ilustrado na Figura 27. Este acordo desequilibrado da capacitância ajuda a compensar a carga desequilibrada do gerador.

Para a utilização da conexão C-2C é essencial assegurar que o sentido de rotação do rotor da máquina está correcto em relação às fases. Se os condensadores estiverem dispostos correctamente a fase C irá produzir o seu pico de tensão antes da fase de $2C$. Se ocorrer o inverso, o gerador será executado de forma ineficiente e provoca sobreaquecimento.

É possível determinar a rotação correcta dos enrolamentos. No entanto, é muito fácil cometerem-se erros, como por exemplo ligar incorrectamente as bobinas. A rotação correcta deve ser verificada através do funcionamento da máquina com ambas as sequências de fase.

Esta é uma tarefa relativamente simples. A rotação correcta pode ser determinada pela medição da potência ou das intensidades do enrolamento (SMITH, 2008).

O condensador é um componente eléctrico constituído pelo conjunto de dois condutores (armaduras) separados por um isolante (dieléctrico). O condensador é carregado electricamente pela transferência da carga Q de outro condutor, de forma que uma das armaduras fique com carga $+Q$ e a outra armadura fique com carga $-Q$.

Quando se faz referência à carga do condensador indica-se sempre a carga da armadura electrizada positivamente (Figura 30).



Figura 30- Condensadores de corrente alternada de 6, 8, 10, 12, e 60 μ F (<http://www.supplierlist.com>)

Os motores de indução necessitam de ser instalados sob corrente para proteger os enrolamentos da corrente em excesso, não causando assim sobreaquecimentos. O excesso de corrente pode advir de uma sobrecarga ou de uma perda de carga.

O perigo com as perdas de carga resulta do gerador rodar a uma velocidade superior, por isso a tensão e a frequência aumentarão.

Se o sistema trifásico for instalado a sequência das fases devem ser verificadas para garantir uma rotação correcta para a utilização de qualquer carga utilizada num motor trifásico.

Se um sistema monofásico é utilizado em C-2C é essencial a correcta sequência das fases de modo a evitar o sobreaquecimento do gerador.

3 Caso de Estudo

3.1 Modelação do sistema adutor

3.1.1 Introdução

Através da revisão bibliográfica aperfeiçoaram-se os conhecimentos sobre os assuntos abordados nesta dissertação, tais como: modelação numérica, utilização do EPANET para a modelação de sistemas adutores, aproveitamento energético, bombas a funcionar como turbinas, motores a funcionar como geradores, metodologia utilizada para a conversão de um motor trifásico para monofásico e dimensionamento de condensadores.

Com a perspectiva de alcançar os objectivos propostos elaborou-se, inicialmente, um estudo numérico e posteriormente, um ensaio *in situ* no sistema adutor, de modo a avaliar o funcionamento da bomba a operar em modo de turbina e comparar a energia produzida com a obtida numericamente.

O estudo numérico foi realizado no EPANET e o ensaio *in situ* numa adutora das Águas da Covilhã. Para a modelação foram utilizados os dados de cadastro da empresa e medições de campo realizadas pela mesma. Estes dados foram introduzidos no EPANET e simulados. Através do ensaio *in situ* obtiveram-se os resultados referentes ao desempenho da BFT. Nos subcapítulos descreve-se as várias etapas deste trabalho.

3.1.2 Caracterização do Sistema Adutor

Para este tipo de estudos, uma das variáveis mais relevantes é a identificação do local onde deve ser implementada a instalação, bem como o conhecimento da sua topografia. Este facto prende-se com a rentabilidade em termos energéticos do sistema.

O troço da adutora em estudo, é gerido pela empresa Águas da Covilhã EM, situa-se na encosta da Serra da Estrela, freguesia de S. Martinho, conselho da Covilhã. Na Figura 31 apresenta-se o enquadramento da zona em estudo, numa carta topográfica, e mais pormenorizadamente o traçado em planta da conduta, identificada a azul, com as respectivas curvas de nível.

Para a selecção da conduta adutora foi tido em conta as características necessárias para a instalação dos equipamentos do ensaio e as respectivas alterações no traçado da rede, nomeadamente a instalação de um by-pass à válvula redutora de pressão a ser estudada.

A conduta adutora, em termos altimétricos, acompanha o desenvolvimento do terreno. Na Figura 32 representa-se o seu perfil longitudinal bem como a localização dos acessórios existentes na conduta.

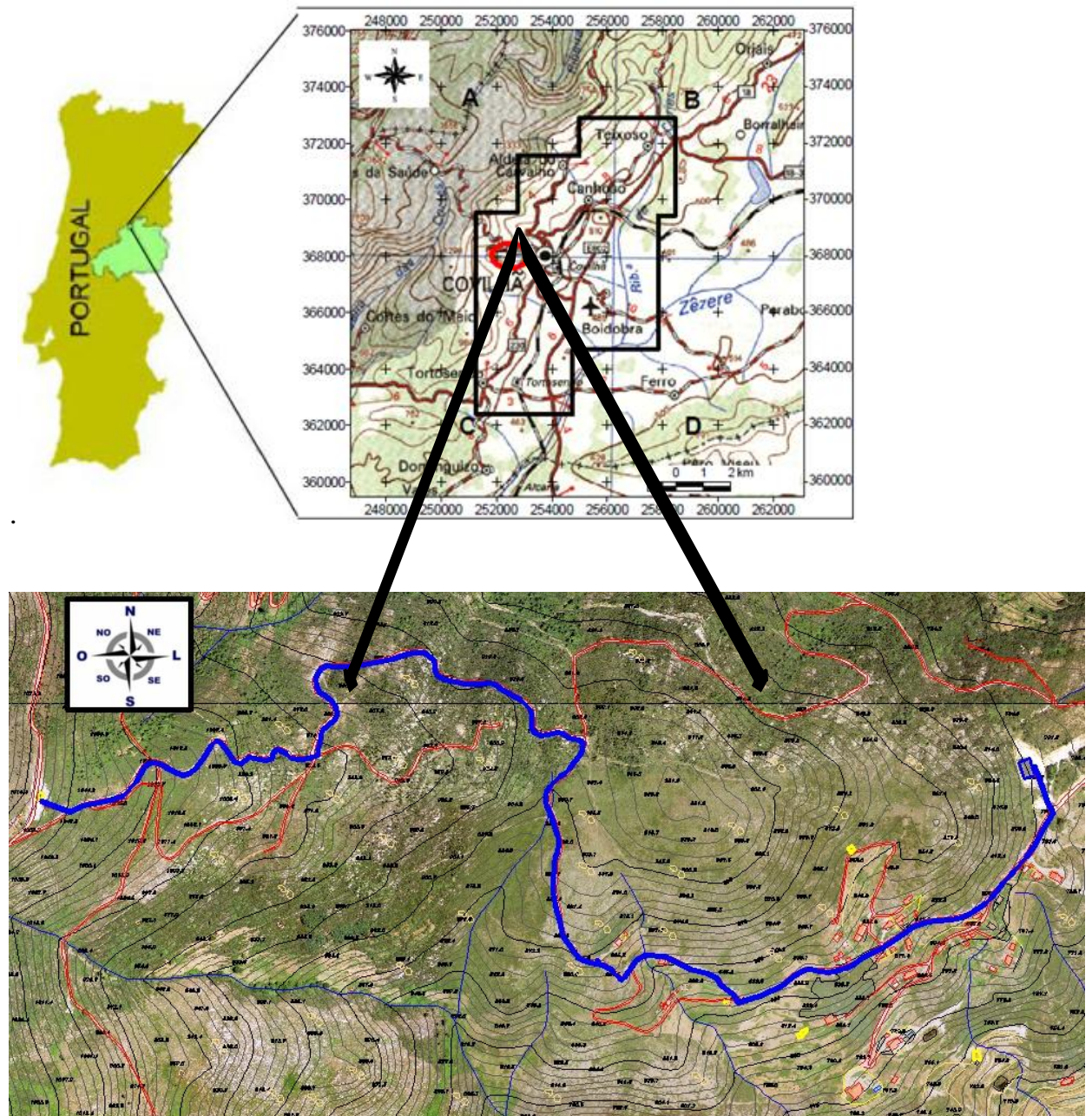


Figura 31 - Enquadramento da zona em estudo

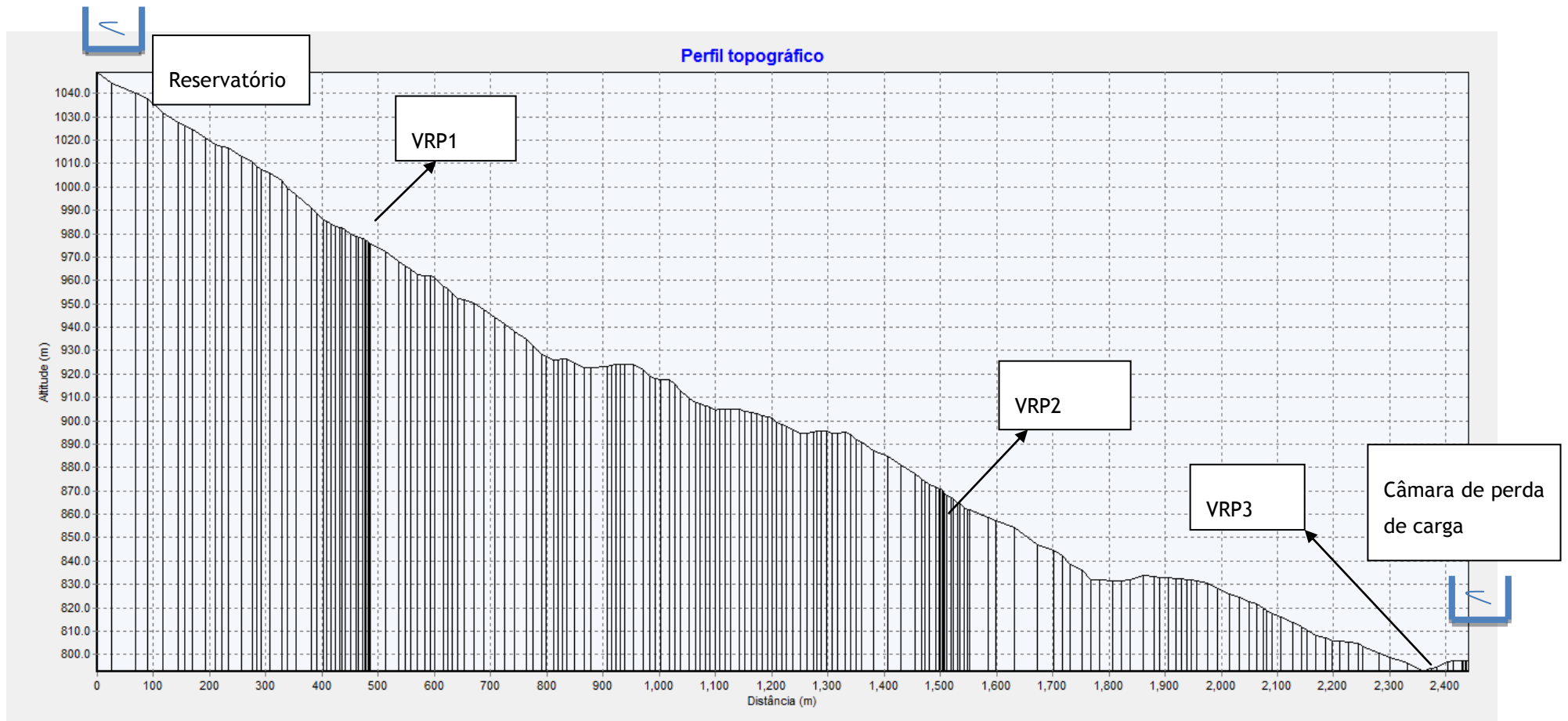


Figura 32 - Perfil longitudinal da conduta em estudo e localização dos acessórios

3.1.3 Dados de cadastro e construção do modelo

Os dados de cadastro foram fornecidos pela entidade gestora. Estes elementos contêm os diâmetros, material que constitui as tubagens, localização dos reservatórios, válvulas, entre outros acessórios que controlam o funcionamento do sistema.

Além dos elementos de cadastro a empresa instalou equipamentos de medição no ponto de entrega do sistema (câmara de perda de carga) um caudalímetro a montante da VRP3 e medidores de pressão a montante e jusante das VRP3. Para a obtenção dos resultados que podem ser observados nos próximos capítulos também foram utilizados os mesmos aparelhos de medição, sendo que não existiu qualquer tipo de selecção nos aparelhos. Nas figuras seguintes pode observar-se os medidores utilizados bem como o transmissor de dados para medição do caudal.



Figura 33 - Equipamento de monitorização: a) datta-logger; b) caudalímetro; c) medidor de pressão

Na

Tabela 2 apresenta-se a informação necessária para a construção do modelo em estudo no EPANET.

Tabela 2- Informação para a construção do modelo

ELEMENTOS	INFORMAÇÃO
Reservatórios	Coordenadas Cotas Nível de funcionamento
Tubagens	Comprimento Diâmetro Material Coeficiente de rugosidade
Nós	Cotas Consumos
Válvulas	Localização Tipo Diâmetro Parâmetro de controlo Estado (Aberto/fechado)

Com o apoio das Águas da Covilhã foram medidos os restantes dados relativos à VRP3, a montante e jusante da mesma e também o caudal no ponto de consumo que se encontra no final do sistema em estudo apresentados na Tabela 3 e Tabela 4.

Tabela 3 - Valores relativos ao caudal no ponto de entrega

Dia 16-11-2009		
Hora	Caudais [l/s]	Factorização horária
00:00:00	11,508	1,00
01:00:00	11,516	1,00
02:00:00	11,511	1,00
03:00:00	11,511	1,00
04:00:00	11,500	1,00
05:00:00	11,508	1,00
06:00:00	11,519	1,00
07:00:00	11,516	1,00
08:00:00	11,522	1,00
09:00:00	11,525	1,00
10:00:00	11,511	1,00
11:00:00	11,522	1,00
12:00:00	11,522	1,00
13:00:00	11,525	1,00
14:00:00	11,516	1,00
15:00:00	11,513	1,00
16:00:00	11,513	1,00
17:00:00	11,513	1,00
18:00:00	11,502	1,00
19:00:00	11,519	1,00
20:00:00	11,511	1,00
21:00:00	11,505	1,00
22:00:00	11,5111	1,00
23:00:00	11,5111	1,00
Média	11,519	24,00

Tabela 4 - Valores relativos ao nó a montante e a jusante da VRP3

Dia 16-11-2009			Dia 16-11-2009	
Hora	Pressão montante VRP3, N118		Pressão jusante VRP3, N119	
	[bar]	[mca]	[bar]	[mca]
16:00:00	8,563	87,377	1,978	20,183
17:00:00	8,574	87,489	1,969	20,091
18:00:00	8,576	87,510	1,969	20,091
19:00:00	8,574	87,489	1,967	20,071
20:00:00	8,574	87,489	1,967	20,071
21:00:00	8,576	87,510	1,967	20,071
22:00:00	8,576	87,510	1,972	20,122
23:00:00	8,576	87,510	1,971	20,112
00:00:00	8,576	87,510	1,971	20,112
01:00:00	8,576	87,510	1,976	20,163
02:00:00	8,578	87,530	1,969	20,091
03:00:00	8,582	87,571	1,972	20,122
04:00:00	8,580	87,551	1,969	20,091
05:00:00	8,586	87,612	1,974	20,142
06:00:00	8,586	87,612	1,978	20,183
07:00:00	8,584	87,591	1,985	20,255
08:00:00	8,584	87,591	1,972	20,122
09:00:00	8,582	87,571	1,976	20,163
10:00:00	8,580	87,551	1,978	20,183
11:00:00	8,578	87,530	1,982	20,224
12:00:00	8,580	87,551	1,972	20,122
13:00:00	8,578	87,530	1,967	20,071
14:00:00	8,576	87,510	1,974	20,142
15:00:00	8,576	87,510	1,974	20,142
Média	8,577	87,530	1,972	20,131

A válvula redutora de pressão é uma DN150, à qual corresponde um diâmetro de entrada de 457mm e um diâmetro de saída de 650mm. Apresenta-se na Figura 34 a válvula redutora de pressão em corte.



Figura 34 - Representação da VRP em corte e dimensões de entrada e saída (IRUA 2010)

Com os dados de cadastro procedeu-se à simulação do sistema no EPANET. Este software tem como principais vantagens o facto de ser gratuito e de fácil utilização. Dentro dos três tipos de modelos de simulação do programa, e devido ao tipo de análise, optou-se inicialmente por um modelo de regime permanente estático, ou seja, um cenário de consumo referente a um dado instante de tempo. Posteriormente, para variar o caudal e simular o estudo experimental efectuou-se uma simulação em regime dinâmico.

O ficheiro facultado pela empresa Águas da Covilhã estava com extensão DWG, o que facilitou a importação para a extensão INP que é a utilizada pelo programa EPANET. Esta conversão possibilita que a planta inicialmente no AUTOCAD possa ser representada no EPANET, convertendo linhas em tubagens e os pontos de cada intercepção de linhas em nós, obtendo de imediato os comprimentos das tubagens no EPANET.

A conversão não permite a introdução automática dos reservatórios, nem informações topográficas ou quaisquer outros órgãos constituintes da rede, tendo estes que ser inseridos no próprio programa.

Em termos de unidades de dados referentes ao modelo foram utilizadas as que se encontram representadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Parâmetros principais e respectivas grandezas do modelo

ELEMENTOS	PARÂMETROS	UNIDADES
Reservatórios	Cota	m
	Diâmetro (reservatórios)	m
	Volume	m ³
Tubagens	Rugosidade equivalente	mm
	Diâmetro (condutas)	mm
	Comprimento	m
	Caudal	l/s
Válvulas	Coefficiente de perda de carga	m/Km
Nós	Velocidade	m/s
	Factor de Resistência	(-)
	Consumo	l/s
	Carga Hidráulica	m
	Pressão	m

3.1.3.1 Reservatórios

O sistema em estudo possui um reservatório, sendo este de nível fixo. O RNF estabelece uma condição de fronteira que pode representar uma origem ou um destino de água, cuja capacidade se pode considerar ilimitada, não influenciado pelas condições hidráulicas.

O reservatório situa-se a uma cota de 1063m e tem um nível de água de 3m. Existe uma diferença de cotas entre o RNF e o ponto de entrega de aproximadamente 266m.

3.1.3.2 Tubagens

Na Tabela 6 apresenta-se a informação referente ao tipo, comprimento e material da tubagem. A perda de carga contínua foi estimada pela fórmula de Darcy-Weisbach, em que os coeficientes utilizados foram de 0,0014 para o PVC e de 0,0017 para o PEAD. Estes foram considerados tendo em conta a da tubagem.

Tabela 6 - Características das tubagens

MATERIAL	COMPRIMENTO (m)	DIAMETRO (mm)
PVC	2420	160
PEAD	65	160

3.1.3.3 Válvulas

Como já foi referido anteriormente apenas serão aplicadas as VRP e a VG. Assim, no sistema em estudo existem três válvulas redutoras de pressão: VRP1, VRP2 e VRP3 com diâmetros de 150mm (ver Figura 34 e Figura 35). Os parâmetros de controlo utilizados para a VRP1 foi de 10,2m, para a VRP2 foi de 24.5m e para a VRP3 foi de 20,4m.

O estado de todas as válvulas foi definido inicialmente como “None”, pois o objectivo é que estas actuem consoante o parâmetro de controlo inserido.

É através da válvula genérica que se pode simular uma BFT, como já foi referido anteriormente. Este processo permite que se tenha o mesmo efeito que numa VRP, reduzindo a pressão e obtendo energia do sistema.

A válvula genérica é utilizada aquando da substituição da válvula redutora de pressão 3. Para a VRP3 o programa utiliza um parâmetro de controlo que no caso é 20,4m e para a VG utiliza um parâmetro de controlo que é a curva de perda de carga.



Figura 35 - Válvula redutora de pressão 3

3.2 Instalação experimental

3.2.1 Introdução

Após a quantificação das perdas de carga em cada VRP existente no sistema em estudo, procedeu-se à execução de uma instalação experimental.

Para a sua realização, foram efectuadas adaptações no sistema adutor, de modo a permitir execução do ensaio, nomeadamente a montagem de um by-pass como pode ser observado na Figura 36, para o desvio do caudal que irá entrar na BFT.

Tendo em vista a avaliação da produção energética, estudaram-se várias metodologias para que se conseguisse um sistema rentável e com os menores custos possíveis associados. Assim, procedeu-se à utilização de uma bomba a funcionar como turbina, um motor a funcionar como gerador, sendo o último excitado através de condensadores. Por fim, foram ligadas cargas resistivas ao sistema de modo a quantificar a produção energética.

A montagem e execução experimental realizou-se *in situ*, mais precisamente no local de instalação da VRP3.



Figura 36 - By-Pass da instalação experimental

3.2.2 Bombas a funcionar como turbinas e motores como geradores

3.2.2.1 Introdução

Em condições ideais, a selecção da BFT deveria ser realizada da mesma forma que a selecção de uma bomba a funcionar como bomba (BFB), mas não é o que acontece. De facto, existe uma lacuna, resultante da falta de curvas características por parte da indústria, pois não

executam ensaios experimentais das BFT. Em países como Alemanha e Índia já existe a produção e comercialização deste tipo de bombas, as indústrias possuem as devidas curvas características, necessitando o cliente apenas de especificar o seu ponto de funcionamento.

O baixo número de fabricantes faz com que o custo associado a uma BFT seja quase tão elevado como se se tratasse de uma turbina clássica. Este aspecto deve-se à falta de competitividade por parte do mercado mundial e também pelo facto de actualmente os países se preocuparem com o aproveitamento energético em pequena escala.

Após a revisão de conteúdos e da modelação numérica realizou-se um estudo de uma bomba usual a funcionar como turbina. Esta tem como finalidade a produção energética para zonas isoladas e a substituição das válvulas redutoras de pressão, como foi demonstrado através da modelação numérica. Para atingir este objectivo procedeu-se à selecção da bomba e análise das metodologias utilizadas.

3.2.2.2 Selecção de bombas a funcionar como turbinas e motor a funcionar como gerador

A bomba a ser seleccionada é uma bomba radial e com uma potência hidráulica entre os 4 e 7 KW, Figura 19. Esta potência não consegue ser definida inicialmente devido ao facto de não se saber o rendimento da BFT.

O princípio de selecção de BFT baseia-se na conversão dos pontos característicos de uma BFB ou de uma BFT, dependendo do objectivo de utilização da bomba. As metodologias utilizadas baseiam-se em estudos empíricos e numéricos.

Para este trabalho calculou-se o ponto de funcionamento pelas várias metodologias descritas em 2.8.1.3.. Os resultados da selecção do melhor ponto de funcionamento da BFT, para cada metodologia, sem contabilizar o acoplamento ao motor, são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 - Resultados da conversão de uma bomba para uma BFT para a selecção da mesma

	Sharma	Stepanoff	Chapallaz	Viana	Média
Caudal BFT [m ³ /h]	28,292	32,655	25,920	34,422	30,474
Altura BFT [m]	40,243	44,280	38,398	57,136	42,262

O facto dos valores do método de Viana serem aqueles que têm uma maior discrepância deve-se à imposição inicial de 1800 a 3600 rpm, pois são os valores que o autor recomenda. Como neste caso de estudo a rotação da bomba é de 2900 rpm, nenhum destes valores se encontra próximo. O valor inicial de 1800 rpm não vai permitir que o n_{qa} se encontre entre os valores dos coeficientes estabelecidos através dos dados experimentais de Viana. Utilizando 3600 rpm, o valor já se começa a enquadrar, mas ainda assim, devido à discrepância entre os valores das rotações, os resultados não se tornam satisfatórios relativamente aos restantes autores.

Como foi referido anteriormente, Williams melhorou a expressão desenvolvida por Sharma, sendo a que reúne maior consenso por parte da comunidade científica, tendo sido aplicada neste trabalho.

Assim, para aplicar esta metodologia utilizaram-se as equações de Sharma para determinar o melhor ponto de funcionamento. Este processo é iterativo, e necessita de um valor inicial para o rendimento da bomba a funcionar como bomba, assumindo-se para este trabalho o valor inicial para o rendimento de 65%. Pesquisou-se nos catálogos de fabricantes uma bomba que satisfizesse o ponto de funcionamento das equações preferidas por Sharma.

Para a selecção da bomba pelos critérios atrás mencionados também se teve em conta a velocidade de rotação da bomba, pois esta deve ser baixa. Apesar do investimento inicial ser maior, possibilita menor desgaste, e menor manutenção. Para o caso de estudo, a rotação escolhida foi de 2900 rpm, estando a bomba e a sua rotação (2900 rpm) seleccionadas procedeu-se à identificação do motor que virá a ser utilizado como gerador. Aplicando a modificação de Williams e após algumas iterações concluiu-se que o rendimento é de 62% e ajustou-se à bomba escolhida. O motor seleccionado é um motor de 2 pólos com uma rotação de 2929 e uma potência de 7,5 KW. Através da velocidade do motor calcularam-se, assim, os novos pontos de funcionamento, apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 - Pontos de funcionamento corrigidos

	Williams	Stepanoff	Chapallaz	Viana	Média
Caudal BFT [m³/h]	26,285	30,639	24,721	32,830	28,462
Altura BFT [m]	35,195	38,981	34,929	51,974	37,088

Esta selecção teve em linha de conta a impossibilidade de seleccionar uma bomba com menor rotação, devido às opções oferecidas pelo fabricante pretendido para o ponto de

funcionamento calculado. Esta selecção teve também a intenção de reduzir os custos de aquisição e o fabrico em território nacional.

Na Figura 37 observam-se as curvas características para uma bomba 40-200 NNJM bem como o ponto de funcionamento calculado pelas equações de Sharma e Williams.

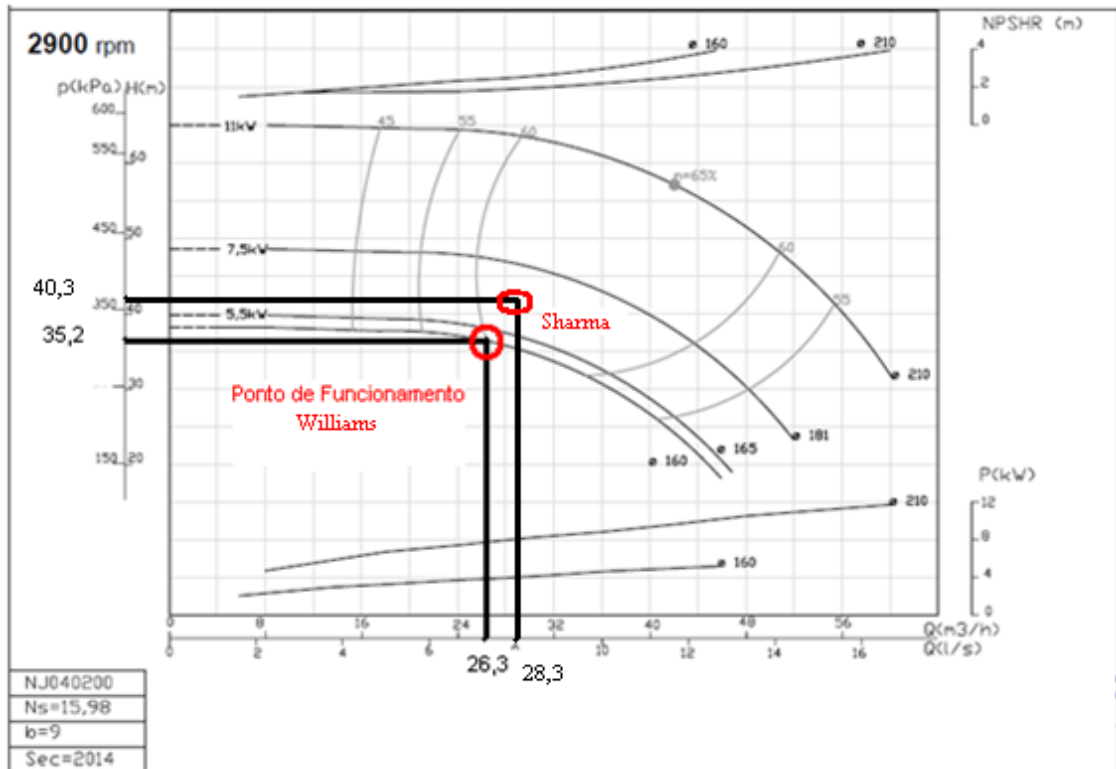


Figura 37 - Curvas características (EFAFLU, 2010)

O valor do rendimento poderia ter sido mais elevado garantindo mais potência hidráulica, mas pretendeu-se apostar também na indústria nacional bem como no menor preço praticado em comparação com as demais indústrias contactadas.

É de notar que esta selecção teve em conta todas as considerações propostas por todos os autores mencionados.

A metodologia utilizada foi então a implementada por WILLIAMS, 1995. A Bomba seleccionada foi uma bomba centrífuga monobloco 40-200 NNJM.

Pode observar-se a bomba com o pormenor das referências da bomba evidenciadas na chapa. No anexo II encontra-se a informação do catálogo do fabricante Figura 38.

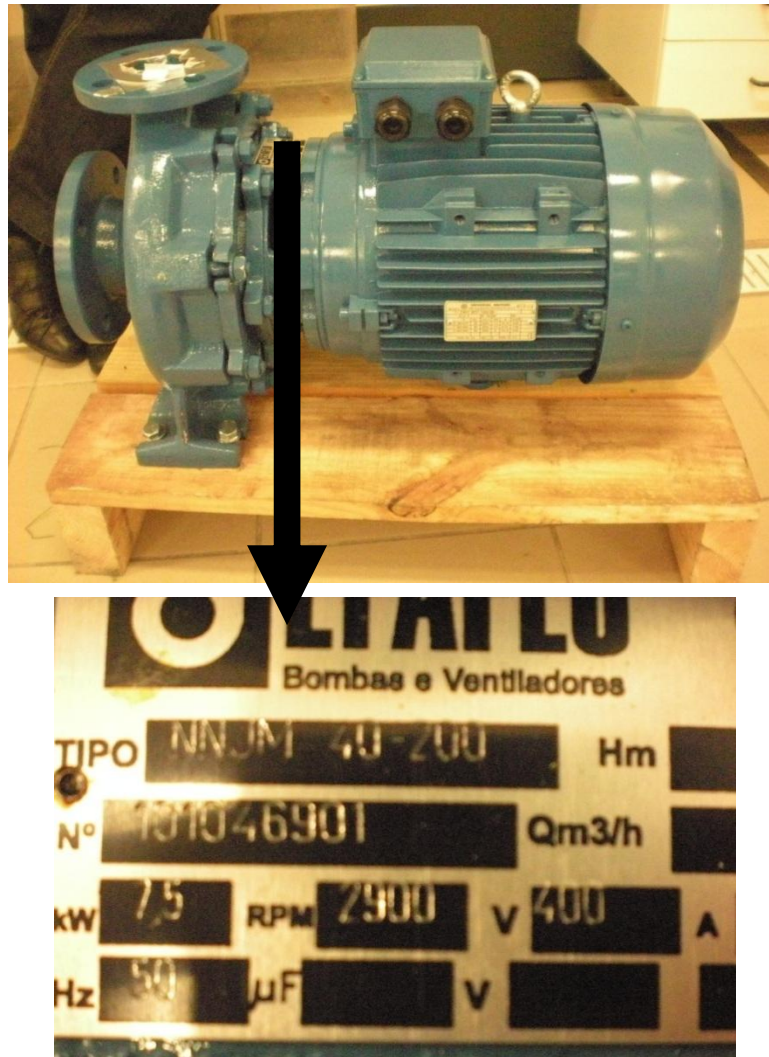


Figura 38 - Bomba seleccionada com especificação da chapa de características

O motor utilizado é um motor de indução trifásico com o rotor de gaiola. A sua selecção baseou-se no método proposto por diversos autores referidos no capítulo 2.8.1.3. Os factores mais importantes referidos por estes são o factor económico, a facilidade de manutenção e a durabilidade do motor.

Na Figura 39 observa-se a placa com a informação característica do motor como é o exemplo da tensão, do factor de potência, da intensidade da corrente, velocidade de rotação síncrona e o tipo de ligação para o arranque.

IEC34-1						UNIVERSAL MOTORS		(UM) Equipamentos Electromecânicos S.A.		EFF 2		CE	
3 ~		MOT BF31 132S-2				N.							
Is.cl. F		IP 55		IM		SP							
V		Hz		min-1		kW		A		COSφ			
△ 380-415		50		2920		7.5		14.14		0.88			
Y 660-690		50		2920		7.5		8.16		0.88			
△ 440-480		60		3500		9		14.14		0.90			
6308 2Z C3								6308 2Z C3					

Figura 39 - Placa com as características do motor de indução referente à bomba seleccionada

A potência do motor e conseqüentemente a intensidade da corrente variam com a bomba, pois a moto-bomba deve ter energia suficiente para elevar a água às alturas pretendidas. O motor vem directamente acoplado à bomba, ou seja, aceitou-se a potência do mesmo e teve-se em conta a potência hidráulica gerada pela bomba.

A caixa de ligação para o arranque do motor é visível na Figura 40. A ligação que se observa é uma ligação em triângulo das bobinas do motor. Esta informação também é visível na parte interior da tampa da caixa de ligação.

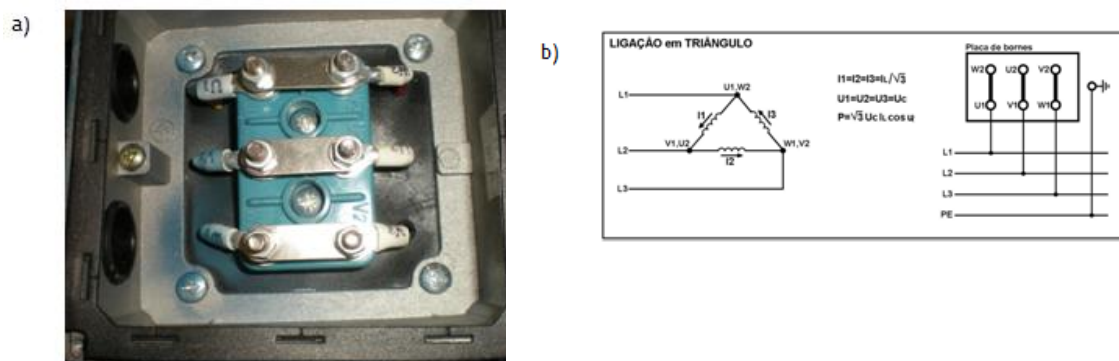


Figura 40 - Pormenores da ligação: a) bomba a utilizar; b) exemplo esquemático

3.2.3 Condensadores para excitação do motor

3.2.3.1 Introdução

Os motores de indução para um funcionamento sem acesso à rede eléctrica necessitam de energia reactiva. Esta energia pode ser fornecida por condensadores ligados ao gerador.

A ligação dos condensadores ao motor a funcionar como gerador é descrita a seguir bem como as cargas resistivas.

3.2.3.2 Ligação dos condensadores

Para uma ligação correcta é necessário um dimensionamento correcto. Assim, o dimensionamento dos condensadores depende do tipo de ligação. Tal Como referido anteriormente, existem dois tipos de ligação para a auto-excitação do motor, a ligação em estrela e a ligação em triângulo.

Se os condensadores estiverem ligados em estrela, será necessário que a capacitância seja três vezes maior do que a requerida para a ligação em triângulo, embora com menor tensão. No presente estudo, realizou-se a ligação em triângulo pois permitiu a utilização de condensadores mais reduzidos.

Visto que o objectivo será a ligação de um motor trifásico com saída monofásica de modo a que se possa ligar cargas resistivas, em vez de ligar C a cada fase unem-se duas vezes C a uma fase, C a uma segunda fase, e nenhuma capacitância à terceira fase. Assim, cria-se uma ligação C-2C (Figura 41), esta forma desequilibrada da capacitância ajuda a compensar a carga desequilibrada do motor a funcionar como gerador.

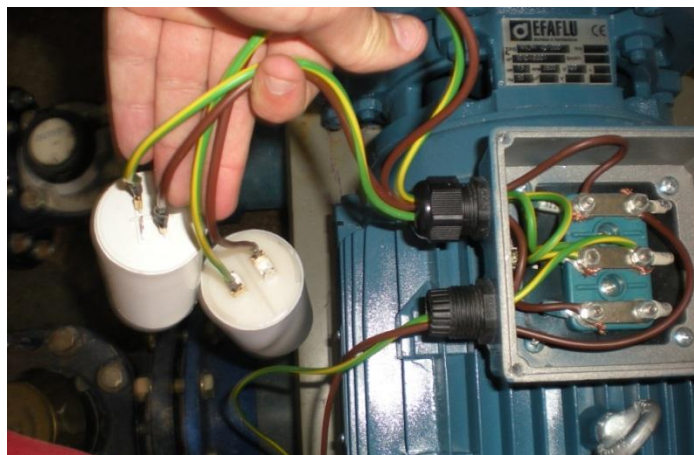


Figura 41 - Ligação dos condensadores C-2C

3.2.3.3 Selecc3o dos condensadores

A capacidade dos condensadores 3 determinada ap3s a selecc3o da bomba e do motor.

Devido ao facto de n3o se dispor da curva de magnetiza3o do motor, n3o foi poss3vel calcular de uma forma exacta a capacit3ncia requerida por este, para proceder 3 selecc3o dos condensadores, sendo necess3rio o c3lculo atrav3s de m3todos num3ricos ou experimentais.

A capacidade calculada foi dimensionada pelo m3todo num3rico proposto por SMITH, 2008.

Apresentam-se os valores dos v3rios par3metros propostos pelos autores assim como o resultado da capacit3ncia calculada por fase no m3todo de SMITH (2008) (Tabela 9).

Tabela 9 - Resultados dos valores calculados referentes 3 capacit3ncia do condensador pela metodologia de SMITH, 2008.

DADOS		S [KVA]	P _{real} [W]	Q [VARr]	I [A]	C [μ F]	2C [μ F]
COS ϕ	0,88	5632,976	4957,019	2675,515	3,878	53,691	107,382
V [V]	230						
I [A]	14,14						

Os condensadores seleccionados s3o condensadores de corrente alternada e de carga permanente Figura 42.

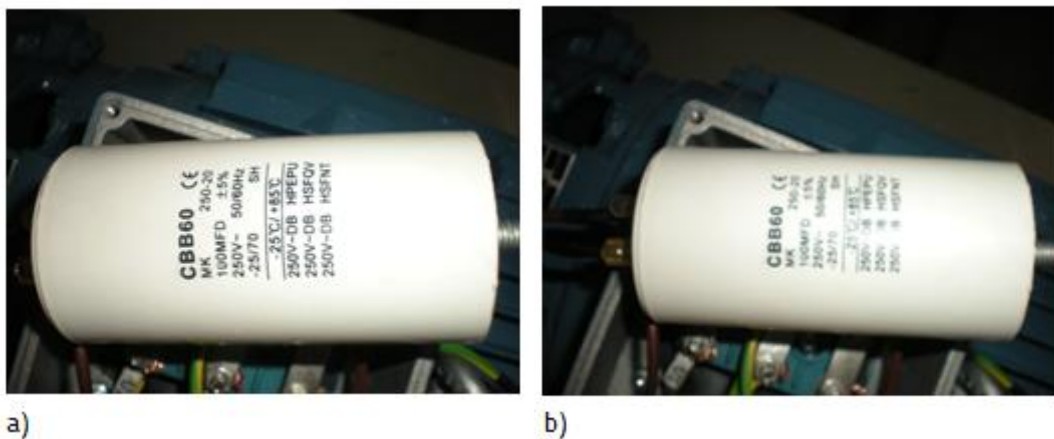


Figura 42 - Condensadores seleccionados para a auto-excita3o do motor: a) 100 μ F; b) 50 μ F

3.2.4 Ensaio experimental

Para a realização do ensaio foi necessário proceder à instalação de um by-pass. Este tem como objectivo desviar o caudal para a tubagem de ligação à BFT.

Deste modo, instalaram-se duas válvulas de cunha e um caudalímetro (Figura 43 e 31). As válvulas servem para desviar e controlar o caudal para o by-pass e o caudalímetro serve para efectuar as medições do mesmo.

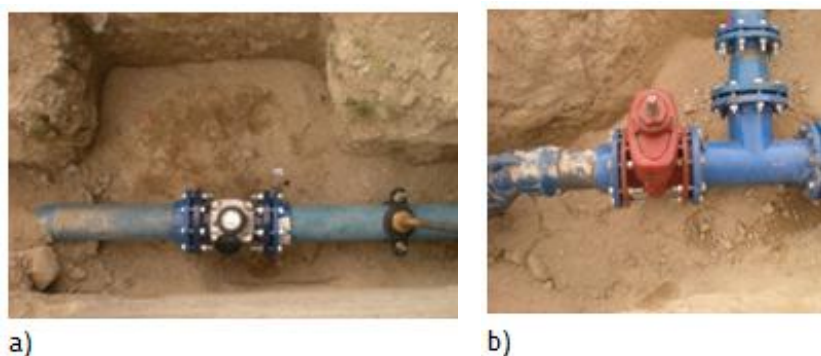


Figura 43 - a) Caudalímetro para a medição de caudal a montante da BFT; b) válvula de cunha para desvio do caudal para o by-pass

A jusante do caudalímetro encontra-se um medidor de pressão designado por DL1 (Figura 44) para registos das pressões aquando da variação do caudal.



Figura 44 - Tomada de pressão DL1

Imediatamente a montante da BFT encontra-se uma válvula de esfera (Figura 45) para o caso de ser necessário um seccionamento do caudal repentino. Na mesma figura pode observar-se a redução da tubagem do um diâmetro de 160mm para o diâmetro de entrada da bomba que é de 45mm.



Figura 45 - Válvula de esfera para o corte de caudal à BFT

A jusante da BFT encontra-se um medidor de pressão para avaliar a pressão de saída. Este tem como designação DL2 Figura 46.



Figura 46 - Tomada de pressão DL2

Com os condensadores ligados (C-2C), sem cargas resistivas, abriu-se lentamente a válvula de controlo de caudal situada a montante até que o eixo rodasse a uma velocidade síncrona, sendo esta medição efectuada com um tacómetro.



Figura 47 - Medição das rotações da BFT através de um tacómetro

Mediu-se a frequência e verificou-se se esta era a frequência estimada. No caso de esta não corresponder à pretendida seria necessário alterar a capacitância dos condensadores.

Com o motor a funcionar sem carga na sua velocidade síncrona ligaram-se as cargas sendo estas cargas resistivas como se pode observar na Figura 48. A utilização de cargas resistivas permite uma maior vulnerabilidade do sistema devido aos tipos de controladores utilizados (condensadores).

Para que o sistema não excedesse a intensidade da corrente do motor foi utilizado um disjuntor para a segurança.

Com o aumento da carga resistiva o motor a funcionar como gerador diminuía a tensão, tendo assim que proceder a uma maior abertura da válvula para que o motor continuasse a gerar mais corrente. Este processo foi repetido até atingir a produção máxima de energia do sistema, ou seja, quando a bomba tivesse atingido o seu melhor ponto de funcionamento, para o qual foi dimensionada. A potência máxima do sistema foi avaliada através de um amperímetro. Assim, contabilizou-se a energia produzida pela BFT.

Na tabela 10 pode-se observar os resultados referentes ao ensaio experimental que decorreu durante duas horas e trinta minutos, sem qualquer sobreaquecimento, com uma tensão e produção energética constante. No restante tempo de funcionamento do ensaio o registo continuou igual a produzir a mesma energia.

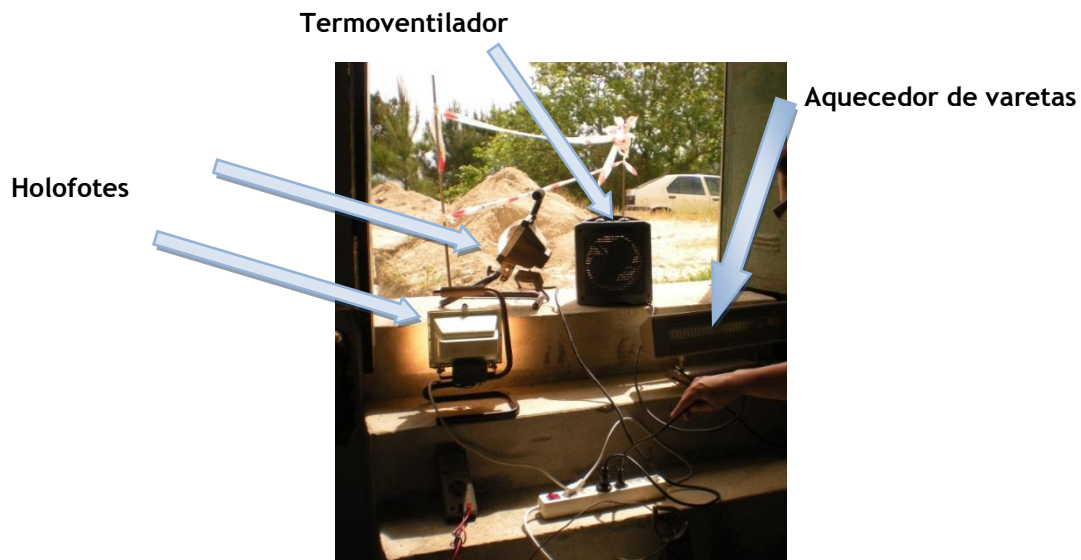


Figura 48 - Cargas resistivas utilizadas

Tabela 10 - Resultados do ensaio experimental

Hora	Rotação [rpm]	Tensão [V]	Intensidade [A]	Pressão DL1 [bar]	Caudal [m ³ /h]	Potência [W]	Condensadores [μF]	
09:12	1868	231		2,1	19	0	50	100
09:15	1958	240	2,1	3	22	504		
09:22	2056	235	4,6	3,9	24	1081		
09:23	2325	240	6,6	4,9	27	1584		
09:28	2543	238	8,9	5,7	31	2118,2		
09:32	2678	243	11	6,3	35	2673		
09:37	2749	235	12,9	6,7	37	3031,5		
09:41	2994	239	15,2	7,5	38,5	3632,8		
09:45	3041	233	17,2	8	40	4007,6		
09:47	3100	246	18,2	8,5	41,4	4477,2		

3.2.5 Análise do modelo

Como foi referido para diminuir a variabilidade da tensão foram utilizadas cargas resistivas alimentadas pela BFT. As cargas resistivas utilizadas no ensaio experimental foram: um radiador de varetas de 1500W um termoventilador de 2000W e dois holofotes de 500W.

Apresentam-se nos Figura 49 a 53 algumas das análises possíveis do desempenho da bomba utilizada como o caso da curva característica experimental da BFT, rendimento e potência. Em todas as figuras se observa o aumento dos parâmetros característicos com o aumento do caudal.

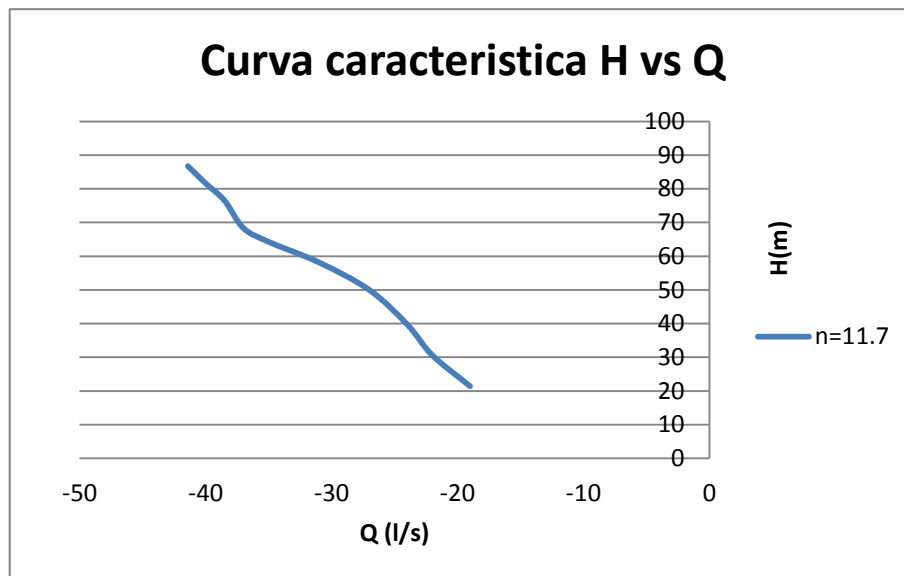


Figura 49 - Curva característica Altura vs Caudal

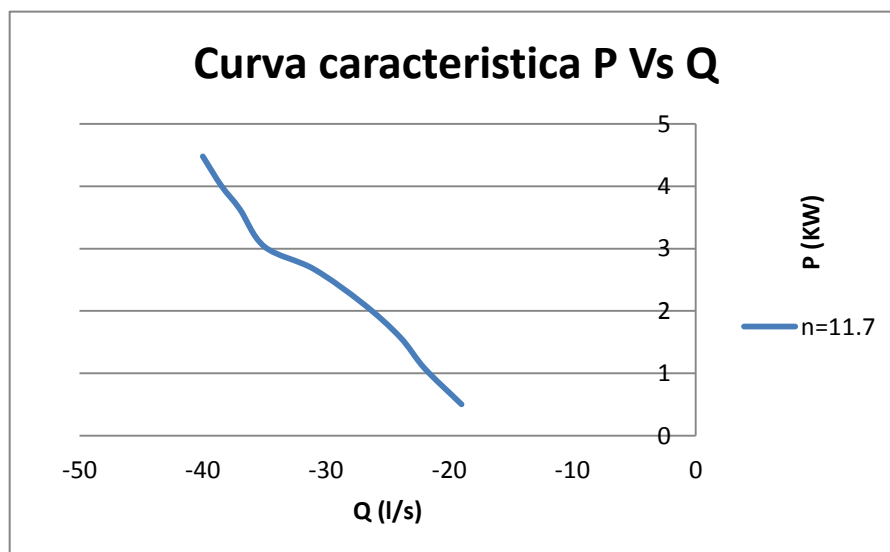


Figura 50 - Curva característica da Potência vs Caudal

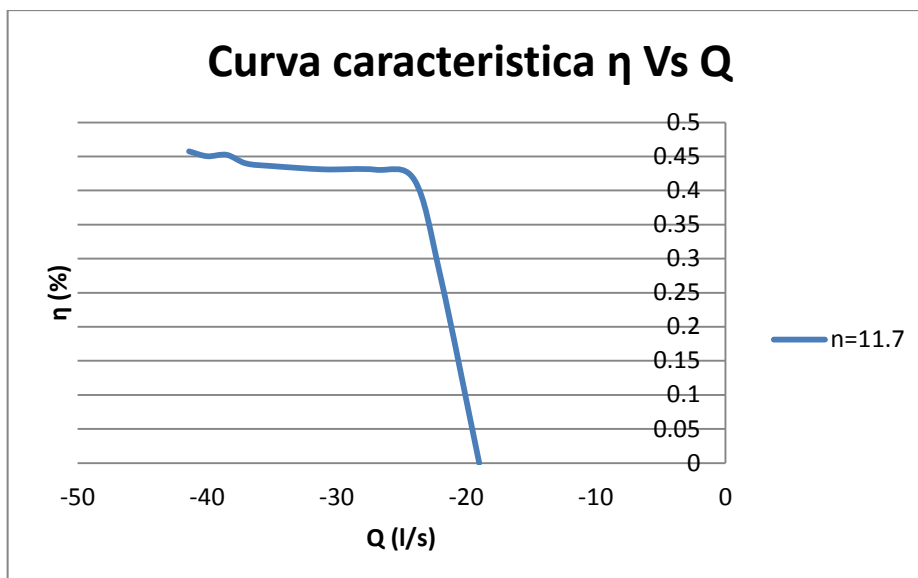


Figura 51 - Curva característica Rendimento vs Caudal

Sendo que o rendimento da bomba esperado através das metodologias estudadas era de aproximadamente 62%, pode referir-se que ainda existiu mais perdas no sistema. Estas perdas foram de 17% visto que no ensaio experimental obteve-se um rendimento de 45%. À saída da bomba estava previsto uma pressão de cerca de 20,4m tendo energia suficiente para vencer os 3 metros de altura que faltavam para o depósito da água na câmara de perda de carga.

Com a substituição da válvula pela BFT as condições de abastecimento do reservatório mantiveram-se normais.

Através da modelação do EPANET apresentam-se as análises resultantes da simulação em regime estático e dinâmico, com a VRP3 e com a substituição desta por uma BFT.

Apresenta-se na Figura 52 o traçado da rede no EPANET com os vários componentes.

A simulação em regime estático permitiu retirar a perda de carga da VRP3 referente ao caudal que percorre a tubagem (constante ao longo do tempo). O valor da mesma é de 71.42m.

Através do valor retirado simulou-se uma BFT tendo para isso substituído a VRP3 por uma VG, introduzindo o valor da perda de carga e o caudal referente no editor de curvas do EPANET, ficando a bomba a funcionar como turbina a operar como uma VRP. Ainda esta tem a vantagem de aproveitar a energia desperdiçada pela anterior. Na Figura 53 observamos a introdução do ponto retirado da perda de carga para caracterizar o funcionamento da turbina.

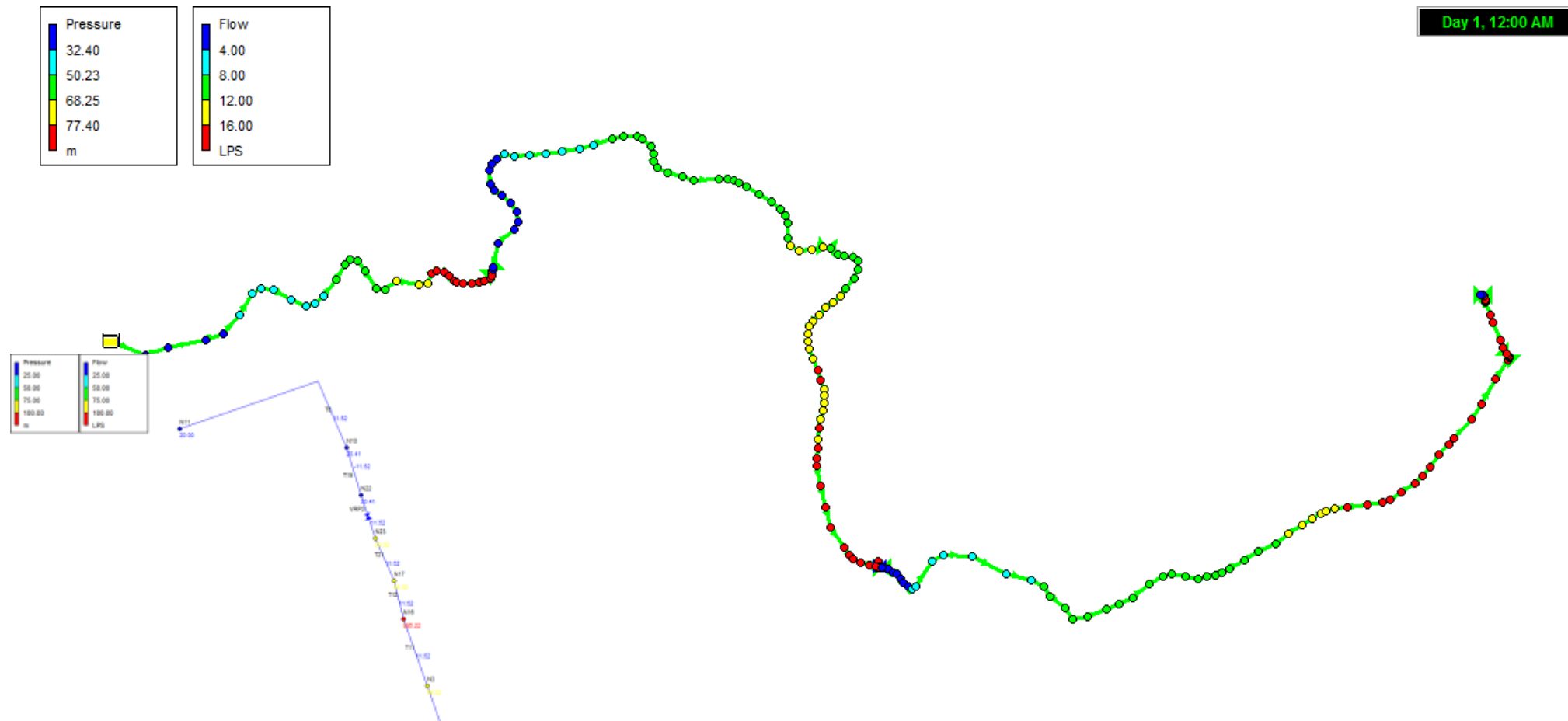


Figura 52 - Representação do sistema inserido no EPANET

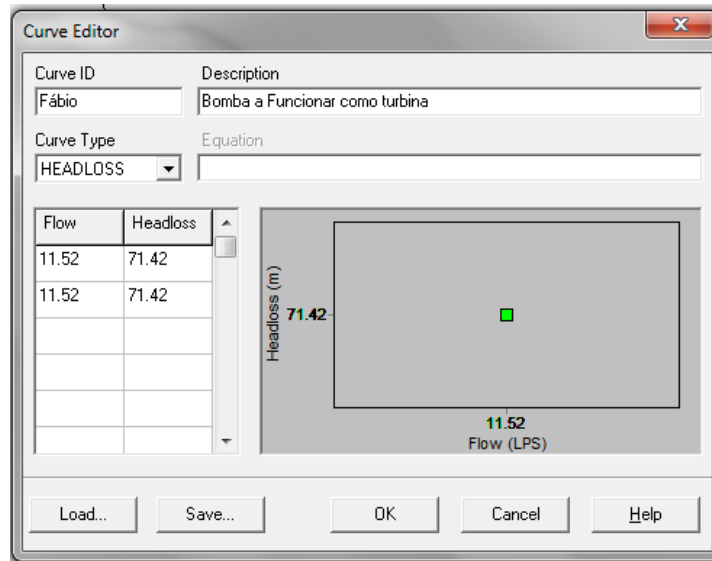


Figura 53 - Perda de carga inserida na VG (extraído da simulação do EPANET)

Realizou-se uma nova simulação no EPANET mas agora num regime dinâmico obtendo-se a variação da pressão a montante e a jusante da BFT bem como a variação do caudal efectuada no ensaio experimental.

Assim necessitou-se de fazer uma simulação em regime dinâmico sendo que para isso efectuou-se uma nova curva perda de carga agora com os resultados dos ensaios experimentais em termos de caudais como se observa na Figura 54 e também uma factorização do caudal que se apresenta na Figura 55.

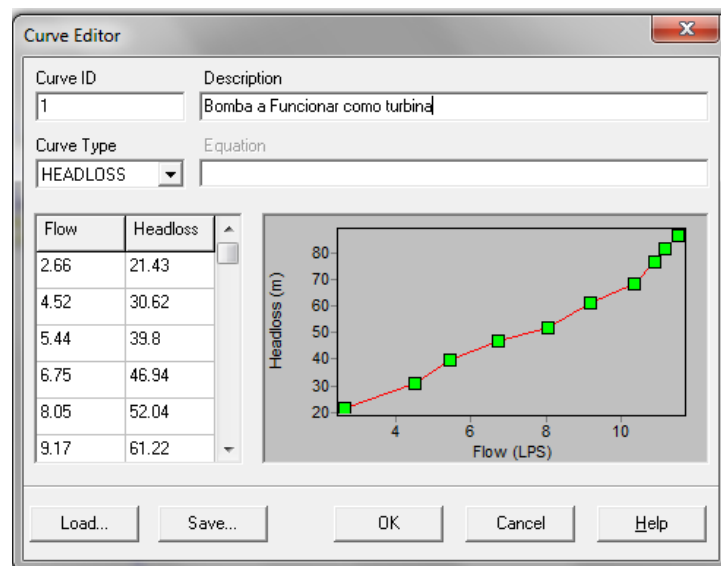


Figura 54 - Curva de perda de carga para simulação de uma BFT (extraído da simulação do EPANET)

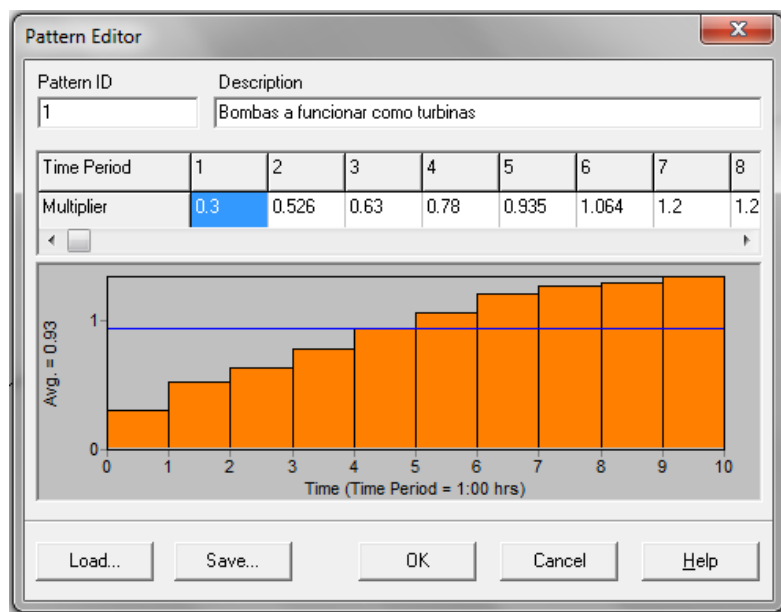


Figura 55 - Factorização do caudal (extraído da simulação do EPANET)

Na Figura 56 apresenta-se a variação da perda de carga unitária com o caudal, ao longo da simulação. A Figura 58 representa o aumento do caudal ao longo do tempo sendo que este aumento foi provocado pela abertura da válvula de cunha situada a montante da BFT para elevar a energia produzida e atingir o ponto óptimo de funcionamento.

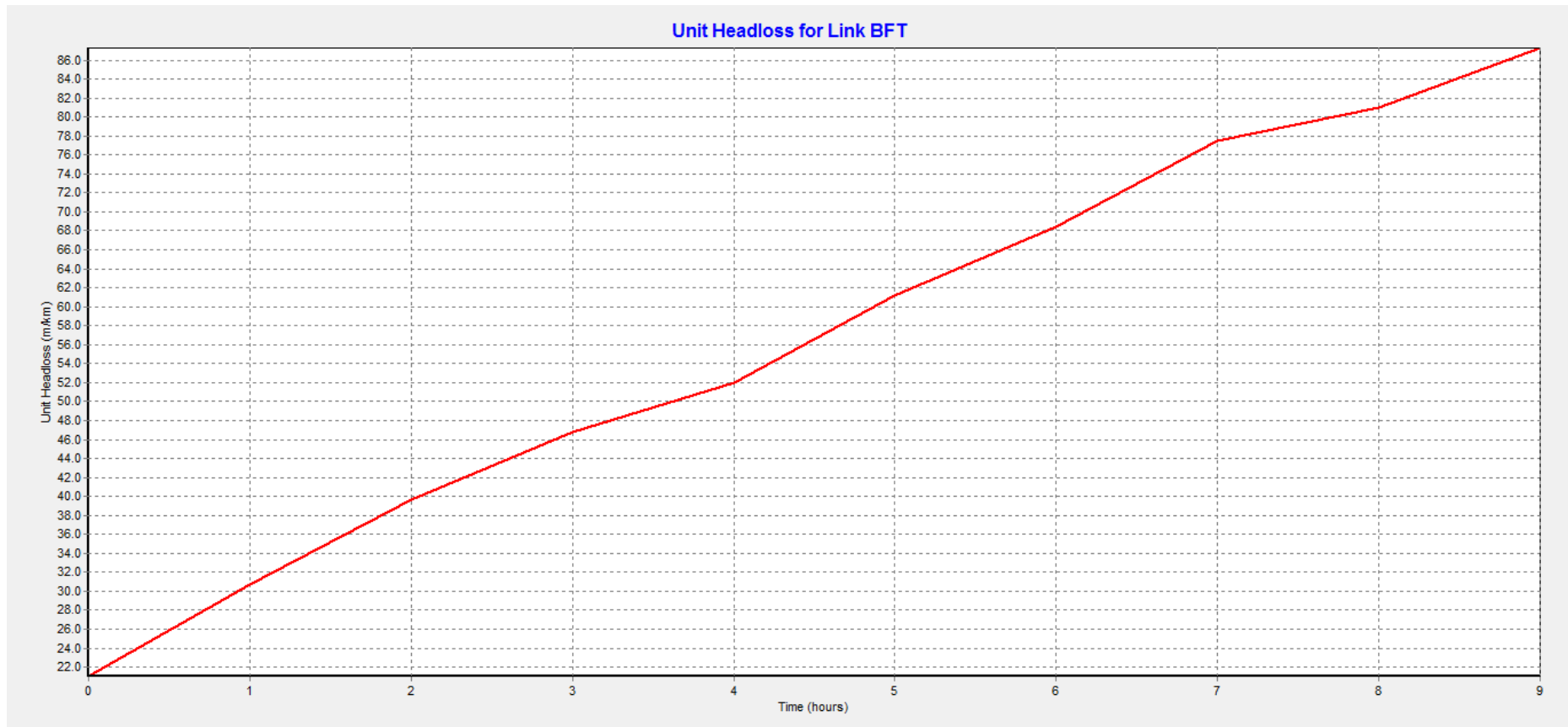


Figura 56 - Perda de carga na VRP3 ao longo do tempo (extraído da simulação do EPANET)

Na Figura 57 observa-se as isolinhas de pressão referentes ao sistema adutor em estudo onde este funciona sempre por gravidade. Devido aos parâmetros de controlo inseridos podemos analisar a localização das válvulas e a redução de pressão efectuada pelas mesmas. Na válvula VRP não é visível o decréscimo de pressão devido a localizar-se no término do troço.

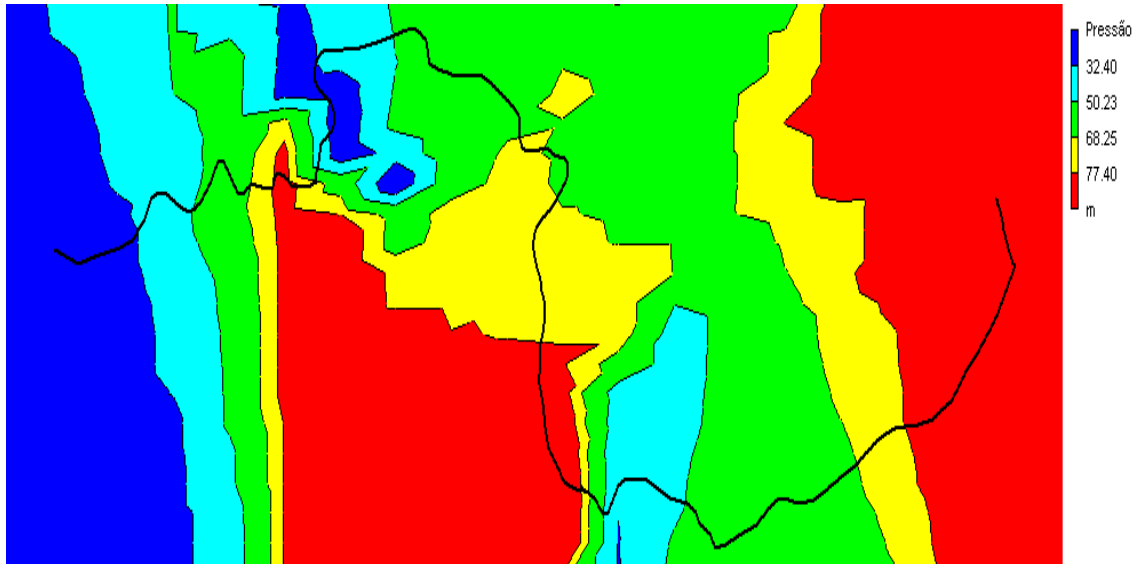


Figura 57 - Isolinhas de pressão (extraído da simulação do EPANET)

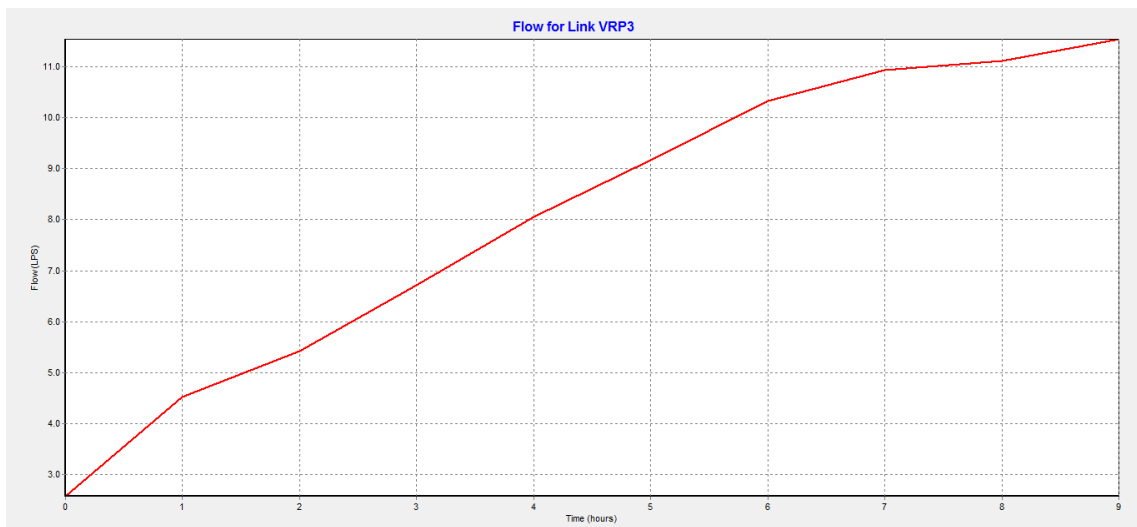


Figura 58 - Caudal na VRP3 ao longo do tempo

3.3 Análise de viabilidade económica

Estando-se perante a dúvida de investir ou não num projecto, torna-se necessária a existência de indicadores que fundamentem uma decisão.

Como modelos de análise realçam-se o valor actual líquido (VAL) e período de recuperação de capital (PRC).

O princípio da racionalidade económica impõe que a viabilidade dos investimentos, quando tratada em termos financeiros, seja avaliada a partir do confronto entre os custos e proveitos que lhes estão associados. Como esses custos e proveitos, que se designam mais correctamente como fluxos financeiros baseados na rentabilidade, são gerados em momentos distintos no tempo, os respectivos confrontos e adições têm de ter em consideração o custo de oportunidade do dinheiro no tempo.

Apresenta-se então um modelo de avaliação denominado valor actualizado líquido (VAL)

$$VAL = \sum_{t=0}^n - \frac{CI_t}{(1+k)^t} + \sum_{t=1}^n \frac{CFE_t}{(1+k)^t} + \frac{V}{(1+k)^n} \quad (63)$$

Em que:

CI é o custo do investimento;

CFE é o fluxo financeiro de rentabilidade (o cash-flow de exploração), o valor residual é o valor residual do projecto;

k é uma taxa de actualização que reflecte o custo de oportunidade do capital investido;

n é a duração da vida útil do projecto.

De uma forma muito sucinta, este modelo transporta todos os cash-flows anuais para uma data presente. Para o cálculo do VAL entram todos os investimentos, todas as rendas componentes de exploração (seja pagas ou recebidas) e ainda, se for o caso, a componente de desinvestimento (os valores residuais).

Uma vantagem deste modelo na análise dum projecto de investimento é que este pode facilmente ser convertido num critério de decisão quanto a viabilidade económico - financeira do mesmo.

Como todos os fluxos são considerados, o VAL, pode ter valor negativo, positivo ou nulo.

Análise económica de investimentos:

Se o valor for positivo ($VAL > 0$), o projecto será economicamente viável, porque permite cobrir o investimento, gerar a remuneração exigida pelo investidor (o custo de oportunidade) e ainda excedentes financeiros.

No caso em que o VAL é nulo ($VAL = 0$), é o caso limite de investimento neutro, é um investimento em que o investidor ainda poderá receber a remuneração exigida.

Quando o VAL é negativo ($VAL < 0$), o projecto considera-se à partida economicamente inviável.

Para o cálculo do período de recuperação de capital (PRC) o que se procura calcular é o número de anos necessário para que o capital inicial seja recuperado a partir dos cash-flows de exploração gerados. Dito de outra forma: quantos anos demora o projecto a pagar-se e a começar a dar lucro para além da remuneração do custo de oportunidade. Assim de uma forma geral tem-se:

$$\sum_{i=1}^t CFE_i \leq \text{Despesa de Investimento} < \sum_{i=1}^{t+1} CFE_i \quad (64)$$

Admitindo que os cash-flows são gerados de forma linear no decurso de cada ano, o período de recuperação do capital (PRC) é dado por:

$$PRC = t + \left(\frac{\text{Despesa de Investimento} - \sum_{i=1}^t CFE_i}{CFE_{t+1}} \right) \quad (65)$$

Em vez deste procedimento formalmente exacto, encontra-se por vezes um procedimento aproximado, em que se reparte o valor capitalizado dos fluxos de caixa pelo número de anos do projecto. Isto está ilustrado, por exemplo, pela expressão:

$$PRC = \frac{\sum_{t=0}^n \frac{\text{Investimento}_t}{(1+k)^t}}{\frac{1}{n} \left(\sum_{t=1}^n \frac{CFE_t}{(1+k_t)^t} + \frac{\text{Valor Residual}}{(1+k_t)^n} \right)} \quad (66)$$

De acordo com este modelo de avaliação, um investimento é de aceitar quando o período de recuperação do capital é inferior ao número de anos de vida útil previstos para o mesmo e como critério de risco, são em princípio mais atraentes os projectos que recuperam o capital mais rapidamente (GONÇALVES 2010).

Inicialmente para este trabalho a o objectivo era a utilização de uma bomba a funcionar como turbina já concebida para o feito mas devido à demora na resposta por parte da industria e ao seu elevado preço (MTC A65/5A-5.1 10.81 = 7.712,60 €/unid ANEXO I) decidiu-se proceder à selecção de uma bomba que estaria mais em conta e que o prazo de entrega fosse mais reduzido.

Assim apresenta-se uma análise simplificada do estudo de viabilidade económica e uma comparação com a BFT que seria adquirida já adaptada para esse efeito com a instalada e seleccionada neste trabalho.

Procedeu-se assim à quantificação do VAL por forma a se identificar a viabilidade de implementação do referido equipamento.

Devido à complexidade dos Dec de lei utilizados para o cálculo do preço de venda da energia consultou-se bibliografia da especialidade e definiu-se que a energia produzida será vendida à rede eléctrica a um preço de 0,10€/KW. Não se submeteu a qualquer empréstimo para a aquisição da mesma. O estudo foi de 5 anos e o rendimento utilizado foi o rendimento do ensaio experimental 45% no primeiro ano reduzindo-se nos seguintes para 42% devido ao desgaste do rotor.

Considerou-se que o funcionamento da bomba será de 24h diárias e que funcionará 360 dias por ano sendo os restantes para manutenção.

Nas tabelas a seguir observa-se os custos de investimento e manutenção estimados, a quantificação do VAL, e do PRC para a bomba utilizada na instalação experimental.

Tabela 11 - Custos de investimento e manutenção

Descrição	Valores €
Bomba a funcionar como turbina	998
By-Pass	200
Condensadores	50
Custos de manutenção	5% do investimento
Total	1310.4

Tabela 12 - Valores de venda da energia à rede eléctrica

Ano	Caudal [l/s]	Altura [m]	Potência [KW]	€/ano
0	11,5	87	4.416707	3869.036
1	11,5	87	4.12226	3611.1
2	11,5	87	4.12226	3611.1
3	11,5	87	4.12226	3611.1
4	11,5	87	4.12226	3611.1

Tabela 13 - Valores referentes ao VAL e PRC

	€
VAL	14702.34

	Dias
PRC	175.1875

Nas tabelas seguintes observa-se os custos de investimento e manutenção, a quantificação do VAL, e do PRC para a bomba que poderia ser adquirida na indústria Alemã.

Tabela 14 - Custos de investimento e manutenção

Descrição	Valores €
Bomba a funcionar como turbina	8308,335
By-Pass	200
Custos de manutenção	5% do investimento
Total	8936.25175

Tabela 15 - Valores referentes ao VAL e PRC

Ano	Caudal [m ³ /s]	Altura [m]	Potência	€/ano
0	11,5	87	7,3	6394,8
1	11,5	87	7,3	6394,8
2	11,5	87	7,3	6394,8
3	11,5	87	7,3	6394,8
4	11,5	87	7,3	6394,8

Tabela 16 - Valores referentes ao VAL e PRC

	€
VAL	25579,2

	Dias
PRC	602,11

As condições de cálculo foram as mesmas da calculada anteriormente variando apenas o custo de investimento e o rendimento visto que agora é de 75%.

4 - Conclusões/Trabalhos futuros

Este estudo poderá melhorar a qualidade de vida de pessoas, até mesmo regiões, e levar a cabo um pensamento sustentável para o futuro da humanidade.

A substituição das válvulas reductoras de pressão (VRP) por bombas a funcionar como turbinas (BFT) garante-nos ganhos de energia. Podendo esta, ser utilizada pelas entidades gestoras e ainda servir de optimização do sistema, reduzindo a pressão de acordo com o dimensionamento do sistema. Pode-se concluir que as bombas são viáveis a funcionar em modo turbina e traduzem um menor investimento em relação às micro turbinas.

É de referir que no estudo, a bomba seleccionada teve apenas um rendimento de 45%, sendo este inferior ao estimado pelas equações de Williams. A explicação pode passar pelos condensadores para o arranque do motor. Actualmente, já existem controladores mais eficazes como é o caso dos existentes para turbinas eólicas.

Conseguiu-se obter *in situ* uma pico central hidroeléctrica abastecendo um total de 4,5 kW de cargas resistivas. É de notar que, para uma melhor avaliação dos valores eram necessários aparelhos de medição com maior precisão.

No estudo de viabilidade, como é notório, ambas as bombas a funcionar como turbinas são viáveis. A utilizada neste estudo apresenta um período de recuperação de capital investido menor o que facilita a aquisição da mesma. Já para a BFT do fabricante Alemão apresenta um maior investimento e logo um maior período de recuperação de capital.

Esta investigação reforça a necessidade de continuidade do desenvolvimento de novas soluções para o aproveitamento de energia, em sistemas onde seja possível garantir o aproveitamento hidroeléctrico, para diferentes condições de operação.

Pode assim identificar-se quais os principais procedimentos a adoptar no futuro, como forma de reforçar e melhorar os resultados aqui conseguidos:

- (i) Elaboração da simulação da mesma bomba através de programas numéricos, como o caso do CFD, para análise das perdas de energia da bomba, permitindo a posteriori a melhoria do seu rendimento e identificando as recirculações existentes na geometria interna da bomba;
- (ii) Análise e controlo de transitórios hidráulicos devido à introdução das BFT no sistema.

- (iii) Melhoria da estrutura geométrica dos rotores das bombas, por forma a aumentar o rendimento destas a funcionar como turbinas e evitar tantas recirculações de caudal na evoluta;
- (iv) Criação de uma interface gráfica entre o EPANET e os sistemas de informação geográfica de forma a estabelecer um melhor controlo por parte das entidades gestoras nas suas redes de distribuição;
- (v) Aproveitamento energético em sistemas de tratamento de águas, prevendo a sua construção de forma a adaptar-se às condições topográficas para a produção de energia eléctrica.

Bibliografia

Almeida, A.B. e Martins S.C. (1999). Controlo Hidráulica - Operacional de Sistemas Adutores. EPAL - Empresa Portuguesa de Águas Livres, S.A.

Andrade, A.S. (2010). Máquinas Hidráulicas. Universidade Federal do Paraná.

Arriaga, M. (2009). Pump as turbine - A pico-hydro alternative in Lao People's Democratic Republic. *Renewable Energy*. 35: 1109-1115.

Bureau Department of Energy - Energy Utilization Management (2009). Manuals and Guidelines of Micro-hydropower Development in Rural Electrification. Vol. I.

Chapallaz, J.M., Eichenberger P. e Fischer G. (1990). Manual on Motors used as generators. Vol. 10. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft (GTZ) GmbH. Alemanha.

Chapallaz, J.M., Eichenberger P. e Fischer G. (1992a). Manual on Pumps Used as Turbines. Vol. 11. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft (GTZ) GmbH. Alemanha.

Coelho, S.T., Loureiro, D. e Alegre, H. (2006). Modelação e Análise de Sistemas de Abastecimento de Água. Guia Técnico Vol. 4, Instituto Regulador de Águas e Resíduos - Laboratório Nacional de Engenharia Civil. Lisboa.

Costa, T., Santos, D. e Lança, R. (2001). Turbo Máquinas Hidráulicas. Vol. V, Escola Superior de Tecnologia. Universidade do Algarve. Algarve.

Demetriades, G.M. (2000). The use of induction generators for small-scale hydroelectric schemes in remote areas. 10th Mediterranean Electrotechnical Conference. Vol. III.

Dias, M.C.B.F. e Dias, L.A.B.F. (2003). Aplicabilidade de Modelos Matemáticos em Sistemas de Abastecimento de Água - Simulação do Sistema de Abastecimento de Água à Cidade de Bragança. VI SILUSBA - Simpósio de Hidráulica e Recursos Hídricos dos Países de Língua Oficial Portuguesa. Cabo Verde.

EFAFLU (2010). Catálogo EFAFLU - Indústria - Série: NNJ/NNJM/E-NM.

Fernandes, R.B., et al. (2008). Bomba Centrífuga operando como turbina e motor de indução comogerador para pequenos aproveitamentos de potencial hídrico. I Jornada Científica e VI FIPA do CEFET. Bambuí.

- Francisco, A. (2009). Motores Eléctricos. 2ª edição Revista e Aumentada, ETEP-Edições Técnicas Profissionais. Lisboa.
- Gonçalves, A. (2010). Avaliação de Investimentos. Curso de Gestão Bancária. Instituto Superior de Gestão Bancária. Porto.
- IRUA (2010). Catálogo: Válvulas Redutoras de Presión.
- KSB (2009). KSB to Market Turbines that can Pump Energy. World Pumps. p. 8.
- Lencastre A. (1991). Hidráulica Geral. 2ª Edição Luso-Brasileira. Lisboa.
- Lima, R.C. (2008). Modelação de um Sistema Adutor. Relatório de projecto para a satisfação parcial dos requisitos do grau de Mestre em Engenharia Civil - Especialização em Hidráulica. FEUP- Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Porto.
- Manual Técnico - Motobombas. Joinville: Schneider, 2006.
- Martins, V.A., et al. (2006). Modelagem Computacional como Ferramenta para Estudos de Eficiência Energética no Saneamento. VI SEREA - Seminário Iberoamericano Sobre Sistemas de Abastecimento Urbano de Água. Brasil.
- Mateus, R. e Viana A.N.C. (2005). Análise Comparativa de Metodologias para a Seleção de Bombas Funcionando como Turbinas -Uma Abordagem Teórica. Universidade Federal de Itajubá - Instituto de Recursos Naturais - Grupo de Energia. Brasil. p. 19-23.
- Moura, V.M. (2006). Modelação Matemática e sistema de Informação Geográfica como Suporte ao Gerenciamento de Sistema de Abastecimento de Água - Subsistema CoopHEMA de Cuiabá/MT. Cuiabá.
- Penche, C. (1988). Manual de Pequeña Hidráulica - Como Llevar a Buen Fin un Proyecto de Minicentral Hidroeléctrica, European Association Small Hidropower. Dirección General de Energía (DG XVII), Comisión de las Comunidades Europeas. Bruxelas.
- Punit, S.F.N. (2009). An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine. Experimental Thermal and Fluid Science. 34: 0894-1777.
- Queiroz, M.H.B., et al. (2004). Estudo de Implementação de uma Central Hidrelétrica de Pequeno Porte na Área Urbana de Ponta Grossa/PR. Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná. Paraná.
- Quintela, A.C. (2005). Hidráulica. 9ª Edição, Fundação Calouste Gulbenkian. Lisboa.

- Ramos, H., et al. (2005). Available Energy Assessment in Water Supply Systems. Proceedings of the XXXI IAHR Congress. Korea.
- Ramos, H. e Almeida A.B. (1999). Caracterização dinâmica global do funcionamento de aproveitamentos hidroeléctricos. IV SILUSBA - Simpósio de Hidráulica e Recursos Hídricos dos Países de Língua Oficial Portuguesa.
- Ramos, H. e Almeida A.B. (2000). Small Hydropower Schemes as an Important Renewable Energy Source. Small hydro - Water Power and Dam Construction. Lisboa.
- Ramos, H. e Covas, D. (1999). O Benefício Económico e Ambiental da Produção de Energia Renovável em Sistemas Adutores. IV Silusba.
- Ramos, H. e Covas D. (2004). Válvulas Redutoras de Pressão e Produção de Energia. 7º Congresso da Água. Lisboa.
- Reidembach, F. (1994). Surface Engineering. 10ª edição - Vol. 5, ASM Handbook.
- Rossman, L. A. (2000). EPANET 2 User's Manual. Water Supply and Resources Division.
- Wrthy, S.S., Singh, B.P., Nagamani C. e Satyanarayana K.V.V. (1988). Studies on the Use Conventional Induction Motors as Self-Excited Induction Generators. IEEE Transactions on Energy Conversion. Vol. 3.
- Smith, N. (2008). Motors as Generators for Micro-hydro Power. 2ª edição, Practical Action Publishing. UK.
- Sousa, C.M., Covas D. e Ramos H. (2008). Análise e Optimização de Estratégias de Gestão e Operação de Sistemas de Abastecimento de Água. VIII Seminário Ibero-Americano. Lisboa.
- Sousa, T.A., et al. (2005). Estudo do Panorama das Energias Renováveis na União Europeia e Sugestões para Portugal. ENER'05 - Conferência sobre Energias Renováveis e Ambiente em Portugal. Figueira a Foz.
- Uliana, J.E. (2010). Comandos e Motores Eléctricos - Curso Técnico em Plásticos.
- Vairamoorty, K. e Lumbers, Jeremy (1998). Leakage Reduction in Water Distribution Systems: Optimal Valve Control. 124:1146-1154.
- Viana, A.N.C. (2002). Bombas de fluxo operando como turbinas. Por que usá-las? PCH Notícias & SHP News, CERPCH, Itajubá. ano 4, num. 12.

Viana, A.N.C., Rezek, A.J.J. e Medeiros, D.M. (2004). A Utilização de Geradores de Indução Acionados por BFTs na Geração de Energia Eléctrica. Universidade Federal de Itajubá. Brasil. p. 1-10.

Vieira, F. e Ramos H.M. (2008). Optimization of Operational Planning for Wind/Hydro Hybrid Water Supply Systems. Renewable Energy. p. 1-9.

WEG (2010). Catálogo: Variação de Velocidades. Vol. 2.

Williams, A.A., et al.(1998). Pumps as Turbines and Induction Motors as Generators for Energy Recovery in Water Supply Systems. Technical Note.

Williams, A. (1995). Pumps as Turbines - A User Guide. Intermediate Technology Publications. Londres.

<http://www.aguasdacovilha.pt/> (acedido a 11 de Maio de 2010).

<http://www.supplierlist.com> (acedido a 27 de Março de 2010).

ANEXO 1

Customer item no.:
 Order dated: 09/04/2010
 Order no.: Inquiry for UBI - Proj 2498
 Quantity: 1

Number: 4001228667
 Item no.: 100
 Date: 09/04/2010
 Page: 1 / 2

**Pump as Turbine
 Multitec A 65/ 5A-5.1 10.81**

Version no.: 1

Operating data

Pumped medium	Water Clean water Materials are not affected by chemical and mech. substances	Flow rate	46,1 m ³ /h
Fluid temperature	20.0 °C	Head	77,14 m
Solids content Max. 20 ppm		Efficiency	75 %
Fluid density	998 kg/m ³	Power	7,3 kW
Fluid viscosity	1.00 mm ² /s	Turbine speed of rotation	1520 rpm
		Tolerance on operating data	fQ = +/- 9%; fH = +/- 7%
		fETA = - 7%	
		Permissible operating pressure	40.00 bar.g
Max. P/n – value	0,0697 kWmin	Min. allow. flow rate	30 m ³ /h
Max. torque on the shaft	665,6 Nm	Max. allow. flow rate	60 m ³ /h
Max. speed of rotation	4000 rpm	Design	Single system 1 x 100 %
		Acceptance standard	None; tolerances to ISO 9906 Class 2 Annex A

Design

Variant	A	Material code	Q1AEGG
Stage number	5	Sealing plan	E Single acting mechanical (external circulation)
Balance drum	Without	Pumped liquid without abrasive solids	
Design	Baseplate mounted, long-coupled	Seal chamber design	Standard seal chamber
Orientation	Horizontal	Impeller diameter	193.0 mm
Suction nominal dia. (Turbineoutlet)	DN 125	Minimum impeller diameter	173.0 mm
Suction nominal pressure	PN 16	Full impeller diameter	193.0 mm
Suction position	axial	Free passage size	11.5 mm
Connection standard suction	EN 1092-2	Direction of rotation from drive (Turbinemode)	Anti-Clockwise
Discharge nominal dia. (Turbineinlet)	DN 65	Bearing bracket construction	Standard (normal)
Discharge nominal pressure	PN 40	Bearing bracket size	65
Pump discharge position	top (0°/360°) Viewed from the drive	Bearing seal	V ring
Connection standard discharge	EN 1092-2	Bearing type	Anti-friction bearings
Shaft seal	Single acting mechanical seal	Lubrication type	Grease
Manufacturer	Burgmann	Bearing type (inboard)	Plain bearings
Type	H7N	Lubrication type (inboard)	Medium lubricated
		Temperature sensor PT100	Without
		mts	

Customer item no.:
 Order dated: 09/04/2010
 Order no.: Inquiry for UBI - Proj 2498
 Quantity: 1

Number: 4001228667
 Item no.: 100
 Date: 09/04/2010
 Page: 2 / 2

**Pump as Turbine
 Multitec A 65/ 5A-5.1 10.81**

Version no.: 1

Driver/Generator, accessories

Manufacturer	Flender	Efficiency class	IE2 acc. to IEC 60034-30
Coupling type	Eupex N	Frequency	50 Hz
Nominal size	95	Operating voltage	400 V
Coupling guard type	Lightweight, not treadproof (ZN79)	Rated power P2	11.00 kW
Guard size	B189	Rated current	20.8 A
Guard material	Galvanised steel ST TZN	Starting current ratio	6.9
Baseplate type	Steel baseplate for Multitec	Insulation class	F to IEC 34-1
Baseplate size	GP5	Motor enclosure	IP55
Driver type	Electric motor as generator	Cos phi at 4/4 load	0.85
Model (make)	KSB	Temperature sensor	3 PTC resistors
Drive supplied by	Standard motor supplied by KSB - mounted by KSB	Motor winding	400 / 690 V
Motor const. type	B3	Number of poles	4
Motor size	160M	Connection mode	Delta
		Motor cooling method	Surface cooling
		Motor material	Aluminium
		FI allowed	

Materials 10


Notes		Bearing cartridge (381)	Ceramic SSiC
general criteria for a water analysis: pH-value \geq 7; chloride content (Cl) \leq 250 mg/kg. chlorine (Cl2) \leq 0.6 mg/kg.		O-Ring (412)	EPDM 80
Suction casing (106)	Grey cast iron JL 1040	Shaft seal housing (441)	Grey cast iron JL 1040
Discharge casing (107)	Grey cast iron JL 1040	Shaft sleeve (523)	Chrome steel 1.4057+QT800
Stage casing (108)	Grey cast iron JL 1040	Spacer sleeve required (525.04)	Stainless steel 1.4571
Shaft (210)	Tempered steel C45+N	Bearing sleeve (529)	Ceramic SSiC
Impeller (230)	Grey cast iron JL 1040	Disc (550.1)	Stainless steel 1.4301
Impeller, suction stage (231)	Grey cast iron JL 1040	Tie bolt (905)	42CrMo4
Bearing housing (350)	Grey cast iron JL 1040		

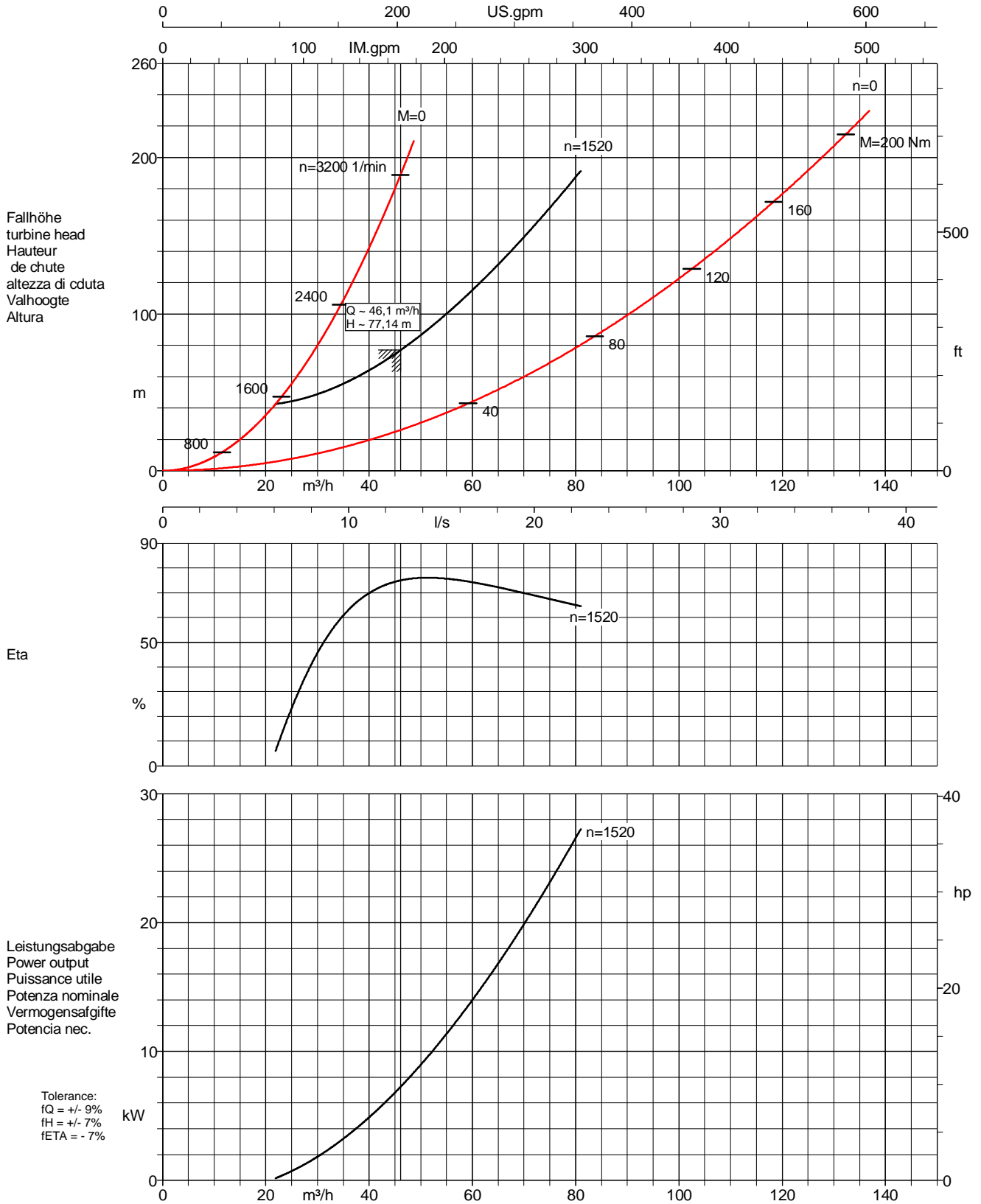
Nameplates

Nameplates language	international	Supplementary text	Pump as Turbine Line 2
---------------------	---------------	--------------------	---------------------------

Coating

KSB coating code	CHX3 according to KSB AN 1865-1	Total film thickness approx.	75 μ m
Surface preparatory	Free from dirt, grease, rust	KSB will only apply the top coat to the motor's primer coat applied by the supplier (except for ATEX)	
Primer	Hydro primer, water based	The primer coat is applied to the unmachined part in cast iron and on baseplate (depending on manufacturer)	
Final coating	2-component epoxy resin	During the mechanical production process, the primer is partly removed and is not replaced.	
Color	Ultramarine blue (RAL 5002) KSB-blue		

Baureihe-Größe Type-Size Modèle	Tipo Serie Tipo	Nenn Drehzahl Nom. speed Vitesse nom.	Velocità di rotazione nom. Nominaal foerental Revoluciones nom.	Lauf rad-Ø Impeller diameter Diamètre de roue	Ø Girante Ø Waaier Ø Rodete	 KSB
Multitec 65/5-5.1 Turbine		1520 1/min				
Projekt Project Projet	Progetto Projekt Proyecto	Angebots-Nr. Project No. No. de l'offre	Offerta-No. Offertenr. Offerta-No.	Pos.-Nr. Item No. No. de pos.	Pos.-Nr. Positiën. Pos.-Nr.	KSB Aktiengesellschaft 67225 Frankenthal Johann-Klein-Straße 9 67227 Frankenthal
Inquiry for UBI - Proj 2498		4001228667		100		



ρ = 1000.0 kg / m³ T = 20.0 °C Volumenstrom/Flow/Débit/Portata/Capaciteit/Caudal

02.12.2008 07:56.22,436/0

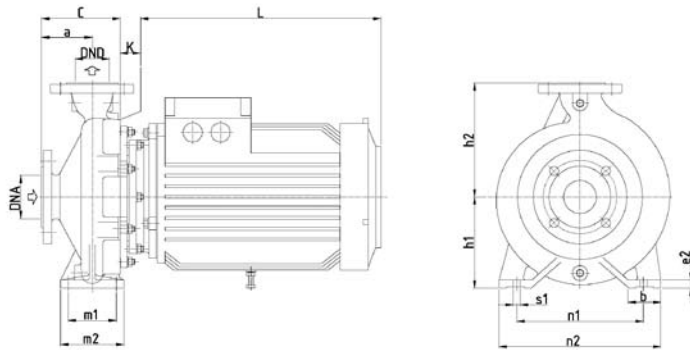
ANEXO 2

NNJM

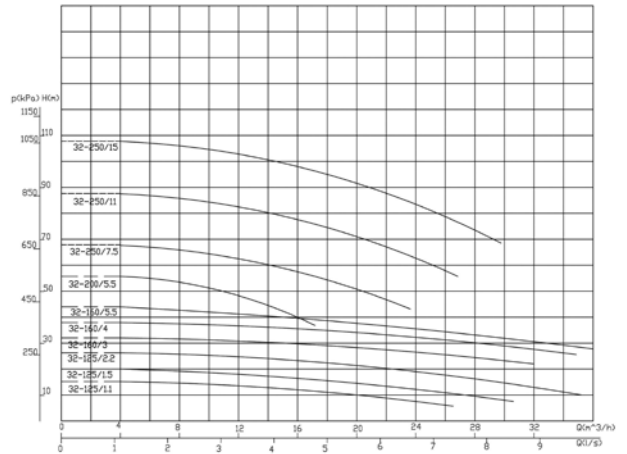
BOMBAS MONOBLOCO NORMALIZADAS

MODELO NNJM 1500 r.p.m.	POTÊNCIA (kW)	CORRENTE ABSORVIDA (A)	DIMENSÕES (mm)													PESO (Kg)									
			TRIFÁSICO	TRIFÁSICO	DNA	DND	a	h1	h2	b	e2	m1	m2	n1	n2		s1	c	k						
32-125 / 0,55/4 R1*	0,55	1,5	50	32	80	112	140	50	14	100	70	190	140	14	156	10	19,5								
32-125 / 0,55/4 R2*						132	160											240	190						
32-160 / 0,55/4						180	225											320	250	177					
32-200 / 0,75/4	0,75	1,9	65	40	100	112	140	50	14	100	70	210	160	14	156	10	21,5								
32-200 / 1,1/4	160	180				265	212																		
32-250 / 1,5/4	180	225				320	250											177							
32-250 / 2,2/4	2,2	4,9				125	200	250	65	16	125	95	320	250	345	280	14	176	10	23,5					
40-125 / 0,55/4	132	160																			240	190			
40-160 / 0,55/4 R1*	160	180																			265	212			
40-200 / 0,75/4	0,75	1,9	65	50	100	160	180	50	14	100	70	265	212	14	177	10	24,5								
40-200 / 1,1/4	180	225				320	250																		
40-200 / 1,5/4	125	200				250	345											280							
40-250 / 2,2/4	2,2	4,9				65	16	125	95	320	250	345	280	14	177	10	40,5	58	31,5						
40-250 / 3/4	3	6,5																		180	225	265	212		
40-315 / 4/4	4	8,4																		200	250	320	250		
40-315 / 5,5/4	5,5	11,2				65	50	100	132	160	50	14	100	70	240	190	14	176	10	23,5					
50-125 / 0,55/4	160	180							265	212															
50-160 / 0,55/4	180	225							320	250															
50-160 / 0,75/4	0,75	1,9							65	16	125	95	320	250	345	280	14	177	10	41	54	32,5			
50-160 / 1,1/4	125	200																					250	345	280
50-200 / 1,5/4	125	225																					280	345	280
50-200 / 2,2/4	2,2	4,9	65	16	125				95	320	250	345	280	14	177	10	54	59	32,5						
50-250 / 2,2/4	3	6,5																		180	225	265	212		
50-250 / 3/4	4	8,26																		200	250	320	250		
50-250 / 4/4	5	11,2																		225	280	345	280		
50-315 / 5,5/4	7,5	14,8																		250	320	345	280		
50-315 / 7,5/4	11,2	14,8																		280	320	345	280		

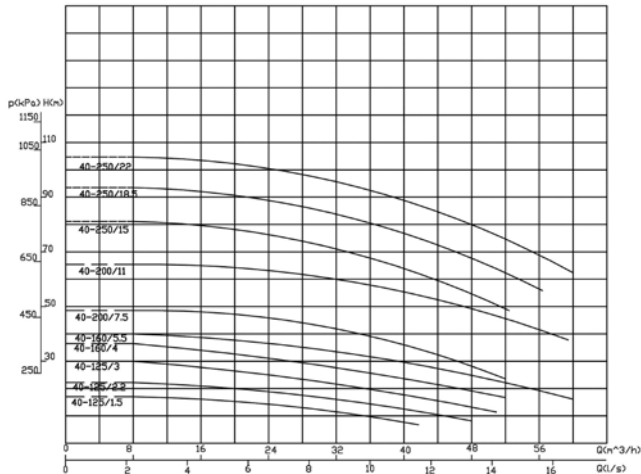
* R1, R2 - Impulsores de tamanho reduzido



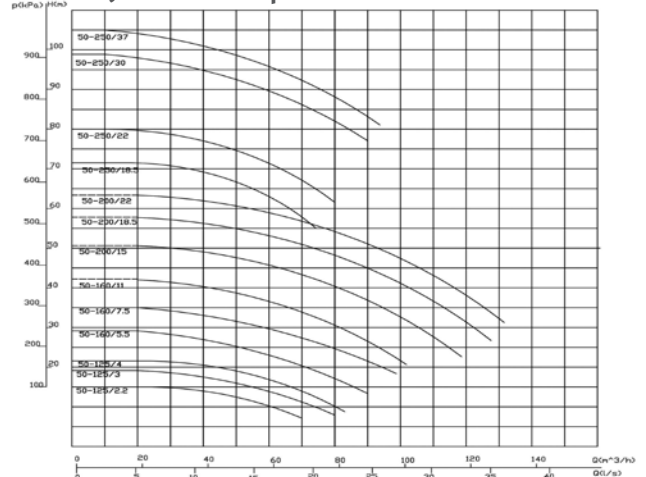
NNJM 32 - 2900 rpm



NNJM 40 - 2900 rpm



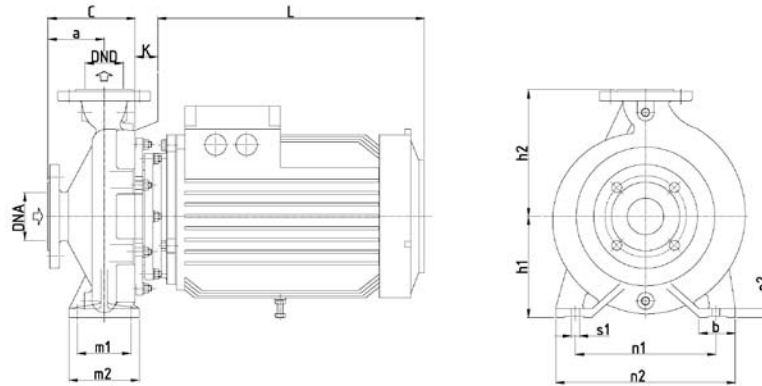
NNJM 50 - 2900 rpm



BOMBAS MONOBLOCO NORMALIZADAS

NNJM

NNJM - 2900 rpm



MODELO NNJM - 2900 r.p.m.	POTÊNCIA (kW)	CORRENTE ABSORVIDA (A)	DIMENSÕES (mm)														PESO (Kg)		
			DNA	DND	a	h1	h2	b	e2	m1	m2	n1	n2	s1	c	k			
32-125 / 1,1/2	1.1	2,5	50	32	80	112	140	50	14	100	70	190	140	14	156	10	32		
32-125 / 1,5/2	1.5	3,2															35		
32-125 / 2,2/2	2.2	4,7															37		
32-160 / 2,2/2	2.2	4,7				40													
32-160 / 3/2	3	6,0				47													
32-160 / 4/2	4	7,7				51													
32-160 / 5,5/2	5.5	10,5			56														
32-200 / 5,5/2	5.5	10,5			58														
32-200 / 7,5/2	7.5	14,2			64														
32-250 / 7,5/2	7.5	14,2			82														
32-250 / 11/2	11	20,2			102														
32-250 / 15/2	15	28,0			113														
40-125 / 1,5/2	1.5	3,2	65	40	80	112	140	50	14	100	70	210	160	14	156	10	35		
40-125 / 2,2/2	2.2	4,7															38		
40-125 / 3/2	3	6,0															47		
40-160 / 4/2	4	7,7				53													
40-160 / 5,5/2	5.5	10,5				55													
40-200 / 7,5/2	7.5	14,2				79													
40-200 / 11/2	11	20,2			99														
40-250 / 15/2	15	28,0			108														
40-250 / 18,5/2	18.5	34,3			136														
40-250 / 22/2	22	41,2			147														
50-125 / 2,2/2	2.2	4,7			65	50	100	132	160	50	14	100	70	240	190	14	176	10	40
50-125 / 3/2	3	6,0																	46
50-125 / 4/2	4	7,7	50																
50-160 / 5,5/2	5.5	10,5	58																
50-160 / 7,5/2	7.5	14,2	77																
50-160 / 11/2	11	20,2	96																
50-200 / 15/2	15	28,0	110																
50-200 / 18,5/2	18.5	34,3	128																
50-200 / 22/2	22	41,2	153																
50-250 / 18,5/2	18.5	34,3	140																
50-250 / 22/2	22	41,2	166																
50-250 / 30/2	30	55,2	195																
50-250 / 37/2	37	66,4	215																