



JOSÉ RAUL MATIAS DE CARVALHO

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

DIMENSIONAMENTO DE UMA ESTAÇÃO ELEVATÓRIA (ESTUDO NUMÉRICO)

MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Universidade NOVA de Lisboa

março, 2023

DIMENSIONAMENTO DE UMA ESTAÇÃO ELEVATÓRIA (ESTUDO NUMÉRICO)

JOSÉ RAUL MATIAS DE CARVALHO

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

Orientador: Luís Miguel Chagas Costa Gil,
Professor Auxiliar, Universidade NOVA de Lisboa

Júri:

Presidente: José Manuel Paixão Conde,
Professor Auxiliar, FCT-NOVA

Arguentes: Moisés Gonçalves de Brito,
Professor Auxiliar, FCT-NOVA

Orientador: Luís Miguel Chagas Costa Gil,
Professor Auxiliar, FCT-NOVA

Dimensionamento de uma Estação Elevatória (estudo numérico)

Copyright © José Raul Matias de Carvalho, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade NOVA de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade NOVA de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

AGRADECIMENTOS

Começo por expressar os meus sinceros agradecimentos ao Prof. Luís Gil, pelo seu constante apoio, orientação e encorajamento durante todo o processo de elaboração desta dissertação. Os seus conselhos e sugestões mostraram-se cruciais ao longo de todo este trabalho.

Quero também agradecer a todos os meus colegas e amigos, com especial referência ao Eustácio Justiniano e Rui Nunes, cujo apoio e estímulo me ajudaram a superar os momentos difíceis e a encontrar a motivação para seguir em frente.

À minha mãe, pai e irmão agradeço pelo amor, apoio, paciência e incentivo que me deram ao longo de toda esta jornada. Sem o seu apoio eu não teria chegado até aqui.

Por fim, dirijo uma palavra de especial carinho a toda a minha família mais próxima. Aos meus avós, por toda a sabedoria e carinho que me deram ao longo de todos estes anos. Aos meus tios e primos pelos seus conselhos e motivação.

RESUMO

O dimensionamento de instalações hidráulicas tendo em conta regimes transitórios é um problema complexo devido à natureza dos modelos matemáticos que regem este tipo de fenómeno. Desta forma é comum recorrer à simulação numérica através do uso de códigos comerciais.

Assim sendo, a presente dissertação tem como principal objetivo o projeto de uma estação elevatória em regime permanente e transitório com o auxílio de simulação numérica.

O dimensionamento da estação elevatória encontra-se dividido em duas partes. A primeira, relativa ao regime permanente, começa pela definição do problema escolhendo os principais componentes da estação elevatória: condutas, bombas e válvulas. A segunda parte consiste na simulação numérica da estação elevatória em regime transitório. Determinam-se as características hidráulicas relevantes para três cenários de operação: corte de energia, saída de serviço e entrada de serviço.

A simulação dos três cenários permitiu a obtenção de dados como: envolventes de pressão, parâmetros característicos das bombas e parâmetros do escoamento. A análise destes resultados permitiu identificar a necessidade do uso de dispositivos de proteção e o estabelecimento de procedimentos operacionais através da definição de leis de fecho e abertura das válvulas e temporização das ações relevantes. Revelou-se a necessidade da introdução de um reservatório de ar comprimido de modo a evitar uma depressão excessiva na conduta aquando da paragem de todas as bombas em simultâneo devido ao corte de energia. Determinou-se, através das simulações do cenário da entrada de serviço, que, a adição de um sistema de bypass limitava a pressão máxima a valores mais favoráveis quando comparado com o processo de arranque contra uma válvula fechada.

Assim, com os procedimentos operacionais estabelecidos e os dispositivos de proteção introduzidos, ficou garantida a integridade estrutural da estação elevatória e o seu correto funcionamento.

Palavras chave: escoamento transitório, estação elevatória, bomba, válvula, reservatório de ar comprimido, simulação numérica.

ABSTRACT

The design of hydraulic facilities, considering transient regimes, is a complex problem due to the nature of the mathematical models governing this type of phenomenon. Therefore, it is common to resort to numerical simulation with commercial codes.

Thus, the main objective of this dissertation is the design of a pumping station under both steady-state and transient regimes, aided by numerical simulation.

The sizing of the pumping station is divided into two parts. The first part, concerning the steady-state regime, begins with defining the problem and selecting the main components of the pumping station: pipelines, pumps, and valves. The second part involves the numerical simulation of the pumping station under transient regime. Relevant hydraulic characteristics are determined for three operating scenarios: power outage, service exit, and service entrance.

The simulation of the three scenarios allowed obtaining data such as pressure envelopes, characteristic pump parameters, and flow parameters. The analysis of these results identified the need for using protective devices and the establishment of operational procedures through defining valve closure and opening laws and timing of relevant actions. It was found necessary to introduce a compressed air reservoir to prevent excessive depression in the pipeline during the simultaneous shutdown of all pumps due to a power outage. The simulations of the service entrance scenario revealed that the addition of a bypass system limited the maximum pressure to more favorable values when compared to the startup process against a closed valve.

Therefore, with the established operational procedures and introduced protective devices, the structural integrity of the pumping station and its proper functioning are ensured.

Keywords: transient flow, pumping station, pump, valve, surge tank, numerical simulation

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Enquadramento e motivação	1
1.2	Objetivos.....	2
1.3	Estrutura	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1	Dimensionamento de uma estação elevatória, generalidades	5
2.2	Dimensionamento em regime permanente	5
2.2.1	Equação de Bernoulli e curva da instalação	5
2.2.2	Escolha do diâmetro da conduta.....	6
2.2.3	Associação de condutas	7
2.2.4	Escolha do conjunto motor-bomba.....	8
2.2.5	Associação de bombas em paralelo	9
2.2.6	Cavitação	10
2.2.7	Velocidade específica	10
2.2.8	Linha de energia e piezométrica	11
2.2.9	Coeficiente de perda de carga e coeficiente de caudal	12
2.3	Dimensionamento em regime transitório.....	12
2.3.1	Velocidade de propagação da onda e variação de pressão	13
2.3.2	Equações fundamentais do regime transitório em condutas	14
2.3.3	Método das características	15
2.3.4	Condições fronteira.....	18
2.3.4.1	Reservatórios	18

2.3.4.2	Válvulas	19
2.3.4.3	Válvulas de retenção	20
2.3.4.4	Reservatório de ar comprimido	21
2.3.4.5	Bomba.....	23
2.4	Código numérico.....	26
2.4.1	Hipóteses simplificativas	27
2.4.2	Modelação do sistema	27
3	PROJETO EM REGIME PERMANENTE.....	29
3.1	Caracterização do sistema	29
3.2	Requisitos	29
3.3	Janela de operação.....	30
3.4	Localização	30
3.5	Perfil longitudinal da conduta.....	31
3.6	Esquema preliminar da instalação.....	31
3.7	Condutas.....	32
3.7.1	Diâmetro Económico.....	32
3.7.2	Material	32
3.7.3	Escolha da conduta	33
3.7.4	Classe de pressão	34
3.7.5	Diâmetro das condutas do paralelo	35
3.7.6	Velocidade de escoamento	36
3.8	Válvulas	37
3.8.1	Válvulas de Seccionamento	37
3.8.2	Válvulas de regulação	37
3.8.3	Válvulas de retenção	37
3.9	Curva da instalação	39
3.9.1	Fator de atrito.....	39
3.9.2	Coeficientes de perda de carga	40
3.9.3	Perdas de carga	40
3.10	Conjunto motor-bomba.....	41

3.10.1	Tipo de bomba escolhida.....	41
3.10.2	Seleção da bomba	41
3.10.3	Cavitação	43
4	ESTUDO EM REGIME TRANSITÓRIO	45
4.1	Dimensionamento em regime transitório.....	45
4.2	Caracterização da instalação em regime transitório.....	46
4.2.1	Bombas	46
4.2.2	Válvulas	48
4.2.3	RAC.....	48
4.3	Corte de energia	49
4.4	Saída de serviço	55
4.5	Entrada de serviço	59
4.5.1	Motor elétrico	59
4.5.2	Arranque com uma válvula fechada	60
4.5.3	Bypass.....	65
5	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	71
5.1	Conclusões	71
5.2	Trabalhos futuros.....	72

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 - Associação de troço em paralelo.	8
Figura 2.2 - Ponto de funcionamento (exemplo)	8
Figura 2.3 - Associação em paralelo de duas bombas	9
Figura 2.4 - Curvas características de duas bombas idênticas a trabalhar em paralelo	9
Figura 2.5 - Representação da linha piezométrica, de sobrepressão e depressão num perfil, a), favorável e, b), desfavorável	11
Figura 2.6 - Volume de controlo para o desenvolvimento da equação de conservação, a), da massa e da, b), quantidade de movimento.....	14
Figura 2.7 - Linhas características num plano x-t.....	16
Figura 2.8 - Grelha característica.....	18
Figura 2.9 - Gráfico da desaceleração adimensional vs. velocidade máxima inversa.	21
Figura 2.10 - Representação da conduta de ligação ao RAC.	22
Figura 2.11 - Diagrama de Karmann-Knapp.	24
Figura 2.12 - Parâmetros de Suter.	25
Figura 3.1 - Localização geográfica do reservatório de água bruta e da ETA.	30
Figura 3.2 - Perfil longitudinal da conduta.....	31
Figura 3.3 – Esquema preliminar da instalação.	31
Figura 3.4 – Porção do catálogo das condutas de ferro fundido da Saint-Gobain PAM Canalisation.....	33
Figura 3.5 - Representação das dimensões características da conduta.....	33
Figura 3.6 - Representação das condutas e respetivas cotas.	36
Figura 3.7 - Válvula de dobradiça resistente com mola.....	38
Figura 3.8 - Representação da posição das diferentes válvulas na instalação.	38
Figura 3.9 - Curva característica, de rendimento, de potência e de altura de aspiração crítica de uma bomba e da sua associação em paralelo.....	42
Figura 4.1 - Diferença entre o ponto de funcionamento real e o previsto através dos parâmetros de Suter usando o PRM.	46
Figura 4.2 - Parâmetros de Suter.....	47

Figura 4.3 – RPM, altura manométrica, caudal e binário hidráulico das bombas utilizando válvulas de retenção.	50
Figura 4.4 - RPM, altura manométrica, caudal e binário hidráulico das bombas sem válvulas de retenção. A-Bombagem normal. B-Dissipação. C-Turbinagem.	51
Figura 4.5 - Velocidade de rotação.	52
Figura 4.6 – Elevação, linha piezométrica e envolventes de pressão – corte de energia	52
Figura 4.7 - Representação da posição do RAC (posição nº1) na instalação.	53
Figura 4.8 - Envolvente de pressão mínima - RAC posição nº1.	53
Figura 4.9 - Representação da posição do RAC (posição nº2) na instalação.	54
Figura 4.10 - Envolvente de pressão mínima - RAC posição nº2.....	54
Figura 4.11 - Pressão estática a jusante das bombas.	55
Figura 4.12 - Elevação, linha piezométrica e envolventes de pressão - TE de 2, 4 e 6 segundos.	56
Figura 4.13 - Elevação, linha piezométrica e envolventes de pressão para a paragem simultânea de 1, 2 e 3 bombas.	56
Figura 4.14 - Elevação, linha piezométrica e envolventes de pressão - TE de 10 e 20 segundos.	56
Figura 4.15 - Lei de fecho da válvula de regulação.	57
Figura 4.16 - Elevação, linha piezométrica e envolventes de pressão com e sem um IE de 6 segundos.	58
Figura 4.17 - Velocidade do escoamento a jusante da bomba sem aplicação de IE e com aplicação de IE de 6 e 8 segundos.....	58
Figura 4.18 - Elevação, linha piezométrica e envolventes de pressão - IE de 6 e 8 segundos..	58
Figura 4.19 - Procedimento operacional da saída de serviço.	59
Figura 4.20 - Curva de binário	60
Figura 4.21 – Caudal (a) e pressão estática relativa (b) imediatamente a jusante da bomba 1.	62
Figura 4.22 - Velocidade de rotação da bomba 1.....	62
Figura 4.23 - RPM, altura manométrica, caudal e binário hidráulico das bombas no arranque contra uma válvula fechada.	63
Figura 4.24 - Elevação, linha piezométrica e envolventes de pressão - arranque contra uma válvula fechada.....	64
Figura 4.25 - Procedimento operacional da entrada de serviço através do arranque da bomba contra uma válvula fechada.	64
Figura 4.26 - Representação do sistema de bypass na instalação.	66
Figura 4.27 - Lei de fecho da válvula de bypass.	67
Figura 4.28 - Lei de abertura da válvula de regulação.	67
Figura 4.29 - Elevação, linha piezométrica e envolventes de pressão - sistema de bypass.....	68
Figura 4.30 - RPM, altura manométrica, caudal e binário hidráulico das bombas no arranque através do sistema de bypass.....	69

Figura 4.31 - Procedimento operacional da entrada de serviço através do arranque da bomba com um sistema de bypass.....	70
---	----

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 - Estados de funcionamento.	24
Tabela 3.1 - Classes de pressão.	34
Tabela 3.2 - Perdas de carga localizadas dos troços do paralelo.	40
Tabela 3.3 - Perdas de carga localizadas na conduta de recalque.	40
Tabela 3.4 - Parâmetros da bomba no PRM.	43
Tabela 3.5 - Parâmetros de uma bomba e do paralelo no ponto de funcionamento previsto. ...	43
Tabela 4.1 - Dados de modelação do RAC.	48

SIGLAS

ETA	Estação de tratamento de água
ERSAR	Entidade Reguladora dos Serviços de Águas e Resíduos
LE	Linha de energia
LP	Linha piezométrica
RAC	Reservatório de ar comprimido
PA	Percentagem de abertura
RA	Razão de área
PRM	Ponto de rendimento máximo
NPSH	“Net positive suction head”
EP	Envolvente de pressão
MAX	Máximo
MIN	Mínimo
TE	Tempo de espera
IE	Intervalo de espera
VFD	Unidade de variação de frequência
PID	Controlador proporcional integral derivativo
RPM	Rotação por minuto

SÍMBOLOS

g	Aceleração gravítica [LT^{-2}]
H_{SI}	Altura de aspiração crítica [L]
H_S	Altura disponível de aspiração [L]
H	Altura ou Carga total [L]
A	Área da secção transversal de uma conduta [L^2]
T	Binário [ML^2T^{-2}]
Q	Caudal [L^3T^{-1}]
a	Celeridade de uma onda [LT^{-1}]
K_v	Coeficiente de caudal
ξ	Coeficiente de perda de carga
D	Diâmetro [L]
D_r	Diâmetro económico [L]
DE	Diâmetro exterior [L]
DN	Diâmetro nominal [L]
e	Espessura [L]
f	Fator de atrito
F	Força resultante [MLT^{-2}]
I	Momento de inércia [L^4]
ρ	Massa volúmica [ML^{-3}]
K	Módulo de elasticidade [$ML^{-1}T^{-2}$]
E	Módulo de Young [$ML^{-1}T^{-2}$]
Re	Número de Reynolds
h	Parâmetro adimensional da altura manométrica
α	Parâmetro adimensional da velocidade de rotação
β	Parâmetro adimensional do binário

ν	Parâmetro adimensional do caudal escoado
p	Pressão [$ML^{-1}T^{-2}$]
ϵ	Rugosidade [L]
t	Tempo [T]
τ_o	Tensão de corte na parede, segundo Darcy-Weisbach [$ML^{-1}T^{-2}$]
V	Velocidade [LT^{-1}]
N	Velocidade de rotação [T^{-1}]
N_s	Velocidade específica
μ	Viscosidade dinâmica [$ML^{-1}T^{-1}$]
$\forall$	Volume [L^3]

INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento e motivação

Os sistemas de transporte, tratamento, distribuição e elevação de água são de enorme importância, uma vez que, estão na base do funcionamento regular de qualquer sociedade moderna.

Nesse sentido, é imperativo que as infraestruturas hidráulicas dimensionadas para o efeito sejam construídas e mantidas de forma cuidadosa, uma vez que, a eficácia das mesmas garante a sua capacidade de fornecer água à população, indústria e agricultura. O mau desempenho e manutenção destes sistemas, pode, para além de não assegurar o intuito da sua aplicação, provocar sérias perdas económicas. Um estudo realizado pela Entidade Reguladora dos Serviços de Águas e Resíduos (ERSAR) revelou que cerca de 174 milhões de metros cúbicos de água foram perdidos na sua movimentação no ano de 2020, com um custo associado de cerca de 93,6 milhões de euros [1].

O projeto de infraestruturas hidráulicas em regime permanente combina os princípios de conservação de massa e energia (sobre a forma da equação de Bernoulli) com dados experimentais abundantes provenientes de informação técnica da globalidade dos fabricantes de bombas, condutas e acessórios. No entanto, é também necessário conhecer as solicitações de uma infraestrutura hidráulica quando submetida a um regime transitório, de que são exemplos, abertura e fecho de válvulas ou paragem e arranque de bombas.

A complexidade da análise de regimes transitórios deriva da natureza dos seus respetivos modelos matemáticos, que assentam em equações diferenciais parciais, sem solução geral e de complexa resolução através de métodos analíticos. Esta adversidade torna o uso de ferramentas numéricas obrigatório.

A análise e projeto de sistemas hidráulicos em regime transitório é um tema pouco abordado na licenciatura e mestrado de engenharia mecânica. Esta lacuna combinada com o interesse precedente por este tema estão na base da motivação do autor para o desenvolvimento deste trabalho.

1.2 Objetivos

A presente dissertação tem como principal objetivo o projeto de uma estação elevatória, em regime permanente e transitório, com o propósito de transportar água de um reservatório de armazenamento de água bruta até uma estação de tratamento (ETA).

Para o efeito, começa-se pela definição do problema com base em fatores geográficos e de procura. O dimensionamento da instalação em regime permanente é executado com base na teoria clássica da mecânica dos fluidos, combinando os princípios de conservação de massa e energia com informações técnicas de diferentes fabricantes. O dimensionamento consiste na escolha dos principais componentes da instalação: bombas, condutas e válvulas.

Com a instalação dimensionada para regime permanente é feito um estudo numérico com o objetivo de garantir a sua integridade estrutural e operacionalidade em regime transitório. Isto é alcançado através da simulação de três cenários:

- Corte de energia;
- Saída de serviço;
- Entrada de serviço.

O código numérico, utilizado nas simulações acima referidas, tem como base o método das características.

Espera-se que com a análise sequencial e iterativa dos resultados, obtidos ao longo das simulações dos diferentes cenários, seja possível:

- Verificar a necessidade do uso de dispositivos de proteção, de modo a limitar os efeitos do transitório;
- Estabelecer procedimentos operacionais, através da determinação de leis de fecho e abertura de válvulas e temporização das ações relevantes.

Pretende-se, que no final, seja possível garantir a integridade estrutural da estação elevatória, bem como, regularizar o seu funcionamento através dos procedimentos operacionais estabelecidos.

1.3 Estrutura

Esta dissertação encontra-se estruturada em cinco capítulos:

1. Introdução;
2. Revisão bibliográfica;
3. Projeto em regime permanente;
4. Estudo em regime transitório;
5. Conclusão e trabalhos futuros.

O primeiro capítulo consiste na introdução ao tema da presente dissertação. Começa-se pelo enquadramento e motivação deste trabalho procurando realçar a importância do mesmo na atualidade. São ainda expostos os objetivos.

O capítulo 2 dedica-se ao estudo bibliográfico, são apresentados os conceitos relevantes para a análise de sistemas hidráulicos em regime permanente e transitório. É exposta a modelação matemática associada ao método das características e, por último, é apresentado o código numérico utilizado.

No capítulo 3 é dimensionada a estação elevatória em regime permanente. Este dimensionamento é executado através da escolha dos principais componentes de uma forma sequencial.

No capítulo 4 é realizado um estudo do comportamento da estação elevatória em regime transitório recorrendo à simulação de três cenários: corte de energia, saída de serviço e entrada de serviço. Os resultados das simulações, dando especial relevância às envolventes de pressão e parâmetros característicos das bombas, são analisados continuamente ao longo do capítulo de modo a garantir a integridade da estação.

No último capítulo resumem-se os resultados obtidos ao longo do trabalho. São ainda sugeridas ideias para trabalhos futuros.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Dimensionamento de uma estação elevatória, generalidades

As estações elevatórias são instalações hidráulicas destinadas a elevar um líquido desde uma cota inferior para uma cota superior. São formadas por circuitos abertos onde a energia fornecida ao fluido, pela bomba, serve para vencer as perdas de carga por atrito ao longo das condutas, as perdas de carga dos acessórios e quaisquer desníveis geométricos desfavoráveis.

De modo a obter um completo projeto de uma estação elevatória é necessário o dimensionamento e análise da mesma em regime permanente e transitório. O dimensionamento em regime permanente passa pela obtenção da curva da instalação através da escolha das condutas e acessórios necessários. Com a curva da instalação definida torna-se possível a escolha da máquina hidráulica. De seguida é necessária uma análise da instalação em regime transitório de modo a determinar a integridade estrutural da mesma durante as suas condições normais de funcionamento e de emergência.

2.2 Dimensionamento em regime permanente

O projeto de infraestruturas hidráulicas em regime permanente combina os princípios de conservação de massa e energia (sobre a forma da equação de Bernoulli) com dados experimentais abundantes provenientes de informação técnica da globalidade dos fabricantes de bombas, condutas e acessórios.

2.2.1 Equação de Bernoulli e curva da instalação

Numa instalação hidráulica, em condições permanentes de funcionamento, é comum admitir que a massa volúmica, ρ , do fluido não sofre alterações. Assim sendo, para sistemas abertos, a equação

de conservação da energia (ou equação de Bernoulli generalizada) escreve-se ao longo de uma conduta da seguinte forma:

$$\left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z \right)_M + H_m = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z \right)_J + \Delta H_{MJ} \quad (2.1)$$

Onde p , V e Z representam os valores médios da pressão, velocidade e cota, os índices M e J referem as grandezas a uma secção a montante e jusante, respetivamente, e H_m é a variação de energia, por unidade de peso, que ocorre no fluido devido à existência de uma máquina hidráulica. No caso de uma bomba H_m é positiva e designa-se por altura de elevação, numa turbina esse termo é negativo e designa-se por altura de queda. O termo de perda de carga, ΔH_{MJ} , é calculado utilizando os conceitos de perdas de carga singulares e distribuídas:

$$\text{Singular} - \Delta H_{MJ\text{Loc}} = \frac{8\xi}{g\pi^2 D^4} Q_V^2 \quad (2.2)$$

$$\text{Distribuída} - \Delta H_{MJ\text{Dis}} = \frac{32fL}{g\pi^2 D^5} Q_V^2 \quad (2.3)$$

Onde ξ é denominado, coeficiente de perda de carga localizada, f , o fator de atrito, L e D o comprimento e o diâmetro da conduta, respetivamente, e, Q_V , o caudal de volume.

Assim em cada troço a perda de carga total pode escrever-se:

$$\Delta H_{MJ} = \left(\frac{32fL}{g\pi^2 D^5} + \frac{8\xi}{g\pi^2 D^4} \right) Q_V^2 = K_i Q_V^2 \quad (2.4)$$

A equação (2.1) pode ser escrita isolando o termo, H_m :

$$H_m = (Z_J - Z_M) + \left(\frac{p_J}{\rho g} - \frac{p_M}{\rho g} \right) + \Delta H_{MJ} + \left(\frac{V_J^2}{2g} - \frac{V_M^2}{2g} \right) \quad (2.5)$$

O termo de perda de carga ΔH_{MJ} e de energia cinética são função do caudal. No caso de uma instalação de bombagem a equação (2.5) representa a energia por unidade de peso (altura) que a bombaterá de fornecer para que na instalação escoe um determinado caudal. A equação (2.5) depende apenas das características da instalação sendo a sua representação num plano H , Q_V , denominada de curva da instalação.

2.2.2 Escolha do diâmetro da conduta

O critério de minimização da perda de carga não pode ser o único aplicado na escolha do diâmetro da conduta, pois, segundo a equação (2.3), isso resultaria em diâmetros de valor infinito. Assim, o principal critério a usar deve ser o da minimização de custos. O uso destes dois critérios opostos

indica a existência de um mínimo na função de custo. O valor do diâmetro correspondente denomina-se “diâmetro económico”. Na definição da função de custo tem de se ter em conta: os custos de capital e os períodos de amortização, o de tempo de vida, o consumo energético, entre outros. A escolha do diâmetro económico é um problema de otimização clássico, assim são apresentadas duas equações para a resolução do mesmo [2].

A análise económica do diâmetro pode ser, numa primeira aproximação, efetuada considerando apenas os custos das condutas, da montagem e da energia dissipada por perdas de carga. Os primeiros dois fatores são de difícil estimação dependendo do tempo de vida útil e de fatores fiscais. No entanto é comum a utilização da fórmula de Bresse para o cálculo do diâmetro económico:

$$D(m) = k\sqrt{Q(m^3/s)} \quad (2.6)$$

Onde, k, costuma variar entre 0,7 e 1,3.

É recomendado o uso de uma fórmula de Bresse modificada para sistemas que não operem continuamente [2]:

$$D(m) = 1,3\sqrt[4]{X}\sqrt{Q(m^3/s)} \quad (2.7)$$

Em que X corresponde à fração de horas que a instalação opera por dia.

Lencastre (1996) apresenta um estudo do mesmo tipo, mas adequado à realidade Portuguesa (1981) [2], obtendo a seguinte expressão:

$$D_r(m) = 0,95 Q^{0,43} \quad (2.8)$$

De notar que, depois do cálculo do diâmetro económico, usando qualquer uma das equações, é necessário a escolha de uma conduta com um diâmetro comercial normalizado.

2.2.3 Associação de condutas

Uma instalação é composta por associações de troços, assim sendo, é necessário calcular a perda de carga, K_{total} , a partir das perdas de carga de cada troço. Os troços podem ser associados em: serie, paralelo e em ramificação.

Neste trabalho é de especial interesse as associações de troços em paralelo.

Um conjunto de troços diz-se em paralelo quando as suas extremidades se unem numa única conduta principal, como ilustrado na Figura 2.1. A relação entre os caudais que escoam em n troços em paralelo, $Q_{V_1}, Q_{V_2}, \dots, Q_{V_n}$, e o caudal da conduta principal, Q_V , é dada pela equação da continuidade.

$$Q_V = Q_{V_1} + Q_{V_2} + \dots + Q_{V_n} \quad (2.9)$$

A perda de carga total da associação em paralelo, K_{total} , é dada pela seguinte equação

$$K_p = \left(\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{K_1}} + \sqrt{\frac{1}{K_2}} + \dots + \sqrt{\frac{1}{K_n}}} \right)^2 \quad (2.10)$$

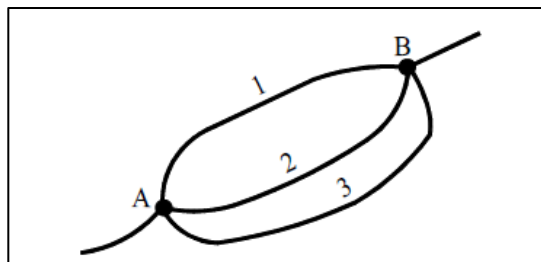


Figura 2.1 - Associação de troço em paralelo.

2.2.4 Escolha do conjunto motor-bomba

As máquinas hidráulicas são caracterizadas pela sua curva característica, que relaciona a altura, H_m , com o caudal volúmico para diferentes velocidades de rotação. A obtenção das curvas características é efetuada através da consulta dos catálogos dos diferentes fabricantes de bombas. No entanto, mais recentemente, os fabricantes, introduziram ferramentas informáticas de modo a simplificar o processo de escolha das bombas de acordo com a sua aplicação e respetiva curva da instalação. Um exemplo deste tipo de ferramentas é a ferramenta online de escolha de bombas da empresa Grundfos. O processo de escolha da bomba inicia-se com a determinação do tipo de bomba a usar, esta determinação é normalmente efetuada através da aplicação da bomba. De seguida são comparados os requisitos da instalação hidráulica (caudal e altura de elevação) com as capacidades nominais das diferentes bombas, do mesmo tipo, de modo a escolher a que melhor se adequa as necessidades da instalação.

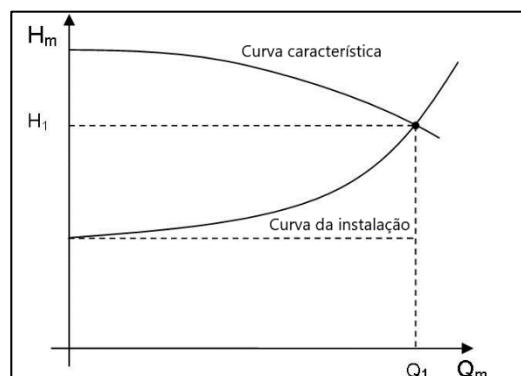


Figura 2.2 - Ponto de funcionamento (exemplo).

O ponto de funcionamento da instalação quando equipada com uma máquina hidráulica é determinado pela interceção das duas curvas (curva da instalação e curva característica) no plano H, Q_v , exemplificado na Figura 2.2 . Neste ponto estão ajustadas as necessidades da instalação ao potencial da máquina hidráulica.

2.2.5 Associação de bombas em paralelo

Em muitas situações é impossível satisfazer os requisitos de uma instalação hidráulica com uma só bomba, assim sendo, é comum recorrer a um arranjo das bombas em paralelo ou série.

A associação de bombas em paralelo (Figura 2.3) consiste em conectar as bombas de modo que as entradas e saídas fiquem sujeitas a um ponto comum na instalação.

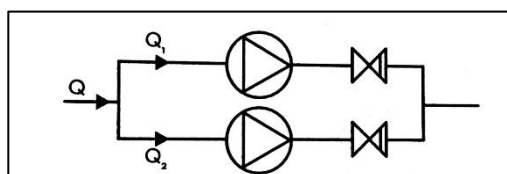


Figura 2.3 - Associação em paralelo de duas bombas.

Neste tipo de associação o caudal em circulação na instalação é o resultado do somatório dos caudais individuais de cada bomba e a altura manométrica disponível constante e igual em todas as bombas, como ilustrado na Figura 2.4.

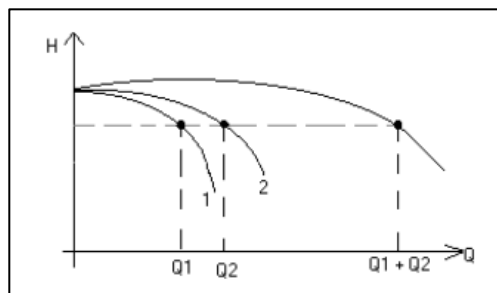


Figura 2.4 - Curvas características de duas bombas idênticas a trabalhar em paralelo.

Existem inúmeras razões para colocar múltiplas bombas em paralelo. De um ponto de vista de fiabilidade é desejável ter mais que uma bomba disponível. Quanto maior o número de bombas em paralelo maior será a fiabilidade da instalação e maior será a gama de caudais disponíveis. Outra vantagem de um sistema de bombas em paralelo é a possibilidade de se poder acrescentar mais bombas de modo a compensar qualquer aumento de procura no futuro.

Caso seja necessário ampliar a capacidade de altura manométrica de uma instalação hidráulica é comum recorrer-se a um arranjo em série das bombas. Este consiste em conectar as bombas de forma sucessiva, onde a descarga de umas é ligada à aspiração de outras.

2.2.6 Cavitação

Num escoamento, em alguns locais, o valor da pressão pode-se apresentar inferior à pressão de vaporização. Nestas situações, geram-se bolhas de vapor que aquando da sua implosão tem o potencial de causar danos significativos, especialmente em máquinas hidráulicas. O fenómeno de formação e destruição das bolhas de vapor denomina-se cavitação.

De modo a não ocorrer cavitação a seguinte condição tem de ser verificada:

$$H_s = \frac{p_e}{\rho g} + \frac{V_e^2}{2g} - \frac{p_{tap}}{\rho g} > H_{SI} \quad (2.11)$$

O primeiro termo da inequação, H_s , depende apenas das características da instalação e representa a diferença entre a pressão total (soma da pressão estática e dinâmica) e a pressão de vaporização do fluido (à temperatura do escoamento), denomina-se altura disponível de aspiração. O segundo termo depende exclusivamente da conceção construtiva da máquina hidráulica (tipo de máquina, dimensões, entre outras) e das suas condições de funcionamento (velocidade, rendimento, entre outros). A este termo, que caracteriza o decréscimo de pressão no interior da máquina, denomina-se altura de aspiração crítica, H_{SI} . O H_{SI} é obtido por ensaio experimental e é fornecido pelo fabricante da bomba.

O valor de p_e pode ser calculado utilizando a equação de Bernoulli, substituindo o valor de p_e na inequação (2.11) obtém-se:

$$H_s = \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{vap}}{\rho g} - (Z_e - Z_0) - \Delta H_{0e} > H_{SI} \quad (2.12)$$

Com ΔH_{0e} a perda de carga na conduta de aspiração.

2.2.7 Velocidade específica

A velocidade específica (N_s) é um parâmetro adimensional que caracteriza a família de máquinas hidráulicas. A gama de velocidade específica é a mesma para todas as bombas com princípios de funcionamento semelhantes. Esta é calculada no ponto de funcionamento de rendimento máximo. A velocidade específica é dada pela seguinte expressão [3]:

$$N_s = \frac{N_N \sqrt{Q_N}}{H_N^{\frac{3}{4}}} \quad (2.13)$$

O subscrito N denomina condições nominais.

2.2.8 Linha de energia e piezométrica

Num projeto de uma instalação hidráulica é importante evitar a ocorrência de pressões negativas no interior das condutas, denominadas de depressões. O acontecimento deste tipo de fenómeno pode levar à infiltração de contaminantes para o escoamento e, em casos extremos, ao colapso da conduta. Uma forma fácil de verificar a existência de depressões é recorrer às linhas de energia e piezométrica.

A linha de energia representa, em altura, a soma da energia potencial, de pressão e cinética em cada ponto da conduta, o seu cálculo é dado por:

$$z_e = z_c + \frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \quad (2.14)$$

Onde z_c representa a cota do centro da conduta ao referencial.

A linha piezométrica representa, em altura, a soma da energia potencial e de pressão ao longo da conduta e é dada por:

$$z_p = z_c + \frac{p}{\rho g} \quad (2.15)$$

Para a maior parte das aplicações de engenharia o valor da linha de energia e piezométrica são semelhantes, visto que, o valor da velocidade do fluido tende a ser pequeno tornando a sua energia cinética pouco expressiva quando comparado com a sua energia potencial [3].

É possível perceber pela equação (2.15) que quando a linha piezométrica é comparada com o perfil longitudinal da conduta qualquer ponto da linha piezométrica que se encontra abaixo do perfil longitudinal encontra-se em depressão. Assim sendo, é conveniente, no dimensionamento de qualquer instalação hidráulica, considerar um perfil favorável para a instalação, como ilustrado na Figura 2.5.

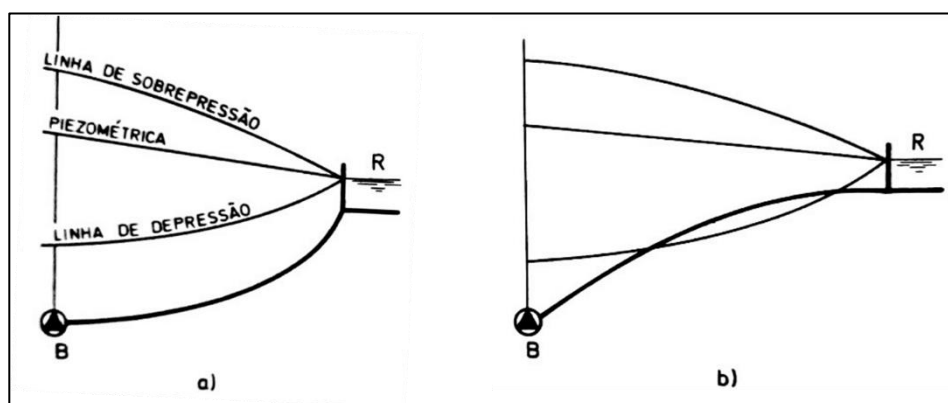


Figura 2.5 - Representação da linha piezométrica, de sobrepressão e depressão num perfil, a), favorável e, b), desfavorável.

2.2.9 Coeficiente de perda de carga e coeficiente de caudal

Todos os acessórios numa instalação hidráulica, como por exemplo, válvulas, curvas ou tês, impõem uma perda de carga. Todas estas perdas de carga têm de ser identificadas de modo a obter a curva da instalação.

Existem vários coeficientes para o cálculo da perda de carga de cada componente. O método do K, utilizado na equação (2.2) [4], calcula a perda de carga com base num coeficiente de perda de carga (ξ). Este coeficiente é determinado com base em dados experimentais. É mais comum o uso deste método na análise de sistemas em regime permanente.

Outro coeficiente utilizado, normalmente associado a válvulas, é o coeficiente de caudal, K_v , este coeficiente relaciona o caudal na válvula, Q , com a perda de carga imposta, ΔP . Este parâmetro é fornecido pelo fabricante.

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} \quad (2.16)$$

O coeficiente de caudal é normalmente utilizado em unidades imperiais, C_v . Este coeficiente é especialmente útil na simulação numérica de escoamentos transitórios, devido à capacidade de programar leis de fecho e abertura de válvulas mais facilmente. As seguintes equações estabelecem relações entre os diferentes coeficientes [4].

$$C_v = 1,156 \times K_v \quad (2.17)$$

$$K_v = 0,04007 \times \frac{D^2}{\sqrt{\xi}} \quad (2.18)$$

2.3 Dimensionamento em regime transitório

O projeto de uma instalação hidráulica não se encontra completo apenas com o dimensionamento em regime permanente, visto que, qualquer alteração nas condições de funcionamento da instalação, implicam a ocorrência de regimes hidráulicos variáveis durante um intervalo de tempo. Estes regimes hidráulicos designam-se por regimes transitórios.

Caso as variações de pressão sejam elevadas e, englobarem as forças elásticas da conduta e do fluido, o regime transitório toma a designação particular de golpe de aríete ou choque hidráulico.

A análise do golpe de aríete deve ser sempre considerada nos projetos de sistemas elevatórios e deverá ser feita para as condições normais de funcionamento, como por exemplo, arranque e paragem das bombas, e ainda para as condições de emergência possíveis, como por exemplo, corte de energia.

2.3.1 Velocidade de propagação da onda e variação de pressão

As elevadas variações de pressão que ocorrem durante um choque hidráulico exigem que sejam considerados os efeitos de compressibilidade do fluido e a deformação da conduta.

A velocidade de propagação da onda é função das características da conduta e material (espessura, módulo de Young, entre outros), do fluido e dos constrangimentos a que a conduta está sujeita.

Segundo [5], a velocidade de propagação da onda é dada por:

$$a = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \left(\frac{K}{E}\right) \times \psi}} \quad (2.19)$$

Onde, K , representa o módulo de elasticidade do fluido, E , o módulo de Young do material da conduta, e , a sua espessura e, ψ , representa um parâmetro adimensional que depende das propriedades elásticas da conduta. As propriedades elásticas da conduta dependem das características da conduta (comprimento, espessura e material) e dos constrangimentos externos devido aos seus suportes e liberdade de movimento longitudinal [5]

Existem diferentes expressões para o cálculo de ψ consoante as condições em questão, como por exemplo:

- Conduta rígida;
- Conduta elástica de parede espessa;
 - Ancorada longitudinal ao longo do seu comprimento;
 - Ancorada longitudinal a jusante;
 - Ancorada com juntas de expansão frequentemente;
- Conduta elástica de parede fina;
 - Ancorada longitudinal ao longo do seu comprimento;
 - Ancorada longitudinal a jusante;
 - Ancorada com juntas de expansão frequentemente;
- Enterrada.

Em [5] é possível consultar as diferentes equações para o cálculo de ψ , em cada condição acima referida.

Para o desenvolvimento deste trabalho não se calcula a velocidade de propagação para cada troço da conduta pois utiliza-se a base de dados do código numérico, que contem as celeridades para diferentes condutas e tipos de constrangimentos.

Para fechos instantâneos a respetiva sobrepressão é estabelecida pela fórmula de Joukowsky:

$$\Delta H = \pm \frac{a}{g} \Delta V \quad (2.20)$$

2.3.2 Equações fundamentais do regime transitório em condutas

O escoamento transitório é governado pelas equações da continuidade e conservação da massa. Estas equações partem da aplicação um balanço da quantidade de movimento e massa a um volume de controlo num troço de conduta, como se pode observar na Figura 2.6 a) e b) respetivamente.

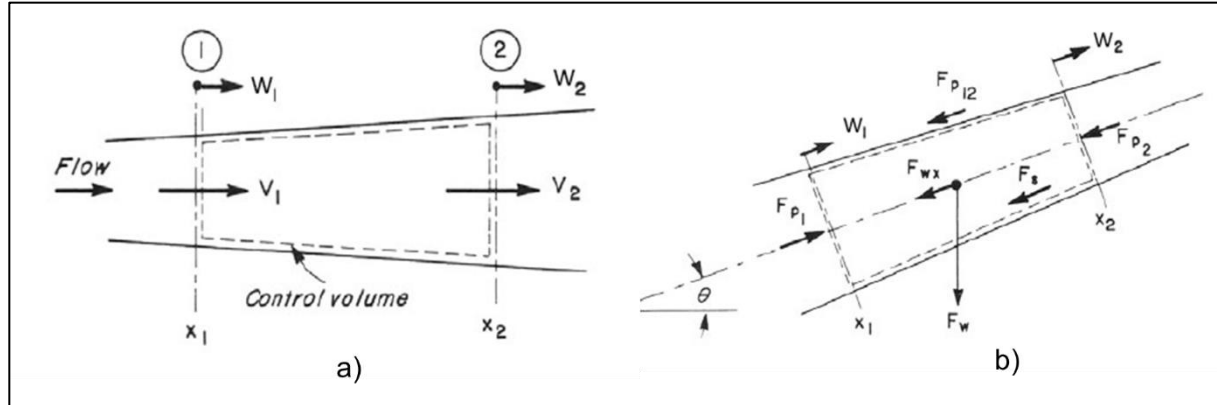


Figura 2.6 - Volume de controlo para o desenvolvimento da equação de conservação, a), da massa e da, b), quantidade de movimento.

Existem, no entanto, um conjunto de hipóteses simplificativas necessárias de modo a determinar o sistema de equações que estabelece a fundamentação teórica por detrás do fenómeno em causa:

- O fluido é pouco compressível;
- O material da conduta tem um comportamento elástico linear;
- O escoamento é uni direcional e a pressão é uniforme na entrada e saída do volume de controlo;
- As perdas por atrito são iguais em escoamento transitório e permanente. Podendo assim aplicar-se a lei de Darcy-Weisbach:

$$\tau_o = \frac{1}{8} \rho f V |V| \quad (2.21)$$

Dos inúmeros estudos realizados no âmbito das equações diferenciais resultantes do balanço de massa e quantidade de movimento destaca-se, Chaudhry (1987) e Wylie & Streeter (1993), devido ao seu estudo completo e detalhado. Destes trabalhos resultam as seguintes equações [5]:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (2.23)$$

As equações (2.22) e (2.23) são parciais hiperbólicas e não existe solução analítica [5]. Logo, é necessário a aplicação de um método numérico para a sua resolução, o método numérico, utilizado pelo código empregue neste trabalho, denomina-se método das características.

2.3.3 Método das características

Como exposto na secção anterior as equações que descrevem o escoamento transitório em condutas são equações diferenciais parciais hiperbólicas e para a sua resolução é necessário a aplicação de um método numérico, mais especificamente para esta dissertação, o método das características. Nesta secção serão apresentados os detalhes da modelação matemática por detrás do método das características.

Começa-se por rescrever as equações (2.22) e (2.23) em função do caudal:

$$L_1 = \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + RQ|Q| = 0 \quad (2.24)$$

$$L_2 = a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} + gA \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (2.25)$$

Onde:

$$R = \frac{f}{2gDA^2} \quad (2.26)$$

Aplicando uma combinação linear das equações anteriores do tipo, $L = L_1 + \lambda L_2$, onde λ é uma constante desconhecida, obtém-se:

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} \right) + \lambda gA \left(\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} \right) + RQ|Q| = 0 \quad (2.27)$$

Sabendo que:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (2.28)$$

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (2.29)$$

Admitindo que:

$$\frac{1}{\lambda} = \frac{dx}{dt} = \lambda a^2 \quad (2.30)$$

É possível reescrever a equação (2.27) como:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + RQ|Q| = 0 \quad (2.31)$$

se

$$\frac{dx}{dt} = a \quad (2.32)$$

e

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + RQ|Q| = 0 \quad (2.33)$$

se

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (2.34)$$

As equações (2.31) e (2.33) denominam-se de equações da compatibilidade. Impondo as relações dadas pelas equações (2.32) e (2.34), elimina-se a variável independente x , tornando assim as equações (2.24) e (2.25) em equações diferenciais ordinárias.

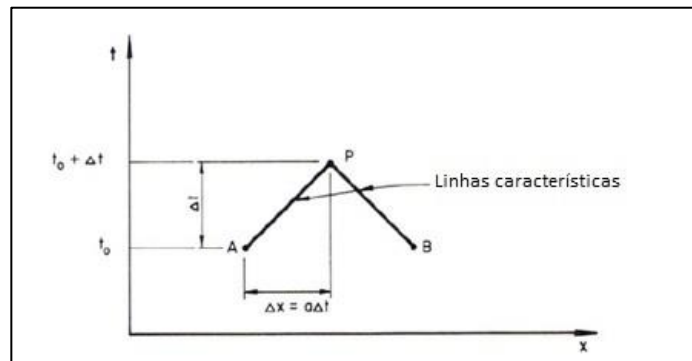


Figura 2.7 - Linhas características num plano x-t.

Assumindo que se conhece a altura, H , e caudal, Q , para o instante $t = t_0$, pretende-se agora obter os valores de H e Q para o instante $t = t_0 + \Delta t$. Usando a Figura 2.7 como referência, sabe-se os valores de H e Q para os pontos A e B e pretende-se determinar os mesmos para o ponto P, isto é realizado resolvendo as equações (2.31) e (2.33). Começa-se por multiplicar a equação (2.31) por dt e integrar entre os pontos A e P:

$$\int_A^P dQ + \frac{gA}{a} \int_A^P dH + R \int_A^P Q|Q| dt = 0 \quad (2.35)$$

As equações (2.31) e (2.33) são apenas validas ao longo das linhas características (Figura 2.7), logo integráveis apenas entre AP e BP, sendo esta a razão pela qual se integrou a equação (2.31) entre A e P, o mesmo será feito para BP, posteriormente, utilizando a equação (2.33).

Os primeiros termos da equação (2.31) são facilmente resolvidos, no entanto, o terceiro termo não, (este representa as perdas por atrito), visto não ser conhecida a evolução de Q em função de t . Para a resolução deste problema é usada uma aproximação de primeira ordem, integrando o terceiro termo da equação da seguinte forma [5]:

$$\begin{aligned}
R \int_A^P Q|Q|dt &\simeq RQ_A|Q_A|(t_P - t_A) \\
&= RQ_A|Q_A|\Delta t
\end{aligned} \tag{2.36}$$

Esta simplificação obtém resultados satisfatórios para maior parte das aplicações em engenharia, no entanto, quando o termo das perdas por atrito se torna mais significativo os resultados podem-se mostrar instáveis [5].

Assim sendo, é possível reescrever a equação (2.31) como:

$$Q_P - Q_A + \frac{gA}{a}(H_P - H_A) + R\Delta t Q_A|Q_A| = 0 \tag{2.37}$$

Integrando a equação (2.33) a longo de BP, obtém-se:

$$Q_P - Q_B - \frac{gA}{a}(H_P - H_B) + R\Delta t Q_B|Q_B| = 0 \tag{2.38}$$

Combinando as variáveis conhecidas é possível reescrever as equações (2.37) e (2.38) em:

$$C^+: Q_P = C_p - C_a H_P \tag{2.39}$$

$$C^-: Q_P = C_n + C_a H_P \tag{2.40}$$

Onde:

$$C_p = Q_A + \frac{gA}{a}H_A - R\Delta t Q_A|Q_A| \tag{2.41}$$

$$C_n = Q_B - \frac{gA}{a}H_B - R\Delta t Q_B|Q_B| \tag{2.42}$$

$$C_a = \frac{gA}{a} \tag{2.43}$$

É de notar que a equação (2.39) apenas é válida ao longo da linha característica positiva, AP, e a equação (2.40) apenas é válida ao longo da linha característica negativa, BP. A equação (2.39) passa a ser referida como equação característica positiva e a equação (2.40) como equação característica negativa. Os valores desconhecidos, nomeadamente, Q_P e H_P , podem ser determinados resolvendo as duas equações características em simultâneo. Ou seja, usando as equações (2.39) e (2.40) é possível

determinar Q_p e H_p para o instante $t = t_o + \Delta t$ de todos os pontos interiores, representados na Figura 2.8.

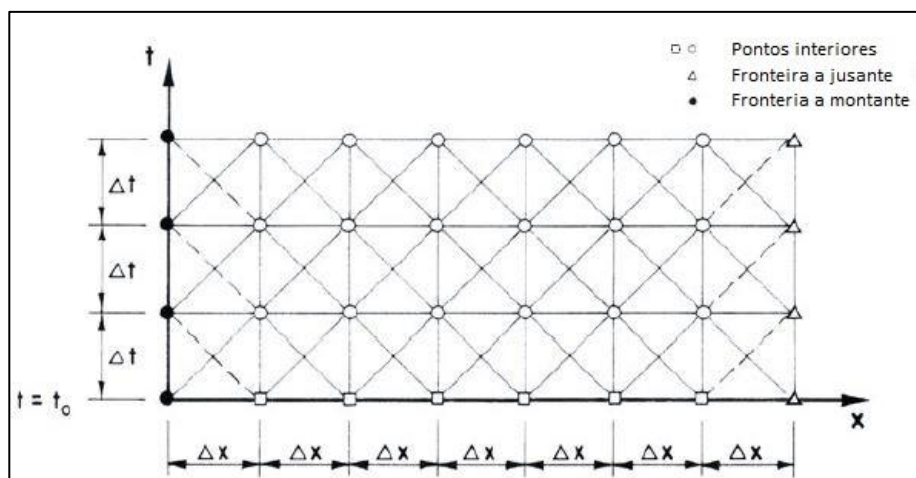


Figura 2.8 - Grelha característica.

No entanto, apenas uma das equações características pode ser usada nos pontos de fronteira, equação característica positiva nos pontos de fronteira a jusante e equação característica negativa nos pontos de fronteira a montante, como representado na Figura 2.8. Assim sendo, existe a necessidade de aplicar condições de fronteira específicas para o instante de tempo $t = t_o + \Delta t$ e em diante.

2.3.4 Condições fronteira

Como referido anteriormente, existe a necessidade do uso de condições fronteira para a determinação do caudal e cota piezométrica para os pontos na fronteira. Estas condições consistem em relações que definem o caudal e altura na fronteira para os diferentes dispositivos utilizados na instalação.

2.3.4.1 Reservatórios

A condição fronteira relacionada com o valor da pressão passa por estabelecer uma pressão constante na entrada/saída do reservatório.

$$H_p = H_{Res} + \frac{P_{Sup}}{\rho g} \quad (2.44)$$

A condição de fronteira do caudal imposta pela equação de compatibilidade negativa é dada por:

$$Q_p = \frac{H_p - C_M}{B_M} \quad (2.45)$$

Onde:

$$C_M = H_A - C_a Q_B \quad (2.46)$$

$$B_M = C_a + R|Q_B| \quad (2.47)$$

Em semelhança a imposta pela equação de compatibilidade positiva é dada por:

$$Q_i = \frac{C_P - H_i}{B_P} \quad (2.48)$$

Onde:

$$C_P = H_A - C_a Q_A \quad (2.49)$$

$$B_P = C_a + R|Q_A| \quad (2.50)$$

2.3.4.2 Válvulas

Como visto anteriormente, a perda de carga numa válvula é dada pela equação (2.2). Por sua vez, o caudal pode ser aproximado pela seguinte equação:

$$Q_0 = \pm(C_v A) \sqrt{2g\Delta H_0} \quad (2.51)$$

Onde o índice 0 diz respeito ao valor das variáveis em regime permanente.

As equações correspondentes as condições de fronteira para as válvulas são dadas por [6]:

$$Q_0 = \pm(C_d A) \sqrt{2g\Delta H_0} \quad (2.52)$$

Onde, $R_{válvula}$, representa a resistência da válvula.

Substituindo nas equações da compatibilidade obtém-se que a solução para escoamento positivo é dada por:

$$Q_{válvula} = -\frac{1}{R_{válvula}}(B_{P, ent} + B_{M, sai}) + \sqrt{\frac{1}{R_{válvula}^2}(B_{P, ent} + B_{M, sai})^2 + \frac{4}{R_{válvula}}(C_{P, ent} - C_{M, sai})} \quad (2.53)$$

E para escoamento negativo:

$$Q_{válvula} = \frac{1}{R_{válvula}}(B_{P, ent} + B_{M, sai}) - \sqrt{\frac{1}{R_{válvula}^2}(B_{P, ent} + B_{M, sai})^2 - \frac{4}{R_{válvula}}(C_{P, ent} - C_{M, sai})} \quad (2.54)$$

2.3.4.3 Válvulas de retenção

As condições de fronteira utilizadas nas válvulas de retenção abordam-se de forma semelhante às das válvulas normais, exceto na sua forma de atuação, que se deve a variação de caudal.

Assim sendo é necessário estimar a desaceleração do fluido e a velocidade inversa máxima, ambas calculadas de forma adimensional.

$$\text{Desaceleração adimensional} = \left(\frac{V_0 - V_{inv}}{t_{ini} - t_{inv}} \right) \frac{D}{V_{min}^2} \quad (2.55)$$

Onde,

- V_0 - Velocidade do fluido em regime permanente
- V_{inv} - Velocidade do fluido após a inversão
- t_{ini} - Instante do início da desaceleração
- t_{inv} - Instante que o fluido inverte o sentido
- D - Diâmetro da conduta
- V_{min} - Velocidade mínima para manter a válvula totalmente aberta

E,

$$\text{Velocidade máxima inversa adimensional} = \left(\frac{V_{max,inv}}{V_{min}} \right) \quad (2.56)$$

Onde,

- $V_{max,inv}$ - Velocidade máxima inversa para a qual a válvula fecha

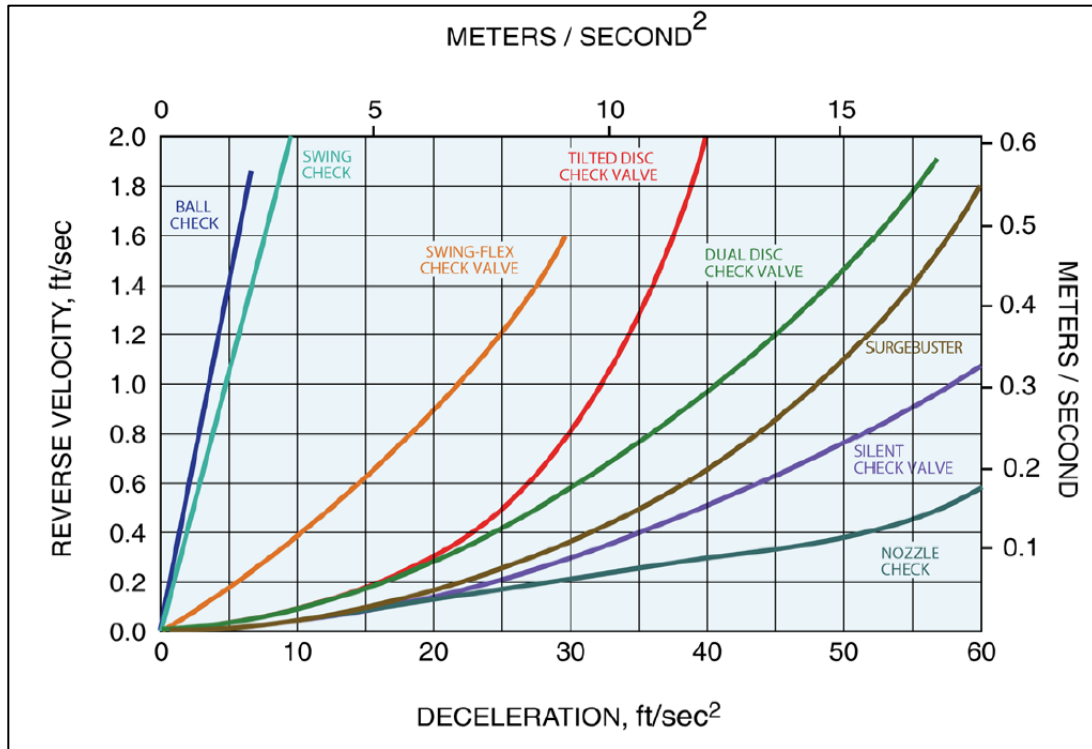


Figura 2.9 - Gráfico da desaceleração adimensional vs. velocidade máxima inversa.

A velocidade máxima a que a válvula irá fechar é extraída do gráfico de Velocidade máxima inversa adimensional vs. desaceleração do fluido adimensional, ilustrado na Figura 2.9.

O uso deste método permite determinar o caudal na válvula ao longo do tempo, esta informação é depois utilizada como condição fronteira.

2.3.4.4 Reservatório de ar comprimido

A condição de fronteira relativa à altura é dada através de um balanço de massa [5]. Assim, para todas condutas conectadas ao reservatório de ar comprimido (RAC):

$$H_p = \frac{S_c + Q_{ext}}{S_B} \quad (2.57)$$

Onde:

$$S_c = \sum \frac{C_p}{B_p} + \sum \frac{C_M}{B_M} \quad (2.58)$$

$$S_B = \sum \frac{1}{B_p} + \sum \frac{1}{B_M} \quad (2.59)$$

Onde Q_{ext} representa o caudal que entra ou sai do RAC.

Caso se tenha em consideração uma ligação através de um orifício calibrado entre o RAC e a conduta, a respetiva perda de carga é dada por:

$$H_p = H_{p,ar} - C_1 - C_2 Q_i \quad (2.60)$$

Onde

$$C_1 = H_3 - H_1 \quad (2.61)$$

$$C_2 = \frac{1}{\rho C_D^2 A_0^2} |Q_2| \quad (2.62)$$

Os índices 1,2 e 3 das equações (2.61) e (2.62) são referentes à Figura 2.10.

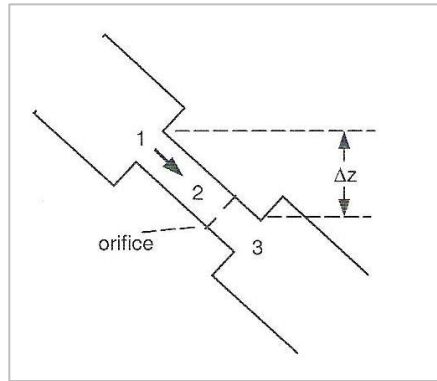


Figura 2.10 - Representação da conduta de ligação ao RAC.

É possível relacionar o volume e pressão do ar no interior do reservatório admitindo um processo politrópico:

$$P_{i,ar} V_{i,ar}^n = C_{ar} \quad (2.63)$$

Aplicando a conservação da massa vem:

$$(C_3 + C_4 Q_{i,ar}) + (C_5 + C_6 Q_{i,ar})^n = C_{ar} \quad (2.64)$$

Onde,

$$C_3 = \frac{S_C}{S_B} + C_1 \quad (2.65)$$

$$C_4 = \frac{1}{S_B} + C_2 \quad (2.66)$$

$$C_5 = V_{i-1,ar} + Q_{i-1,ar} \frac{\Delta t}{2\rho} \quad (2.67)$$

$$C_6 = \frac{\Delta t}{2\rho} \quad (2.68)$$

A equação (2.64) mostra-se impossível de resolver analiticamente requerendo a aplicação de um método numérico. Em [7] aplica-se o método de Newton-Raphson na resolução numérica desta equação.

2.3.4.5 Bomba

De modo a poder definir as condições de fronteira para uma bomba é necessário compreender o seu comportamento qualquer que seja o seu estado de funcionamento.

De maneira a se poder caracterizar o comportamento de uma bomba é necessário estabelecer a relação entre o caudal e altura manométrica produzido pela mesma.

Em regime permanente o caudal (Q) debitado por uma bomba é função da sua velocidade de rotação (N) e altura manométrica (H), no entanto, em regime transitório, a sua velocidade de rotação depende do binário (T) e da inércia das massas girantes. Logo são definidas quatro variáveis, Q , H , N e T de modo a modelar matematicamente a bomba. É muito comum a apresentação destas variáveis de forma adimensional, isto é alcançado dividindo o valor medido por um valor de referência. Este valor de referência é quase sempre o ponto de rendimento máximo (PRM), normalmente associado com o subscrito N.

$$v = \frac{Q}{Q_N} \quad h = \frac{H}{H_N} \quad \alpha = \frac{N}{N_N} \quad \beta = \frac{T}{T_N} \quad (2.69)$$

Estes dados são normalmente apresentados em gráficos de contorno em planos v, α , na Figura 2.11 é possível observar um exemplo desta representação. De modo a obter este tipo de representação, onde se representa três variáveis em duas dimensões, é necessário fazer com que uma das variáveis, normalmente a altura manométrica, h , ou o binário, β , tomem apenas valores inteiros. Obtendo assim dois conjuntos de dados, um onde se usa os valores inteiros da altura manométrica, curvas da altura manométrica, e outro onde se usa os valores inteiros do binário, curvas do binário. É possível de seguida sobrepor estes dois conjuntos de dados obtendo o diagrama de Karmann-Knapp, Figura 2.11. Esta forma de representação gráfica denomina-se metodologia dos quatro quadrantes.

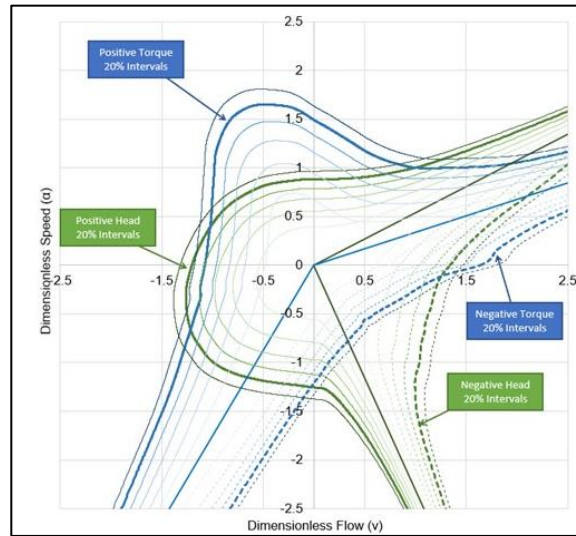


Figura 2.11 - Diagrama de Karmann-Knapp.

Tendo em conta os valores das variáveis v , h , α e β é possível definir 8 estados de funcionamento da bomba, representados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Estados de funcionamento.

Zona	Estado	Sinal				Quadrante
		v	α	h	β	
A	Bombagem normal	+	+	+	+	I
B	Dissipação de energia	+	+	-	+	I
C	Turbinagem inversa	+	+	-	-	I
D	Dissipação de energia	+	-	-	-	IV
E	Bombagem de rotação inversa	$\pm$	-	$\pm$	-	III, IV
F	Dissipação de energia	-	-	+	-	III
G	Turbinagem normal	-	-	+	+	III
H	Dissipação de energia	-	+	+	+	II

O método de Suter permite a representação dos dados dos quatro quadrantes numa forma mais indicada para o uso em simulação numérica. Este consiste na transformação das curvas de altura manométrica e binário constantes no plano v, α para um sistema de coordenadas polares utilizando as seguintes equações:

$$F_H = \frac{h}{\alpha^2 + v^2} \quad (2.70)$$

$$F_B = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \quad (2.71)$$

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{\alpha}{v}\right) \quad (2.72)$$

Aplicando esta metodologia a todos os pontos das curvas de altura manométrica e binário constante obtém-se valores de FH e FB para todos os valores de θ . Ou seja, FH e FB passam a ser funções contínuas de θ , como se pode observar na Figura 2.12. As curvas obtidas denominam-se parâmetros de Suter.

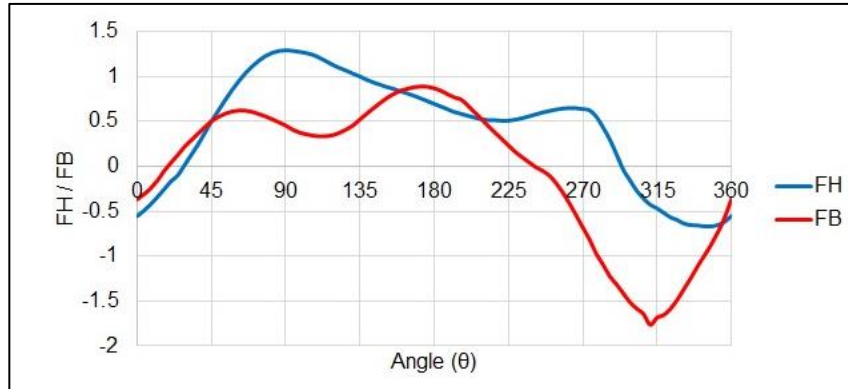


Figura 2.12 - Parâmetros de Suter.

Os parâmetros de Suter são específicos a cada bomba e de difícil obtenção. Assim sendo, é prática comum fazer uma comparação entre velocidade específicas da bomba a estudar e de bombas cujos parâmetros de Suter foram já calculados, usam-se os parâmetros de Suter da bomba que possua uma velocidade específica mais próxima da em estudo. Existem inúmeros autores, como por exemplo, Brown and Roger (1980), Thorley (1996) e Ayder (2009), que realizaram estudos de metodologias que permitiram a obtenção de parâmetros de Suter para velocidades específicas diferentes.

Apesar do conhecimento das características da bomba permitir determinar para cada velocidade de rotação o seu caudal e altura, é necessária conhecer a inércia total do conjunto motor-bomba de modo a determinar a sua respetiva velocidade de rotação.

A inércia total do conjunto motor-bomba (I_{total}) é igual à soma da inércia da bomba (incluindo o fluido) (I_{bomba}) com a inércia do motor elétrico (I_{motor}) e é dada pelas seguintes equações [8]:

$$I_{total} = I_{bomba} + I_{motor} \quad (2.73)$$

$$I_{bomba} = 1.5 \cdot 10^7 \left(\frac{P}{N^3}\right)^{0.9556} \quad (2.74)$$

$$I_{motor} = 118 \left(\frac{P}{N}\right)^{1.48} \quad (2.75)$$

Onde:

P = Potência para condições de PRM em kW

N = Rotação em rpm

Com base nas equações e parâmetros estabelecidos anteriormente as condições de fronteira para a bomba podem ser resumidas da seguinte forma:

A altura de elevação, H_{el} , é dada por:

$$H_{el} = h \times H_{el\eta_{max}} = H_{el\eta_{max}} (\alpha^2 + v^2) F_H(\theta) \quad (2.76)$$

Substituindo a equação anterior nas equações de compatibilidade positiva e negativa, (2.37) e (2.38), respetivamente, obtém-se:

$$(C_P - B_P Q_i) - (C_M + B_M Q_i) + H_{e\eta_{max}} (\alpha^2 + v^2) \left[A_0 + A_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right] = 0 \quad (2.77)$$

Porém, durante o processo de arranque ou paragem da bomba, a velocidade de rotação e caudal são desconhecidos, assim sendo, é necessário a aplicação de equações adicionais que relacionem a velocidade de rotação com o binário, isto é alcançado integrando os efeitos de inércia, resultando na seguinte equação:

$$\alpha_i = \alpha_{i-1} + \frac{30\Delta t}{I_{total}\pi N_{Ref}} \left(\frac{M_{motor,i-1} + M_{motor,i}}{2} - T_{Ref} \frac{\beta_{bomba,i-1} + \beta_{bomba,i}}{2} \right) \quad (2.78)$$

A equação acima representa o equilíbrio total do binário nos quatro quadrantes de funcionamento. Quando ocorre paragem da bomba o binário é zero. Para o arranque da bomba é necessário caracterizar a relação entre o binário e a velocidade de rotação do motor

2.4 Código numérico

O código numérico usado é uma plataforma visual para modelação de escoamentos transitórios em redes de condutas. Este código numérico tem como objetivo aumentar a produtividade de engenheiros combinando análise tradicional com uma interface gráfica muito intuitiva de modo a simplificar o processo de dimensionamento de instalações hidráulicas. Possui a capacidade de apresentar tanto dados de entrada como análises de resultados em formato gráfico, permitindo a rápida análise da validade do modelo. A identificação de erros cometidos na fase de introdução de dados é acelerada devido ao seu ambiente gráfico.

O código numérico pode ser utilizado para simular uma variedade de sistema hidráulicos incompressíveis contendo:

- Máquinas hidráulicas
- Válvulas e uma variedade de acessórios;
- Dispositivos de proteção, como por exemplo, RAC e chaminés de equilíbrio;

O método de Newton-Raphson é usado para resolver as equações de escoamento em condutas em regime permanente. Depois da solução em regime permanente ser obtida é usado o método das características de modo a simular o escoamento transitório.

2.4.1 Hipóteses simplificativas

O código numérico é baseado nas seguintes hipóteses simplificativas:

- Escoamento unidimensional com uma distribuição uniforme de velocidades e pressões;
- As propriedades do fluido mantêm-se constantes durante o transitório;
 - Velocidade de propagação da onda permanece constante durante o transitório;
 - Não ocorrem reações químicas;
 - Variações de temperatura são consideradas desprezáveis;
- Bolsas de vapor formadas durante o transitório devido a cavitação são consideradas pontos e encontram-se nas fronteiras dos elementos;
- Características do material, seção transversal e espessura da conduta permanecem constantes ao longo do tempo;

2.4.2 Modelação do sistema

O sistema a estudar é diretamente definido na interface gráfica do código numérico, sendo necessário definir as seguintes características:

- Comprimento, diâmetro interno, espessura, fator de atrito e velocidade de propagação da onda de pressão em cada troço de conduta;
- Cotas geométricas das superfícies livres e profundidade da admissão/saída de cada reservatório;
- Cotas geométricas de cada elemento a montante e jusante de cada conduta;
- Perdas de carga localizadas;
- Leis de fecho e abertura das válvulas;
- Curva característica, parâmetros de Suter, inércia das massas girantes, velocidade de rotação e o estado da bomba;

É necessário definir o fluido escoado no sistema e a sua temperatura.

Com o sistema definido o código numérico, automaticamente, determina o passo de tempo através de uma discretização espacial das condutas.

Os resultados das simulações são facilmente analisados na interface gráfica do código numérico através de ficheiros de dados ou gráficos. É calculado, para cada instante e secção de conduta, os valores de pressão e caudal do escoamento. Para cada componente são calculadas grandezas que caracterizam o seu funcionamento, como por exemplo, velocidade de rotação e binário da bomba ou variação da cota geométrica da superfície livre de um reservatório ao longo do tempo.

PROJETO EM REGIME PERMANENTE

3.1 Caracterização do sistema

Um sistema de abastecimento para uma comunidade é tipicamente composto por três elementos: um sistema de captação em conjunto com uma estação elevatória, de modo a transportar a água bruta até a ETA, uma ETA e uma estação elevatória de alto recalque, com o objetivo de fazer chegar a água ao consumidor final [4].

A estação elevatória tem um objetivo muito simples, como indica o próprio nome, elevar líquidos (normalmente água) de uma cota inferior para uma cota superior. Este processo é alcançado através de um conjunto motor-bomba que fornece energia ao sistema de modo a vencer todas as perdas de carga e desníveis ao longo da tubagem. Uma estação elevatória é essencialmente composta por três componentes: uma linha de aspiração, conjunto motor-bomba e linha de recalque [4].

A estação elevatória a projetar nesta dissertação tem o papel de transportar água desde um reservatório, cerca de 100000 m^3 , até à estação de tratamento a 500 metros de distância. Este reservatório atua como um tanque intermédio entre a ETA e o local de captação.

3.2 Requisitos

São os requisitos da estação elevatória que vão ditar todo o seu projeto. O sobredimensionamento ou subdimensionamento da mesma pode levar a um acréscimo de custos desnecessários ou à falta do cumprimento dos seus objetivos, respetivamente.

A ETA tem como objetivo suportar uma população de 23500 pessoas, fica situada no distrito de Faro, o que traduz um consumo diário de 243 $l/dia/pessoa$, este consumo não constitui apenas uso doméstico, mas também industrial, comercial e de agricultura [9]. Isto leva a um consumo total diário de 5710,5 m^3/dia .

3.3 Janela de operação

De modo a ser possível cumprir com os requisitos do projeto um dos primeiros fatores a considerar é a janela de operação da estação elevatória. Esta janela de operação pode ter em conta vários fatores, como por exemplo, a disponibilidade de operadores, custos de energia e a capacidade da própria estação. De modo a determinar o número de horas de operação vai ter-se em conta apenas os custos de energia.

Visto que o propósito desta estação é o abastecimento de uma ETA que posteriormente irá alimentar a rede de distribuição, a estação pode operar independentemente do consumo da população. Esta característica faz com que estes tipos de infraestruturas possam tirar partido de tarifas bi-horários ou tri-horários, pois podem operar em período de horas de vazio, entre as 00h00 e as 06h00. Este tipo de operação pode gerar grandes reduções de custos a longo prazo.

Logo foi considerado uma janela de operação diária de 6 horas. Sabendo o consumo total diário, calculado na secção 3.2, é possível calcular o caudal que a instalação tem de fornecer.

$$Q = \frac{\text{Consumo total diário}}{\text{Nº de horas de operação}} = \frac{5710,5}{6} = 951,7 \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.1)$$

3.4 Localização

Na Figura 3.1 é possível observar a localização hipotética do reservatório de água bruta, da ETA e o percurso da conduta de recalque. A conduta possui um comprimento de 500 metros e existe uma diferença de cotas entre as superfícies livres de 41 metros.

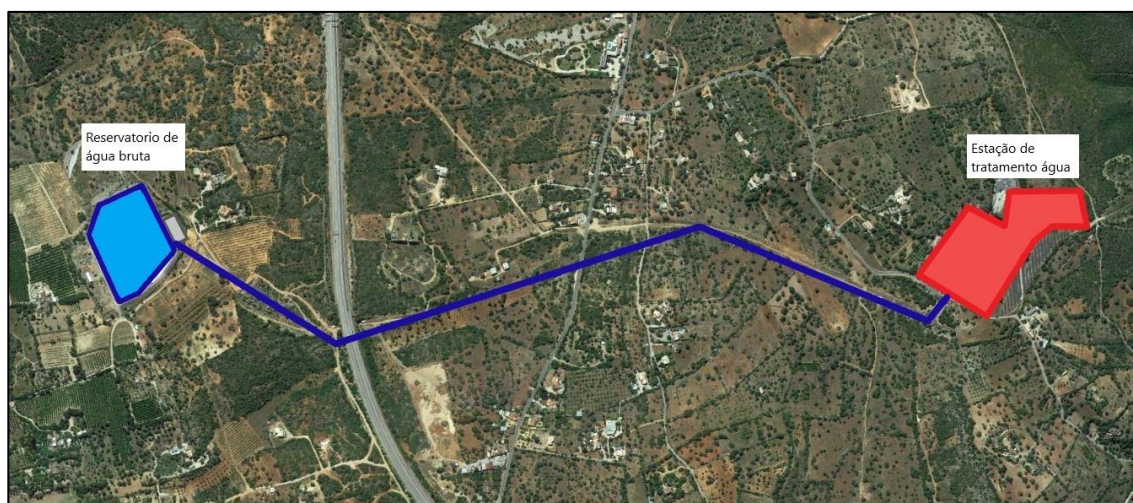


Figura 3.1 - Localização geográfica do reservatório de água bruta e da ETA.

3.5 Perfil longitudinal da conduta

A conduta possui o perfil longitudinal ilustrado na Figura 3.2, este está delimitado pela topografia do terreno.

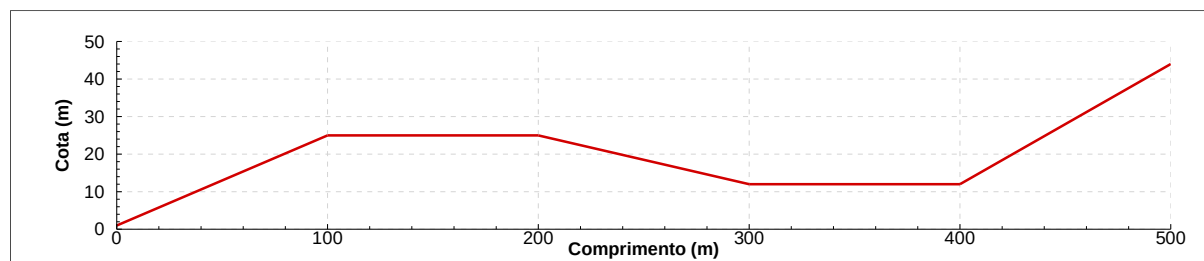


Figura 3.2 - Perfil longitudinal da conduta.

O perfil longitudinal mostra-se importante na identificação de depressões, através da linha piezométrica, durante o estudo em regime transitório, como se viu em 2.2.8.

3.6 Esquema preliminar da instalação

Na Figura 3.3 é possível observar o esquema preliminar da instalação. A instalação consiste num conjunto de quatro bombas em paralelo, com uma bomba adicional em reserva. A razão por detrás da escolha de quatro bombas em paralelo encontra-se detalhada na secção 3.10. A bomba de reserva tem o papel de substituir qualquer uma das quatro bombas principais caso qualquer uma delas esteja fora de operação por manutenção ou avaria. Assim sendo, a bomba de reserva não faz parte do projeto em regime permanente ou transitório visto encontrar-se em stand-by.

Cada bomba possui uma tomada de água individual. A instalação possui um conjunto de válvulas de seccionamento, regulação e retenção. A função e localização de cada válvula encontra-se detalhada na secção 3.8.

O espaço ocupado pelas bombas, válvulas e condutas de aspiração denomina-se casa das máquinas.

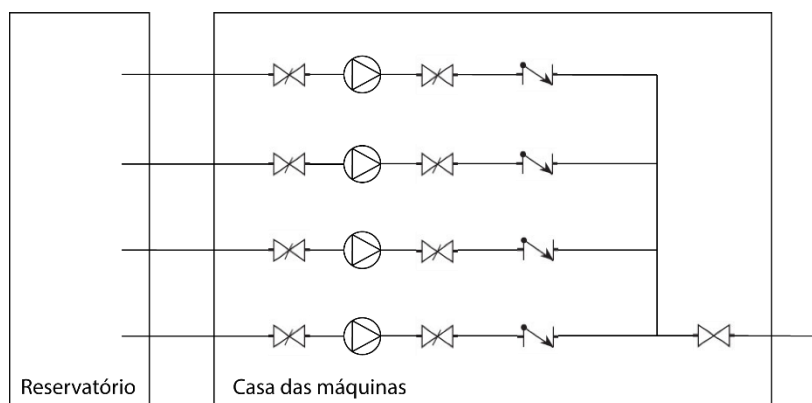


Figura 3.3 – Esquema preliminar da instalação.

3.7 Condutas

As condutas numa estação hidráulica são muitas vezes o elemento mais dispendioso de todo o projeto, portanto o seu correto dimensionamento exige o maior rigor possível. Os fatores que se terão em conta neste dimensionamento são os seguintes:

- Diâmetro económico;
- Material;
- Classe de pressão;
- Velocidade do escoamento.

3.7.1 Diâmetro Económico

Como analisado na secção 2.2.2 o diâmetro económico permite a escolha do diâmetro das condutas numa fase inicial de projeto.

Neste trabalho o diâmetro económico é calculado utilizando as duas equações apresentadas na secção 2.2.2, equação (2.7) e (2.8), de modo a perceber se existe coerência entre as duas formas de cálculo.

Aplicando a equação (2.7) temos:

$$D_r(m) = 1,3 \sqrt[4]{\frac{6}{24}} \sqrt{\frac{951,7}{3600}} = 0,473 \text{ m}$$

Pela equação (2.7) obtemos um diâmetro económico de 0,473 m.

Aplicando a equação (2.8) obtém-se:

$$D_r(m) = 0,95 \left(\frac{951,7}{3600} \right)^{0,43} = 0,536 \text{ m}$$

Pode-se observar que os valores obtidos por ambas equações são semelhantes, apenas com uma diferença de 0,063 m, isto mostra que os dois métodos são coerentes e que ambos os valores de diâmetro obtidos são boas bases para a escolha da conduta.

3.7.2 Material

O material escolhido para as condutas desta instalação foi ferro fundido dúctil. Condutas em ferro fundido dúctil são constituídas por cerca de 90% de material reciclado e o seu fabrico emite menos gases de efeito estufa quando comparado com outros materiais, o que diminui o seu impacto ambiental [10]. Apresentam uma grande relação custo benéfico ao longo da sua vida útil devido ao seu preço relativamente baixo comparado com o seu tempo de vida útil longo e baixos custos de manutenção. Este material também apresenta benefícios para a saúde pública pois não emite químicos perigosos, como cloreto de vinila e dioxinas [10].

3.7.3 Escolha da conduta

Com o cálculo do diâmetro económico efetuado anteriormente e o material escolhido é possível proceder para a escolha da conduta. Foi utilizado o catálogo da empresa Saint-Gobain PAM Canalisation para a escolha da conduta. Na Figura 3.4 está exposto uma porção do catálogo usado. Usando os diâmetros económicos calculados anteriormente foi escolhida a conduta com diâmetro nominal (DN) de 500, referencia NSB50G60AQ-E00.

DN	Comprimento útil ml	Classe de pressão	Referência	Peso(2) kg/ml	Preço (1) €/ml
60	6,00	C40	NSA60Q60AQ-E00	9,345	46,40
80	6,00	C40	NSA80Q60AQ-E00	12,119	50,50
100	6,00	C40	NSB10Q60AQ-E00	14,766	60,50
125	6,00	C40	NSB12Q60AQ-E00	18,209	74,50
150	6,00	C40	NSB15Q60AQ-E00	22,150	93,30
200	6,00	C40	NSB20Q60AQ-E00	30,200	117,40
250	6,00	C40	NSB25Q60AQ-E00	42,167	158,90
300	6,00	C40	NSB30F60AQ-E00	55,550	195,10
350	6,00	C30	NSB35G60AQ-E00	68,833	242,80
400	6,00	C30	NSB40G60AQ-E00	79,400	275,90
450	6,00	C30	NSB45G60AQ-E00	93,800	326,50
500	6,00	C30	NSB50G60AQ-E00	111,150	378,60
600	6,00	C30	NSB60G60AQ-E00	150,566	503,70

Figura 3.4 – Porção do catálogo das condutas de ferro fundido da Saint-Gobain PAM Canalisation.

A conduta utilizada rege-se pela norma ISO 2531:2009. É necessário recorrer a esta norma de modo a obter dados como a espessura, classe de pressão e qualquer outro dado relevante em relação a conduta.

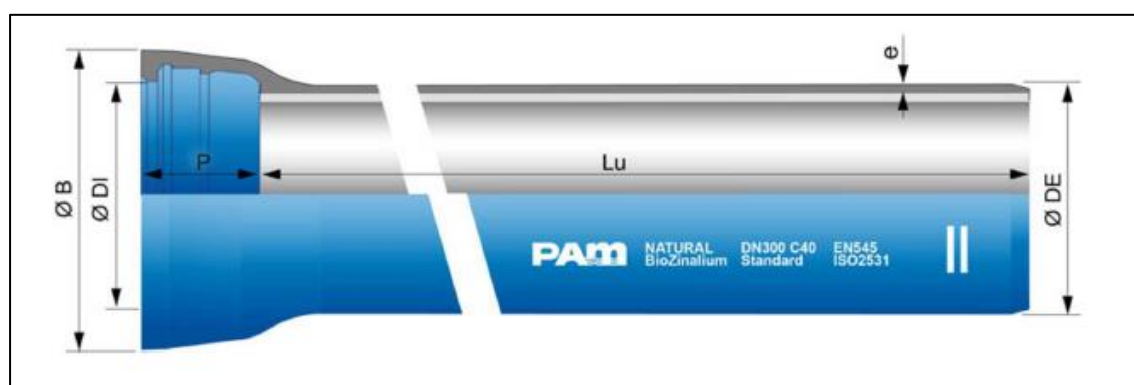


Figura 3.5 - Representação das dimensões características da conduta.

Através da norma referida anteriormente extrai-se que a conduta de DN 500 possui uma espessura nominal (e) e diâmetro exterior (DE) de 7.5 mm e 532 mm, respetivamente. Na Figura 3.5 pode-se observar a representação das dimensões referidas anteriormente. Isto resulta num diâmetro interno

de 517 mm. Este valor é aceitável visto estar contido entre os dois diâmetros económicos calculados anteriormente.

3.7.4 Classe de pressão

Antes de se poder concluir a escolha da conduta é preciso averiguar se a conduta escolhida é capaz de resistir aos esforços criados pela operação da instalação. Estes esforços são divididos em esforços internos e externos. Os esforços internos consistem na pressão de operação máxima e pressões de transitórios hidráulicos. Enquanto os esforços externos consistem em cargas devido ao solo, caso a conduta esteja enterrada, e esforços diretos, como por exemplo, impactos [11].

Através da norma ISO 2531:2009 é possível determinar os valores de regem as classes de pressão das condutas, Tabela 3.1. A conduta escolhida pertence à classe de pressão C30.

Tabela 3.1 - Classes de pressão.

Pressure class C	Allowable operating pressure PFA bar	Maximum allowable operating pressure PMA bar	Allowable site test pressure PEA bar
25	25	30	35
30	30	36	41
40	40	48	53

Através da Tabela 3.1 pode-se observar que a classe C30 estipula uma pressão admissível de operação de 30 bar e uma pressão máxima de operação de 36 bar. De modo a perceber se estes valores se adequam a instalação projetada foi utilizado o termo pressão interna de projeto [11].

$$\text{Pressão interna de projeto} = (P_o + P_s)SF \quad (3.2)$$

Sendo, P_o (bar), a pressão máxima de operação em regime permanente e, P_s (bar), pressão máxima do choque hidráulico e, SF, fator de segurança, que deve variar entre 2 e 3 [11].

Sendo este um dimensionamento preliminar é utilizada a equação de Bernoulli para o cálculo de P_o e a equação (2.20) para o cálculo de P_s . A equação (2.20) para o cálculo de P_s foi utilizada pois reflete um acontecimento extremo de paragem instantânea do escoamento, não representativo da realidade, logo serão obtidos valores de pressão máxima superiores aos valores típicos. Admite-se uma velocidade de propagação de onda de choque de 1069 m/s, obtida através da biblioteca do código numérico de acordo com as características da conduta determinadas nas secções anteriores.

$$\left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z\right)_M = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z\right)_J \leftrightarrow p_M = \left(\left(\frac{p}{\rho g} + z\right)_J - z_M\right)\rho g \leftrightarrow$$

$$\leftrightarrow p_M = \left(\left(\frac{1,01325 \times 10^5}{998 \times 9,8} + 43\right) - 2\right)998 \times 9,8 \leftrightarrow p_M = 5,02 \text{ bar}$$

Onde p_M é igual a P_O .

$$\Delta h = -\frac{c}{g} \Delta V = -\frac{1069}{9,8} \left(0 - \frac{\frac{951,7}{3600}}{\pi \times \left(\frac{0,517}{2} \right)^2} \right) = 137,4 \text{ mca} = 13,7 \text{ bar} = P_S$$

Usando um fator de segurança de 2 obtém-se [11]:

$$\text{Pressão interna de projeto} = (P_O + P_S)SF = (5,02 + 13,7) \times 2 = 37,44 \text{ bar}$$

Apesar da pressão interna de projeto ultrapassar marginalmente a pressão máxima de operação da conduta (36 bar) foi determinado que esta continua a ser uma escolha viável visto que, nos cálculos anteriores, foram utilizadas simplificações que inflacionaram o resultado. No entanto, a pressão interna de projeto trata-se de apenas uma verificação preliminar, isto faz com que seja necessário um estudo mais rigoroso através da simulação numérica.

No que diz respeito aos esforços externos, estes são um tópico de alguma complexidade, como se conclui em [11], logo, admitiu-se que, o fator de segurança usado é suficiente para ter em conta estes esforços, como se pode concluir pela seguinte citação: “Because of the complexity of this analysis, it is usual to assume the safety factor is adequate to account for external loads as well as the other factors already mentioned” ([11], pg44).

3.7.5 Diâmetro das condutas do paralelo

Visto que a instalação hidráulica possui um sistema de bombas em paralelo, Figura 3.3, o diâmetro das condutas nestes troços não será o mesmo que na conduta de recalque principal, representada a azul no esboço do sistema (Figura 3.6), pois por cada um destes troços passa a fluir apenas um quarto do caudal da conduta principal, ou seja, $238 \text{ m}^3/\text{h}$, visto que todos os eles são idênticos. Como as condutas nos ramos paralelos possuem um comprimento muito inferior ao da conduta de recalque principal o dimensionamento será muito mais simplificado, usando simplesmente a equação (2.7) para o cálculo do seu diâmetro obtemos:

$$D_r(m) = 1,3 \sqrt[4]{X} \sqrt{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)} = 1,3 \sqrt[4]{\frac{6}{24}} \sqrt{\frac{238}{3600}} = 0,236 \text{ m}$$

Comparando o valor obtido, 0,236 m, com a dados da Figura 3.4 foi escolhida uma conduta de diâmetro nominal de 250, com um diâmetro interno correspondente de 263 mm calculado através da norma ISO 2531:2009. Na Figura 3.6 está representado a verde e laranja as condutas de cada ramo do paralelo. No total a conduta de recalque principal (diâmetro de 517mm) possui um comprimento de 508 metros, cada troço do paralelo possui um comprimento de 15 metros.

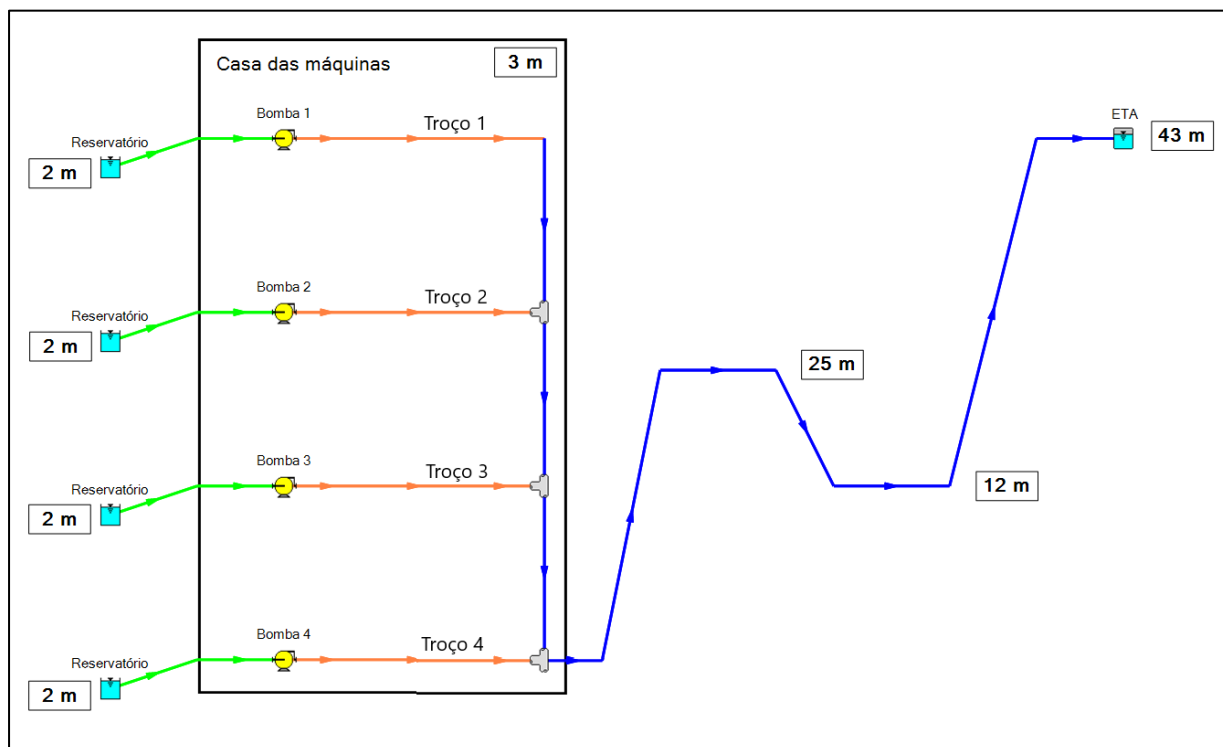


Figura 3.6 - Representação das condutas e respetivas cotas.

3.7.6 Velocidade de escoamento

As equações para o cálculo do diâmetro económico, utilizadas anteriormente, já têm em conta as condições do escoamento através de hipóteses de, por exemplo, escoamento completamente rugoso, ou velocidades médias de recalque (denominada velocidade económica) [2]. No entanto irá proceder-se com uma verificação da velocidade de escoamento de modo a confirmar se esta se encontra dentro dos valores aceitáveis.

Assim sendo, velocidades de escoamento demasiado baixas ou altas podem provocar deposição de sedimento ou excesso de ruído e perdas de carga desnecessárias, respetivamente. “Assim, é normalmente estabelecido um intervalo aceitável para tubagens metálicas de 0,5 a 2 m/s ...” ([4], pg.28). Calculando a velocidade de escoamento para a conduta de recalque principal temos:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{\frac{951,7}{3600}}{\pi \times \left(\frac{0,517}{2}\right)^2} = 1,26 \text{ m/s}$$

Confirma-se que a velocidade de escoamento, 1,26 m/s, encontra-se dentro do intervalo de velocidade definido anteriormente.

3.8 Válvulas

De modo a regular o escoamento no interior na instalação é necessário a aplicação de um conjunto de válvulas com o objetivo de, em segurança, satisfazer as exigências estabelecidas. As válvulas podem-se classificar segundo vários critérios, neste trabalho, são enumerados três grupos de válvulas de acordo com a sua função. Válvulas de seccionamento ou corte, com a função de interromper ou estabelecer o escoamento de fluido na instalação. Válvulas de regulação, com o objetivo de controlar a passagem de fluido através da introdução de uma perda de carga. E por fim, válvulas de retenção, com o propósito de apenas permitir o escoamento de fluido numa direção.

3.8.1 Válvulas de Seccionamento

De modo seccionar a instalação entre a conduta de recalque principal, a casa das máquinas e o reservatório de recalque são utilizadas válvulas de gaveta (destacadas a amarelo na Figura 3.8). As válvulas de gaveta possuem apenas duas posições de funcionamento, totalmente aberta ou fechada.

A montante de cada bomba instala-se uma válvula de esfera, esta tem o objetivo de, em junção com a válvula de regulação, isolar a bomba de modo a permitir qualquer tipo de intervenção na mesma. É utilizado uma válvula de esfera pois esta possui uma perda de carga praticamente nula quando totalmente aberta. Esta característica mostra-se importante pois minimiza a probabilidade de ocorrência de cavitação na bomba

3.8.2 Válvulas de regulação

Imediatamente a jusante de cada bomba estão posicionadas válvulas de borboleta (destacadas a vermelho na Figura 3.8). Estas regulam o caudal, introduzindo uma maior ou menor perda de carga. Estas válvulas são especialmente úteis no arranque da bomba, pois tornam possível a manipulação do ponto de funcionamento da bomba.

3.8.3 Válvulas de retenção

A jusante de cada válvula de borboleta, é colocado uma válvula de retenção (destacada a verde na Figura 3.8), estas têm o principal objetivo de impedir a inversão do sentido de rotação das bombas em caso da sua paragem. Existem dois principais tipos de válvulas de retenção, em **linha** (conhecidas em inglês como “*lift*”) e **oscilante** (conhecidas em inglês com “*swing*”), a principal diferença entre os dois tipos de válvulas é a possibilidade de determinar o estado (fechada ou aberta) da válvula [12]. É possível determinar o estado das válvulas de retenção **oscilantes** pois nestas, por norma, é possível incorporar sistemas que permitem a leitura do seu estado, é possível observar um exemplo deste sistema na Figura 3.7 realçado a vermelho. Este é um fator considerado importante para a estação, logo vai ser selecionado uma válvula do tipo oscilante. No entanto, é necessário determinar especificamente a válvula a ser utilizada, normalmente, são tidos em conta vários fatores, predominantemente económicos, para a escolha deste tipo de válvulas, neste trabalho, apenas se vai ter em conta as

características da válvula na geração de um transiente hidráulico, aquando da sua operação. Consultando [12] foi selecionada a válvula de dobradiça resistente com mola (Figura 3.7)



Figura 3.7 - Válvula de dobradiça resistente com mola.

Na Figura 3.8 representa-se as posições das válvulas realçadas anteriormente.

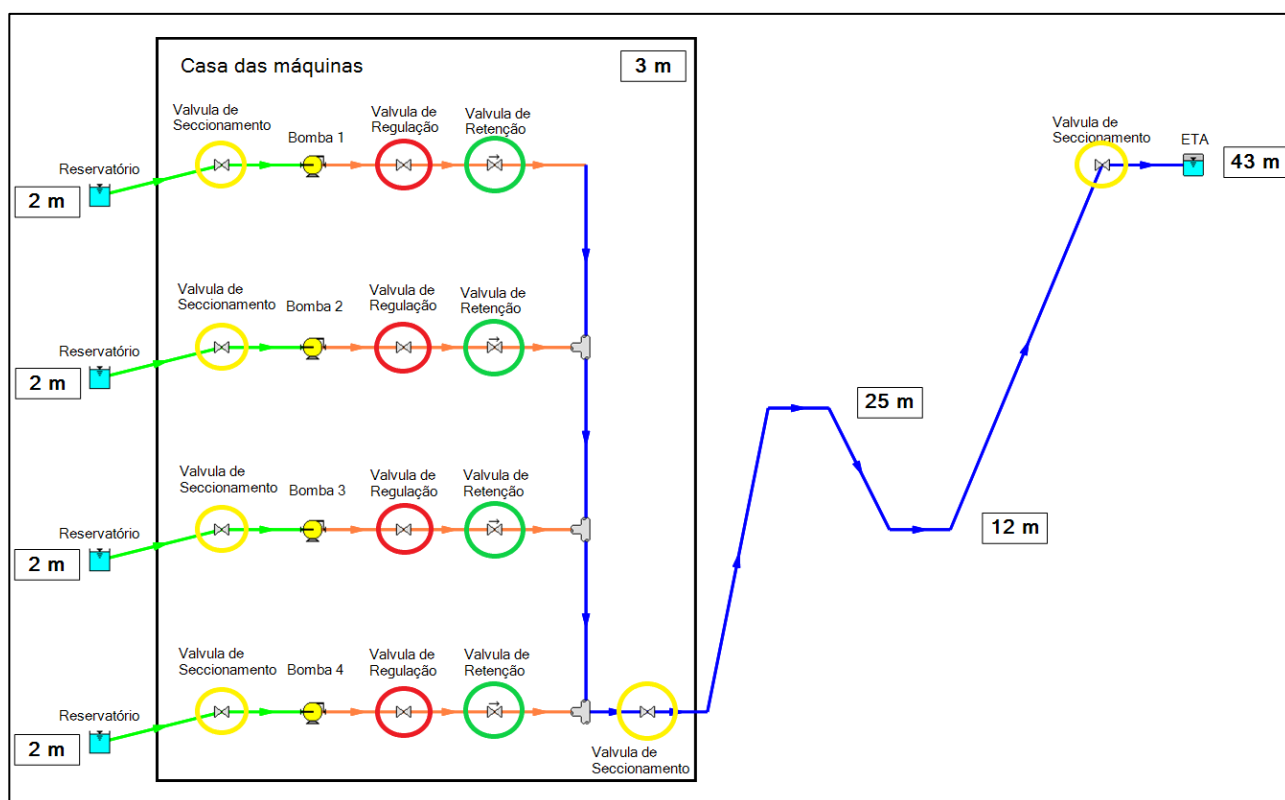


Figura 3.8 - Representação da posição das diferentes válvulas na instalação.

3.9 Curva da instalação

De modo a determinar a bomba é necessário recorrer ao conceito de curva da instalação, pois esta, representa a energia por unidade de peso, ou altura, a fornecer ao fluido de modo a escoar um determinado caudal na instalação. A energia, é fornecida ao escoamento através da bomba, depende das perdas de carga, singulares e distribuídas, e da diferença de alturas piezométricas entre as superfícies livres.

De modo a determinar as perdas de carga é necessário obter o fator de atrito e os coeficientes de perda de carga de todos os acessórios da instalação.

3.9.1 Fator de atrito

O fator de atrito pode ser obtido através do diagrama de Moody. De modo a extrair este valor do diagrama é necessário primeiro calcular o número de Reynolds do escoamento e a rugosidade relativa da conduta.

Através da biblioteca do programa numérico é retirada a rugosidade (ϵ) para os tubos de ferro fundido dúctil, 0,012192 cm. Obtém-se assim uma rugosidade relativa para cada diâmetro de:

$$\emptyset 517 \text{ mm} \rightarrow \text{Rugosidade Relativa} = \frac{\epsilon}{D} = \frac{0,012192}{517} = 2,4 \times 10^{-4}$$

$$\emptyset 263 \text{ mm} \rightarrow \text{Rugosidade Relativa} = \frac{\epsilon}{D} = \frac{0,012192}{263} = 5,1 \times 10^{-4}$$

De modo a calcular o número de Reynolds é necessário conhecer a velocidade do escoamento, apesar de já ter sido determinada em 3.7.6, não é possível garantir que a mesma não sofra alterações aquando da escolha da bomba, invalidando assim o fator de atrito calculado. Deste modo, é admitido que o escoamento se encontra totalmente turbulento.

Assim sendo, é possível, através do diagrama de Moody, retirar os seguintes valores do fator de atrito.

$$\emptyset 517 \text{ mm} \rightarrow \text{fator de atrito} = 0,016$$

$$\emptyset 263 \text{ mm} \rightarrow \text{fator de atrito} = 0,018$$

3.9.2 Coeficientes de perda de carga

Com o fator de atrito calculado é preciso agora enumerar os componentes responsáveis pelas perdas de carga localizadas e os seus respectivos coeficientes de perda de carga.

Na Tabela 3.2 estão enumerados os coeficientes de perda de carga para um dos troços do paralelo. Todos os troços que fazem parte do paralelo possuem os mesmos acessórios e consequentemente possuem os mesmos coeficientes de perda de carga.

Na Tabela 3.3 estão enumerados os componentes e os respectivos coeficientes de perda para a conduta de recalque.

Os valores dos coeficientes de perda de carga foram adquiridos através da biblioteca do código numérico utilizado.

Tabela 3.2 - Perdas de carga localizadas dos troços do paralelo.

Componente de Ø 263 mm	Nº de Componentes	Coeficiente de perda de carga
Curva 90º	2	0,24
Válvula de Borboleta (PA 100%)	1	0,49
Convergente (20º RA 0.15)	1	5,25
Divergente (15º RA 0.1)	1	27,49
Válvula de retenção	1	0,83
Coeficiente de perda de carga total		35,03

Tabela 3.3 - Perdas de carga localizadas na conduta de recalque.

Componente de Ø 517 mm	Nº de Componentes	Coeficiente de perda de carga
Curva 90º	4	0,24
Válvula de gaveta (PA 100%)	2	0,17
Coeficiente de perda de carga total		1,3

3.9.3 Perdas de carga

Como visto anteriormente a instalação possui um troço de condutas associadas em paralelo. Em 2.2.3 foi detalhado o processo de calculo da perda de carga para este tipo de associações. Os troços em paralelo encontram-se enumeradas de forma crescente como ilustrado na Figura 3.6. De modo a calcular a perda de carga total do paralelo é primeiro necessário determinar a perda de carga de um dos troços, para este fim são utilizadas as equações (2.2), (2.3) e (2.10). Como os troços em paralelo são idênticos a perda de carga é igual.

$$K_1 = K_2 = K_3 = K_4 = \frac{8fL}{g\pi^2 D^5} + \frac{8\xi}{g\pi^2 D^4} = + \frac{8 \times 0,018 \times 15}{9,81 \times \pi^2 \times 0,263^5} + \frac{8 \times 35,03}{9,81 \times \pi^2 \times 0,263^4} = 622,7$$

Aplicando a equação (2.10) é possível calcular a perda de carga da associação em paralelo (K_{paralelo}):

$$K_{\text{paralelo}} = \left(\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{K_1}} + \sqrt{\frac{1}{K_2}} + \sqrt{\frac{1}{K_3}} + \sqrt{\frac{1}{K_4}}} \right)^2 = \left(\frac{1}{4 \times \sqrt{\frac{1}{K_1}}} \right)^2 = 38,9$$

De modo a determinar a perda de carga na conduta de recalque (K_{recalque}) é aplicada a equação (2.4):

$$\begin{aligned} K_{\text{recalque}} &= \frac{8fL}{g\pi^2 D^5} + \frac{8\xi}{g\pi^2 D^4} = \\ &= \frac{8 \times 0,016 \times 508}{9,81 \times \pi^2 \times 0,517^5} + \frac{8 \times 1,3}{9,81 \times \pi^2 \times 0,517^4} = 19,7 \end{aligned}$$

Com as perdas de carga calculas é possível determinar a curva da instalação através da equação (2.5):

$$H_m = Z_J - Z_M + \Delta H_{MJ} = 41 + (38,9 + 19,7)Q_V^2 = 41 + 58,6 Q_V^2$$

3.10 Conjunto motor-bomba

3.10.1 Tipo de bomba escolhida

Com a curva da instalação determinada é agora possível efetuar a escolha das bombas da instalação. Devido a inúmera quantidade de tipos e modelos de bombas no mercado faz sentido, de modo a diminuir o espectro de pesquisa, selecionar o tipo de bomba mais adequada para este tipo de instalações. Através da gama de valores de caudal e altura pretendidos foi recomendado, pelo fabricante, o uso de bombas centrífugas radiais de entrada axial. Estas encontram-se disponíveis em diversos dimensões e configurações, e são capazes de suportar altos caudais para alturas manométricas pequenas, durante grandes períodos, com uma alta eficiência. Estão equipadas com conexões de acoplamento logo atreves de uniões flexíveis, este tipo de acoplamento facilita qualquer tipo de manutenção ou reparação quer na bomba quer no motor elétrico. Possibilita também, caso necessário, a substituição da bomba ou motor elétrico independente um do outro.

3.10.2 Seleção da bomba

De modo a escolher o modelo específico de bomba foi utilizada a ferramenta online de seleção de bombas fornecida pela empresa Grundfos, referenciada na secção 2.2.4. Depois de introduzidos todos os valores requisitados (aplicação, caudal, altura manométrica) foi recomendada a utilização de quatro bombas do modelo NK 80-200/222 em paralelo. Na Figura 3.9 é possível observar a curva característica, de rendimento, de potência e de altura de aspiração critica de uma bomba e da sua associação em paralelo.

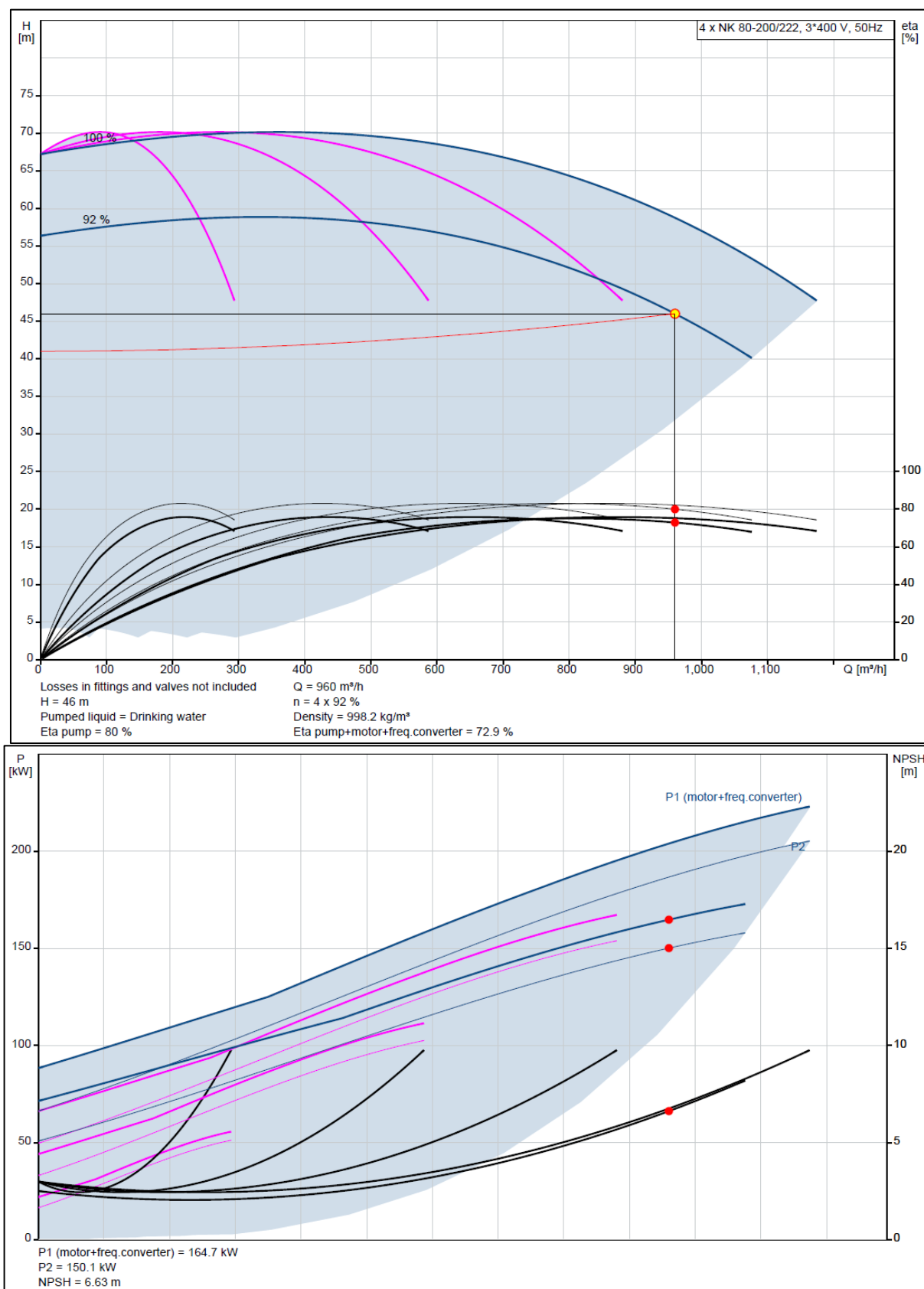


Figura 3.9 - Curva característica, de rendimento, de potência e de altura de aspiração crítica de uma bomba e da sua associação em paralelo.

As bombas NK 80-200/222 possuem as seguintes características nominais para uma rotação de 2975 rpm (Tabela 3.4).

Tabela 3.4 - Parâmetros da bomba no PRM.

Caudal	228,8 m ³ /h
Altura manométrica	60,51 m
Potência	46 kW

De modo a obter a requisitos da instalação pretendidos as bombas vão operar a 92% da sua velocidade nominal resultando num ponto de funcionamento da instalação com os seguintes dados (Tabela 3.5):

Tabela 3.5 - Parâmetros de uma bomba e do paralelo no ponto de funcionamento previsto.

	1 Bomba	4 Bombas
Caudal	240 m ³ /h	960 m ³ /h
Altura manométrica	46 m	46 m
Potência	37.5 kW	150 kW
Velocidade de rotação	2737 rpm	
Rendimento	77%	

3.10.3 Cavitação

Uma importante verificação a fazer sempre que se determina o posicionamento de uma bomba na instalação hidráulica é a ocorrência de cavitação. Este fenómeno pode levar à separação da veia líquida, redução do desempenho da bomba, vibração, ruído e erosão dos materiais. Para verificar a existência de cavitação é necessário recorrer à inequação (2.11).

A altura de aspiração crítica, H_{S1} , é fornecida pelo fabricante da bomba e pode ser retirada da Figura 3.9, sendo a mesma 6,5 m. A altura disponível de aspiração, H_S , é calculada pela equação (2.12) e (2.4):

$$\begin{aligned}
 H_S &= \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{vap}}{\rho g} - (Z_e - Z_0) - \left(\frac{8fL}{g\pi^2 D^5} + \frac{8\xi}{g\pi^2 D^4} \right) Q_V^2 \\
 &= \frac{101325}{998 \times 9,81} - \frac{2337}{998 \times 9,81} - (3 - 2) - \left(\frac{8 \times 0,018 \times 10}{9,81 \times \pi^2 \times 0,240^5} + \frac{8 \times 5,98}{9,81 \times \pi^2 \times 0,240^4} \right) \times \left(\frac{263}{3600} \right)^2 \\
 &= 8,4 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Comparando o valor de H_S com o de H_{S1} é possível determinar que não ocorre cavitação.

ESTUDO EM REGIME TRANSITÓRIO

4.1 Dimensionamento em regime transitório

O capítulo anterior consistiu no dimensionamento da estação elevatória em regime permanente. O dimensionamento da instalação em regime permanente foi realizado com base na teoria clássica da mecânica dos fluidos, combinando os princípios de conservação da massa e energia com informações técnicas de diferentes fabricantes. O dimensionamento culminou na seleção dos três principais componentes da estação: condutas, bombas e válvulas. No entanto, é necessário conhecer o comportamento da estação elevatória quando submetida a um regime transitório. Os maiores esforços hidráulicos ocorrem precisamente durante os transitórios hidráulicos decorrentes de alterações das condições de operação.

Porém, a análise de sistemas em regime transitório mostra-se complexa devido à natureza dos modelos matemáticos que regem este tipo de escoamento. Assim, recorre-se a uma ferramenta numérica de modo a simular o comportamento da estação elevatória em regime transitório através da simulação dos seguintes cenários:

- Corte de energia;
- Saída de serviço;
- Entrada de serviço.

Um corte de energia provoca uma paragem repentina de todas as bombas em simultâneo. Esta interrupção pode ser causada por fatores exteriores à instalação, como por exemplo, uma falha de energia, ou internos, como por exemplo, uma corte de energia devido a fatores de segurança.

Numa saída de serviço a paragem das bombas efetua-se através de um procedimento previamente definido. Este procedimento deve ser adaptado às características particulares de cada instalação.

Na entrada de serviço o arranque das bombas obedece a um procedimento pré-definido, com o propósito de evitar solicitações exageradas na instalação.

Através da análise dos resultados obtidos em cada cenário, com especial atenção as envolventes de pressão máxima, é identificada a necessidade da introdução de dispositivos de proteção, também, e de um modo iterativo, estabeleceu-se procedimentos de operacionais através da determinação e implementação de leis de abertura e fecho de válvulas e temporização das ações relevantes.

4.2 Caracterização da instalação em regime transitório

No contexto desta dissertação, e de modo a realizar as simulações em regime transitório, mostra-se relevante a modelação matemática do funcionamento de:

- Bombas;
- Válvulas;
- RAC.

4.2.1 Bombas

Para efetuar a modelação do funcionamento da bomba em regime transitório é necessário conhecer os respetivos parâmetros de suter, como se viu em 2.3.4.5. No entanto, não existem parâmetros de suter das bombas utilizadas na instalação, assim, irá se recorrer a uma interpolação, através da velocidade específica, na base de dados do código numérico. A base de dados do código numérico possui parâmetros de suter para velocidades específicas entre 15,7 e 262.

Por norma, efetua-se o cálculo da velocidade específica de uma bomba no seu ponto de maior rendimento (PRM), como se viu em 2.2.7, no entanto, é comum, as bombas de uma instalação hidráulica não operarem no seu PRM, situação que acontece neste trabalho. Isto faz com que o ponto de funcionamento calculado através dos parâmetros de Suter não coincida com o ponto de funcionamento real, esta situação encontra-se representada na Figura 4.1 [13].

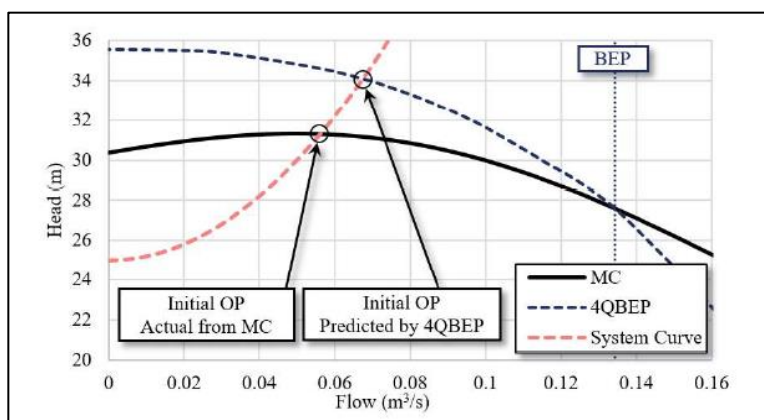


Figura 4.1 - Diferença entre o ponto de funcionamento real e o previsto através dos parâmetros de Suter usando o PRM.

Assim sendo, é recomendado em [13], o uso do ponto de funcionamento real, em vez do PRM, para o cálculo da velocidade específica. Recorrendo aos dados da Tabela 3.5 é possível calcular a velocidade específica utilizando a equação (2.13).

$$N_s = \frac{N_{\text{Real}} \sqrt{Q_{\text{Real}}}}{H_{\text{Real}}^{3/4}} = \frac{2915 \sqrt{\frac{240}{3600}}}{46^{3/4}} = 42,6$$

Comparando o valor de velocidade específica obtida com a base de dados do código numérico são escolhidos os parâmetros de suter para uma velocidade específica de 37,5, estes podem ser observados na Figura 4.2.

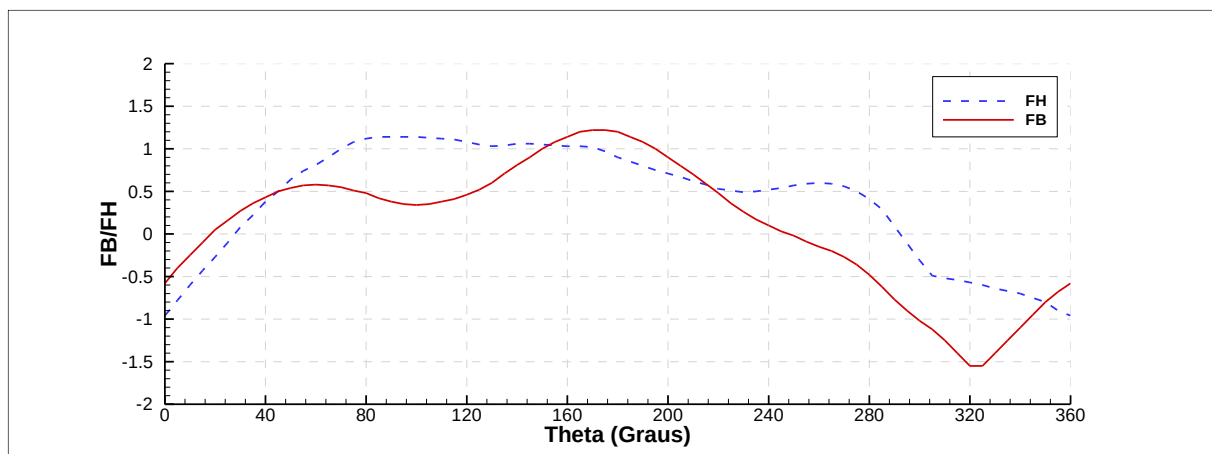


Figura 4.2 - Parâmetros de Suter.

É também necessário o cálculo do momento de inércia das massas girantes, ou seja, o motor elétrico e a bomba.

O momento de inércia do motor elétrico (I_{motor}) é fornecida pelo fabricante, sendo $0,46 \text{ kg.m}^2$.

O momento de inércia da bomba (I_{bomba}) não é fornecido pelo fabricante, logo terá de ser calculada utilizando a equação (2.74).

$$I_{\text{bomba}} = 1.5 \cdot 10^7 \left(\frac{P}{N^3} \right)^{0.9556} = 1.5 \cdot 10^7 \left(\frac{55}{2975^3} \right)^{0.9556} = 0,076 \text{ kg.m}^2$$

O momento de inercia total é dado pela equação (2.73):

$$I_{\text{total}} = I_{\text{bomba}} + I_{\text{motor}} = 0,076 + 0,46 = 0,536 \text{ kg.m}^2$$

Obtendo-se um momento de inércia total do conjunto motor-bomba de $0,536 \text{ kg.m}^2$.

4.2.2 Válvulas

De forma a modelar a válvula para um regime transitório é necessário definir dois parâmetros:

- Estado inicial;
- Lei de abertura/fecho:

O estado inicial da válvula pode ser definido como, aberta ou fechada, a definição deste parâmetro depende apenas do objetivo da simulação.

A definição da lei de abertura/fecho é introduzida em forma de tabela, onde se relaciona o tempo com o coeficiente de perda de carga ou caudal. Em secções posteriores são definidas leis de fecho/abertura, para as diferentes válvulas utilizadas, consoante o cenário simulado.

4.2.3 RAC

A modelação do RAC no código numérico requer a definição dos seguintes dados:

- Constante politrópica;
- Volume de gás inicial;
- Área de entrada;
- Coeficiente de perda de carga à entrada;
- Coeficiente de perda de carga à saída;

É utilizada uma constante politrópica de 1,3, um valor típico na modelação de RACs. A área de entrada e ambos os coeficientes de perda carga são, por norma, calculados através de extensos abacos, não sendo a modelação do RAC o principal objetivo deste trabalho, são utilizados os dados de [14] para a modelação do RAC (Tabela 4.1).

Tabela 4.1 - Dados de modelação do RAC.

Área de entrada (m^2)	0,014
Coeficiente de perda de carga à entrada	2,5
Coeficiente de perda de carga à saída	1

O volume de gás inicial é determinado em secções posteriores através de um conjunto de simulações.

4.3 Corte de energia

O corte de energia é, à priori, o cenário mais severo, entre os cenários considerados. O transitório hidráulico criado pode levar à rutura de condutas ou flanges, infiltrações de contaminantes, cavitação ou inversão do sentido de rotação do conjunto motor-bomba.

De modo a determinar as consequências deste cenário foi simulada a paragem das quatro bombas em simultâneo.

Em primeiro lugar verificou-se o desempenho das válvulas de retenção. De modo a verificar o seu desempenho foi determinado se as bombas ou escoamento invertem o seu sentido através da consulta das características de funcionamento das bombas em regime transitório (velocidade de rotação, altura manométrica, caudal e binário hidráulico), representados na Figura 4.3.

É possível concluir que ambos as bombas e escoamento não invertem o seu sentido, as bombas mantêm-se sempre na zona de funcionamento de bombagem normal. Pode-se inferir assim, que as válvulas de retenção desempenharam a função para a qual foram implementadas, proteger as bombas da inversão do escoamento.

Achou-se relevante, tendo em conta o contexto deste trabalho, perceber o comportamento das bombas caso não fossem utilizadas válvulas de retenção. Na Figura 4.4 representa-se características de funcionamento das bombas em regime transitório sem o uso de válvulas de retenção. É possível inferir, através dos valores observados para o caudal, que este, inverte o seu sentido aos 4 segundos e em cerca de 2 segundos, seguido da inversão do sentido da rotação das bombas aos 6 segundos em cerca de 4 segundos. Esta diferença deve-se à inércia do conjunto motor-bomba.

As bombas passam de bombagem normal para dissipação e subsequentemente para turbina-gem num intervalo de 4 segundos, estes estados encontram-se representados na Figura 4.4 pelas letras A, B e C respetivamente.

Pelo exposto é possível concluir a relevância da aplicação de válvulas de retenção.

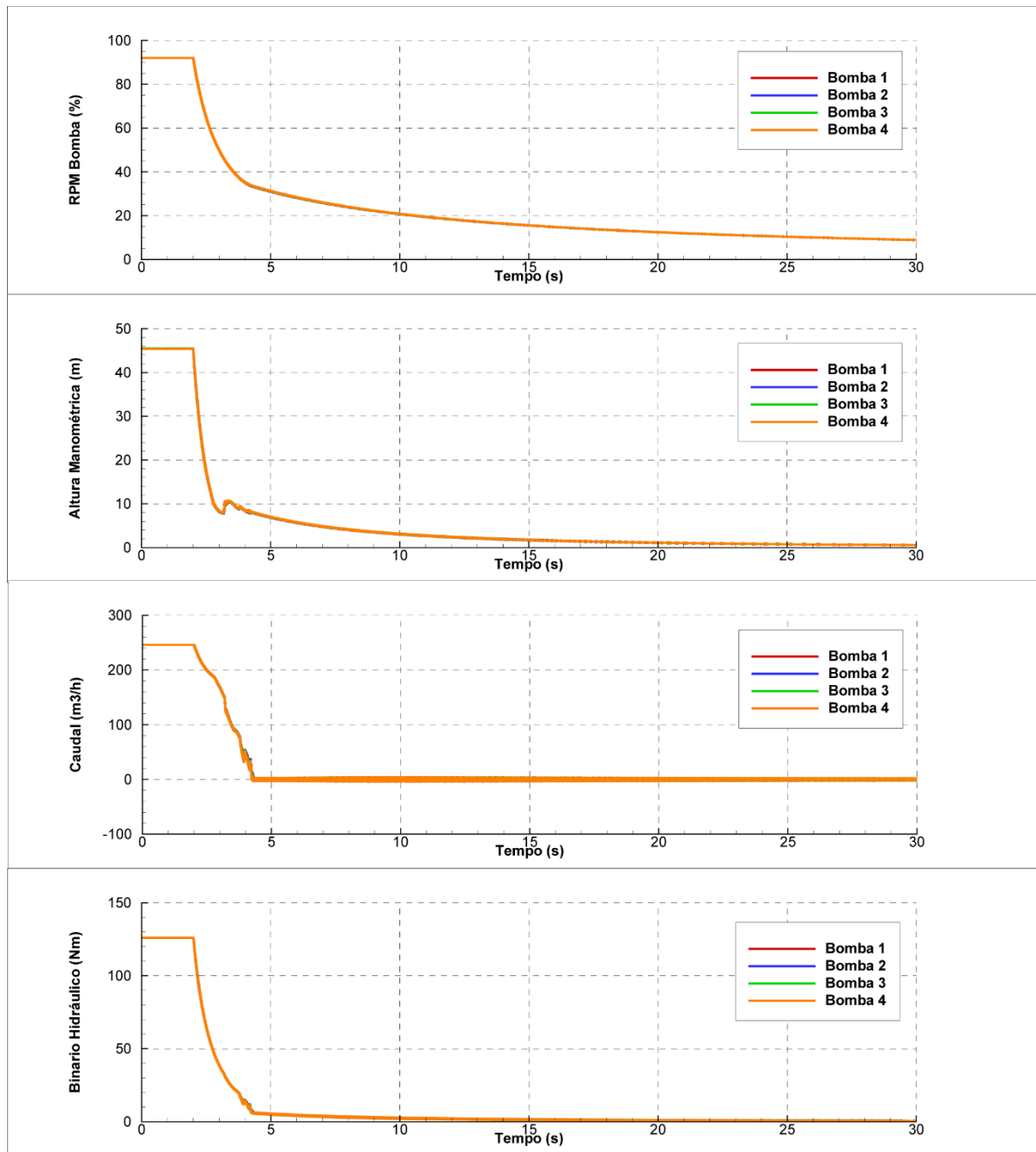


Figura 4.3 – RPM, altura manométrica, caudal e binário hidráulico das bombas utilizando válvulas de retenção.

É de notar que os valores da velocidade de rotação das bombas, representados na Figura 4.3, não se encontram em concordância com o contexto do cenário de corte de energia visto que, era de esperar, que a velocidade de rotação das bombas tendesse para zero. Esta desconcordância deve-se à janela temporal usada para representar os dados na Figura 4.3, como é possível observar na Figura 4.5 a velocidade de rotação eventualmente alcança o valor esperado, zero, quando é usado uma janela temporal suficiente.

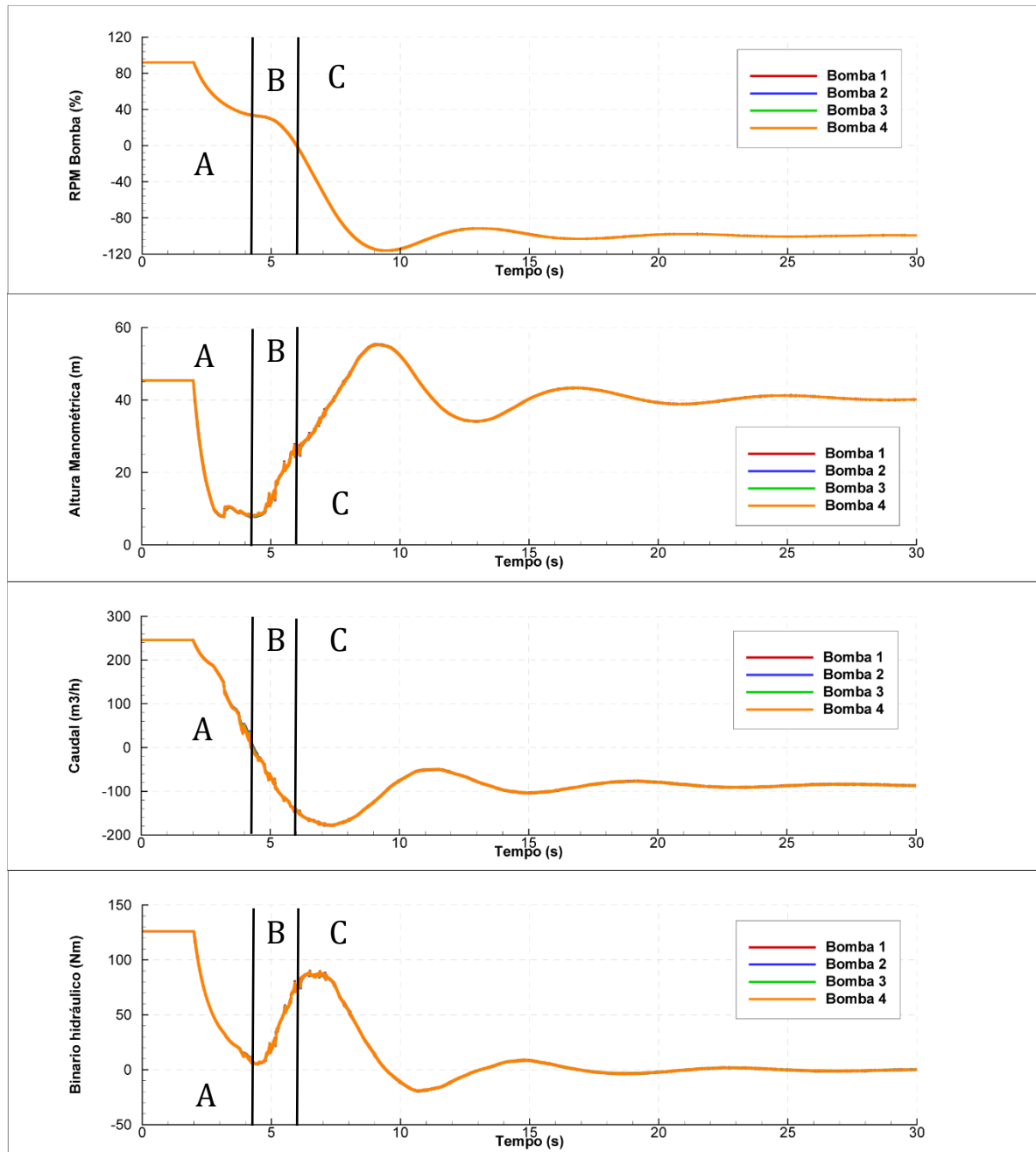


Figura 4.4 - RPM, altura manométrica, caudal e binário hidráulico das bombas sem válvulas de retenção. A-Bombagem normal. B-Dissipação. C-Turbinagem.

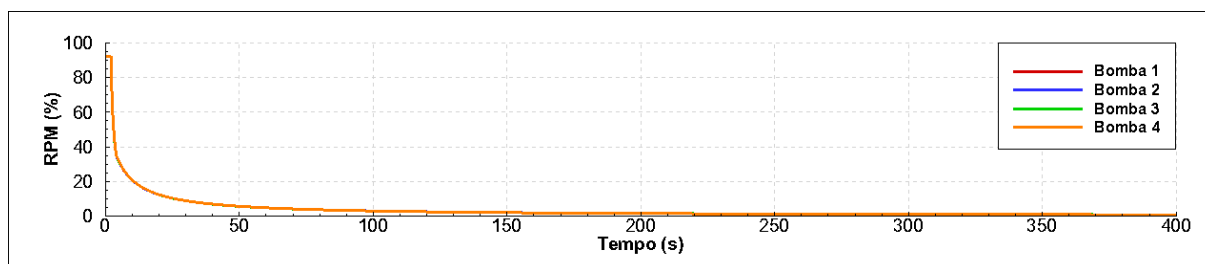


Figura 4.5 - Velocidade de rotação.

Relativamente à instalação equipada com válvulas de retenção avaliou-se, de seguida, a linha piezométrica e envoltentes de pressão (máxima e mínima) em relação à elevação da conduta (Figura 4.6).

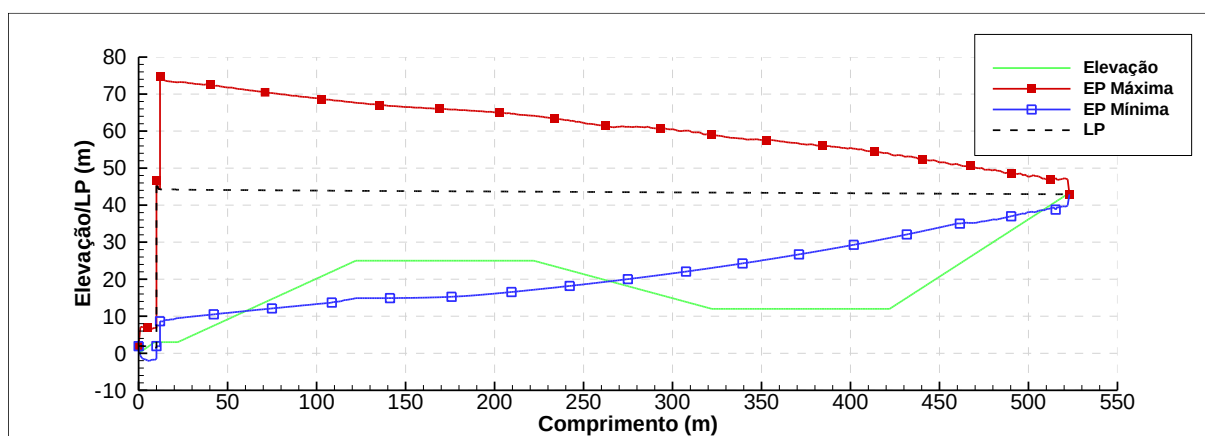


Figura 4.6 – Elevação, linha piezométrica e envoltentes de pressão – corte de energia.

É possível verificar que o valor máximo da sobrepressão (Envoltente de pressão máxima (EP Máxima)) na instalação é cerca de 75 mca ou cerca de 7,4 bar. O que, comparando com os valores de pressão máxima admissível das condutas (Tabela 3.1), se encontra dentro dos valores tabelados. Comprovando assim, a integridade da conduta escolhida.

Verifica-se, no entanto, que existe uma considerável zona da conduta (dos 60 m aos 270 m) que se encontra em depressão. Como visto anteriormente, esta situação pode causar problemas como contaminação do escoamento ou, em situações mais severas, o colapso da conduta. De modo a minimizar este efeito decidiu-se implementar um reservatório de ar comprimido (RAC) na instalação.

Como se apresenta em 4.2.3, falta apenas determinar o volume de gás inicial de modo a modelar o RAC. Para este fim procedeu-se de forma iterativa realizando-se 5 simulações para diferentes valores de volume de gás inicial de modo a determinar qual o volume que melhor se adequa as características da instalação. O RAC encontra-se posicionado na sua localização típica, o mais próximo possível das bombas possível, denominada de posição nº1, a sua localização está representada na Figura 4.7.

Foram realizadas simulações para volumes de gás inicial de $0,3m^3$, $0,6m^3$, $0,9m^3$, $1,2m^3$, $1,5m^3$.

A Figura 4.8 representa as EP mínimas para os diferentes volumes de gás inicial.

É possível verificar pela Figura 4.8 que será necessário um RAC com um volume de gás inicial de $1,2m^3$ de modo que nenhum ponto da conduta de recalque entre em depressão.

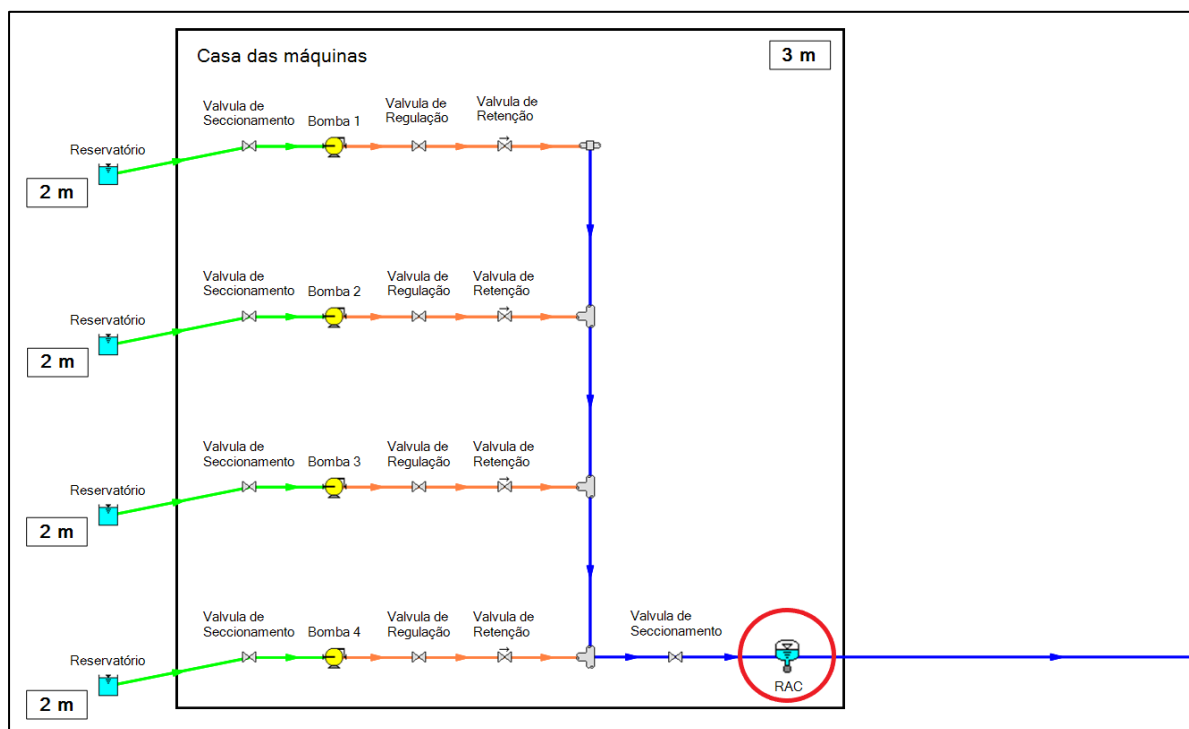


Figura 4.7 - Representação da posição do RAC (posição nº1) na instalação.

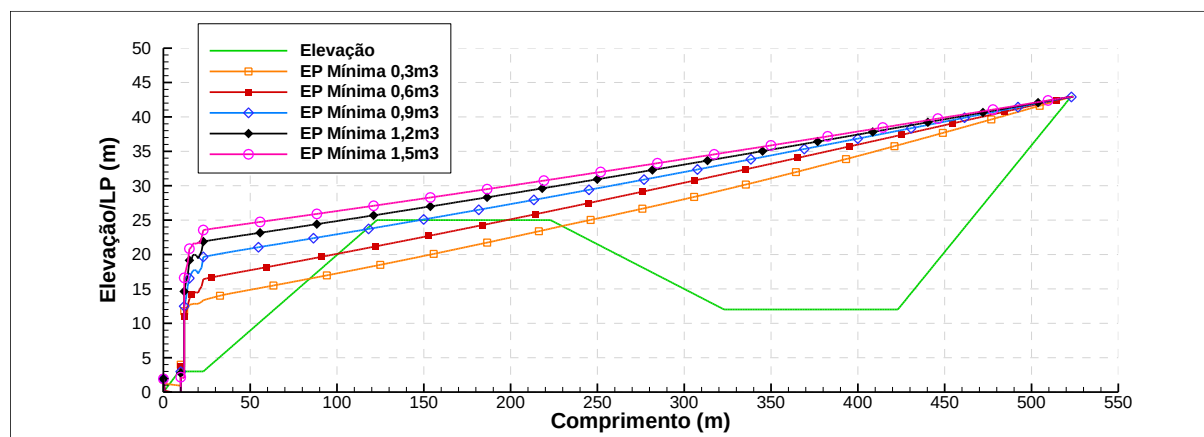


Figura 4.8 - Envoltório de pressão mínima - RAC posição nº1.

Apesar do RAC localizar-se numa posição típica (o mais próximo possível das bombas) e o valor de volume de gás inicial obtido encontrar-se dentro dos valores típicos para este tipo de instalações, achou-se possível, diminuir a dimensão do RAC reposicionando para a localização da maior depressão do sistema. Através da Figura 4.6 é possível perceber que esta posição se encontra a uma cota de 25m, denominada de posição nº2 e representada na Figura 4.9.

Consequentemente, realizaram-se simulações com o RAC na posição nº2 para os seguintes volumes de gás inicial: $0,3m^3$, $0,6m^3$, $0,9m^3$.

Como se pode constatar pela Figura 4.10, o RAC com um volume de gás inicial de $0,6\text{m}^3$ permite suprir a depressão em toda a conduta. Assim, com a alteração de posição do RAC, reduziu-se as dimensões do RAC, o que se traduz numa redução de custos.

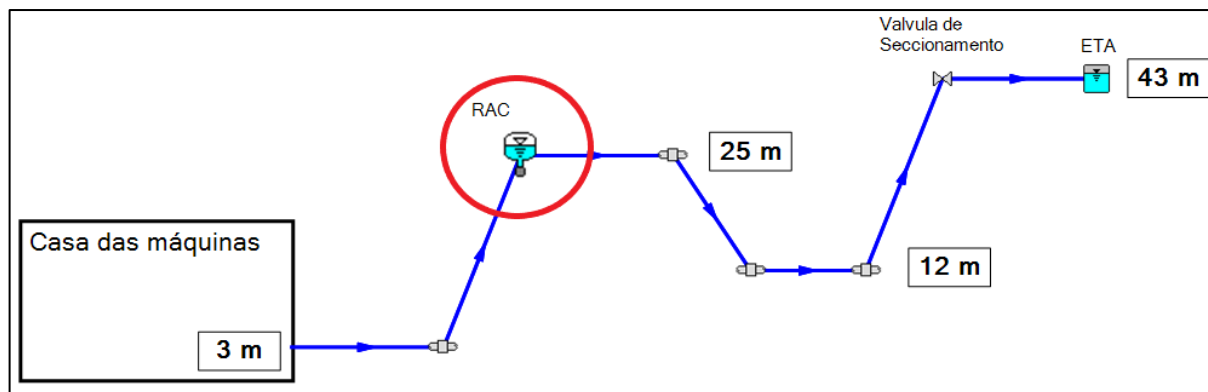


Figura 4.9 - Representação da posição do RAC (posição nº2) na instalação.

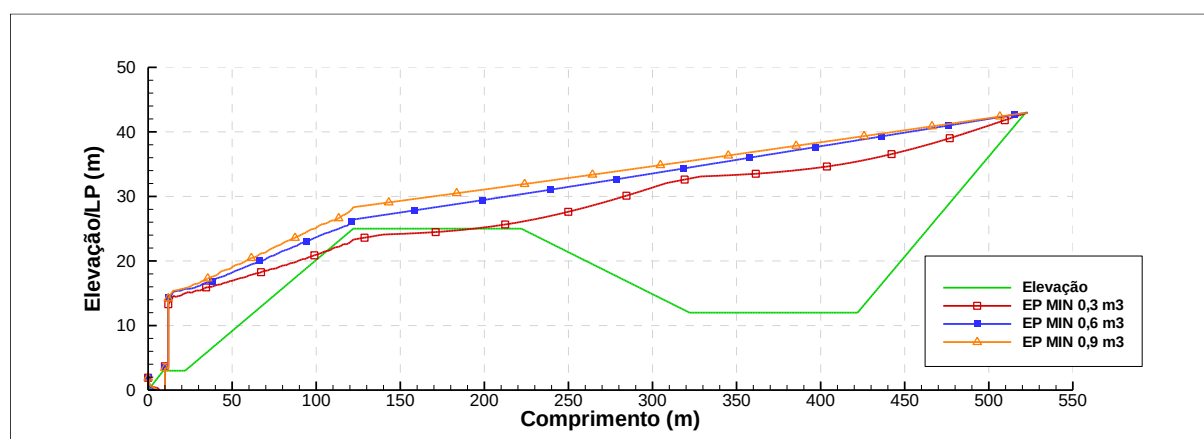


Figura 4.10 - Envolvente de pressão mínima - RAC posição nº2.

É de notar, no entanto, que esta mudança de posição acarreta uma desvantagem, como é possível observar na Figura 4.11, a pressão máxima a jusante das bombas aumentou com o RAC na posição nº2. Porém, esta gama de valores de pressão (Tabela 3.1) não coloca em causa a integridade estrutural da conduta, pois, quando comparados com os valores da tabela 3.1 encontra-se dentro dos parâmetros aceitáveis.

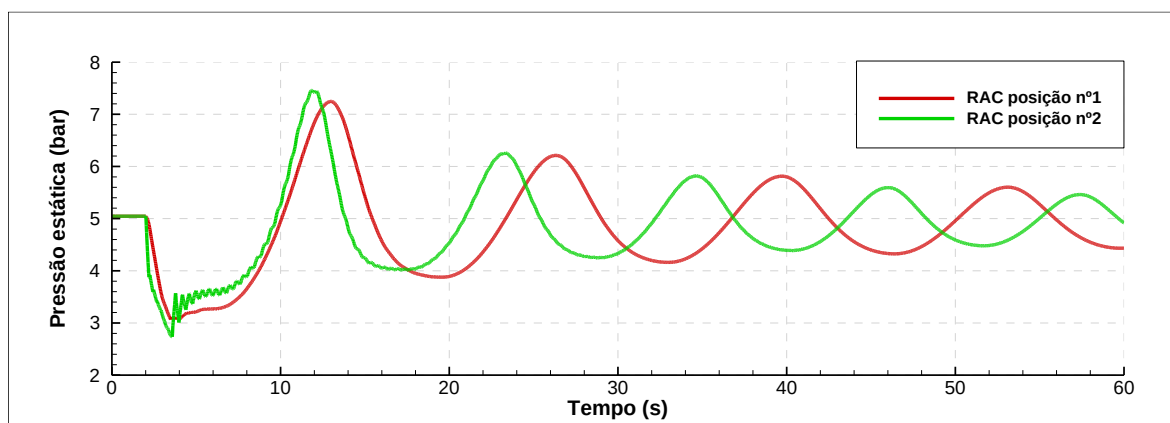


Figura 4.11 - Pressão estática a jusante das bombas.

Conclui-se assim, que a instalação projetada possui integridade estrutural para suportar as consequências do cenário de corte de energia da instalação. Foi comprovado que as condutas projetadas no capítulo 3 são capazes de suportar os esforços provocados pelo transitório e que a aplicação das válvulas de retenção preveniu a inversão do sentido de rotação das bombas. Apesar da criação de uma depressão na conduta de recalque, esta foi resolvida com a aplicação de um RAC. Foi possível minimizar a dimensão do RAC alterando a sua posição.

4.4 Saída de serviço

Ao contrário do propósito da secção anterior que tinham como objetivo averiguar se a instalação projetada conseguiria ou não suportar os esforços provocados por um evento severo (corte de energia), esta secção possui um objetivo diferente, pois como é lógico, uma instalação projetada para suportar esforços extremos também irá suportar esforços inferiores provocados por eventos menos severos. Logo esta secção tem como objetivo descobrir qual o procedimento de saída de serviço que sujeita a instalação ao menor esforço hidráulico possível.

A saída de serviço trata-se de um acontecimento que pode, por vezes, ocorrer várias vezes ao dia. Assim sendo, não é prudente expor a instalação a grandes esforços de uma maneira cíclica. Fazendo assim sentido o desenvolvimento de um procedimento que tenha o menor impacto possível na instalação.

De modo a minimizar os esforços o procedimento para a saída de serviço vai se focar na interrupção de uma bomba de cada vez, ou seja, de uma maneira sequencial. Pois, como se pode ver pelos dados da Figura 4.13, a interrupção do funcionamento de apenas uma bomba gera as envolventes de pressão mais favoráveis. É necessário também definir o intervalo de tempo entre cada paragem sucessiva (referido daqui para a frente como tempo de espera (TE)). De modo a determinar este dado foram realizadas uma serie de simulações para diferentes TEs, 2, 4, 6, 10 e 20 segundos. Os resultados destas simulações podem ser observados na Figura 4.12 e 4.14.

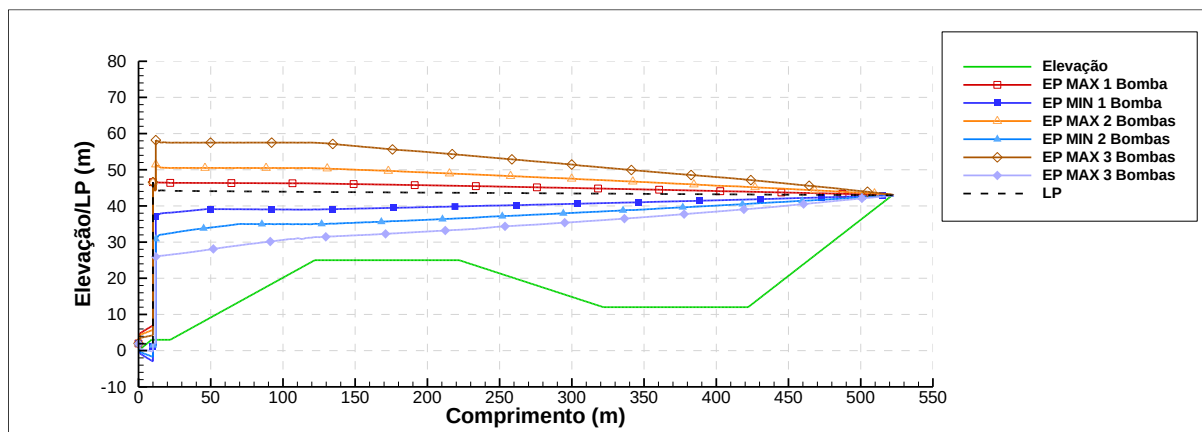


Figura 4.13 - Elevação, linha piezométrica e envoltórias de pressão para a paragem simultânea de 1, 2 e 3 bombas.

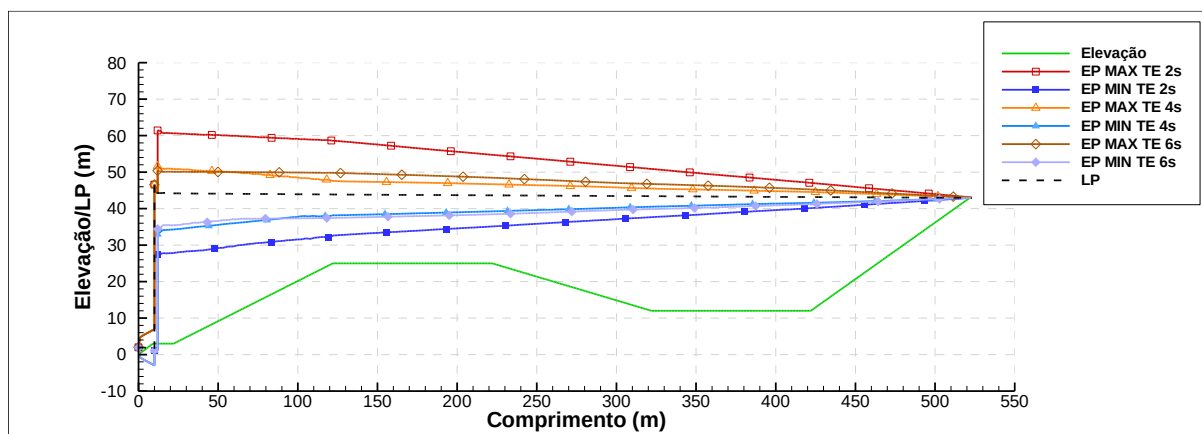


Figura 4.12 - Elevação, linha piezométrica e envoltórias de pressão - TE de 2, 4 e 6 segundos.

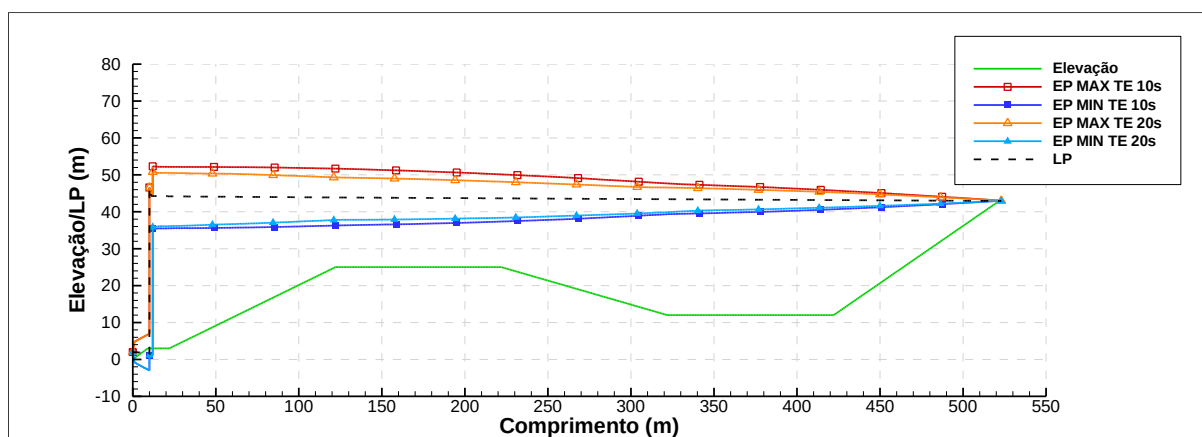


Figura 4.14 - Elevação, linha piezométrica e envoltórias de pressão - TE de 10 e 20 segundos.

Como se pode observar pelas Figura 4.12 e 4.14 a partir de um TE de 4 segundos as envoltórias de pressão tendem a convergir, com um máximo, nas EP MAX, de 50 a 52 m.c.a e um mínimo, nas EP MIN, de 33 a 36 m.c.a. Assim, conclui-se que desde que se implemente um TE superior a 4 segundos os esforços aplicados à instalação ficam minimizados.

De modo a melhorar as envolventes de pressão é implementado no procedimento o fecho gradual da válvula de regulação da bomba antes da interrupção do funcionamento da mesma. Isto resultará numa velocidade de escoamento menor imediatamente a montante da válvula de retenção que por sua vez irá diminuir a intensidade do choque hidráulico. Verificou-se que uma duração de fecho da válvula de regulação de 10 segundos, de acordo com a lei de fecho representada na Figura 4.15, seguido da paragem do funcionamento da bomba 6 segundos após o início do fecho da válvula de regulação resulta nas envolventes de pressão mais favoráveis possíveis, como podemos observar na Figura 4.16. Os máximos das EP MAX diminuíram de 51,60 para 49 m.c.a. O intervalo de tempo entre o início do fecho da válvula de regulação e a interrupção da bomba, os 6 segundos referidos anteriormente, passam a denominar-se, daqui em diante, de intervalo de espera (IE).

É possível observar a diferença de velocidades de escoamento referidas anteriormente na Figura 4.17, 1,253 m/s para uma interrupção de bomba sem o uso da válvula de regulação e 1,193 m/s para um IE de 6 segundos. Poderia ser possível diminuir mais esta velocidade, como podemos observar na Figura 4.17 através de um IE de 8 segundos, obtendo respetivamente, uma velocidade de escoamento 0,757 m/s. No entanto esta diminuição de velocidade mostra-se prejudicial ao sistema, pois, para ser alcançada a válvula de regulação encontra-se quase totalmente fechada o que gera uma perda de carga demasiado elevada, que, combinado com a bomba ainda em funcionamento gera um pico de pressão superior ao valor máximo das envolventes de pressão para um IE de 6s, como podemos observar na Figura 4.18. O valor de pressão máxima registou um aumento de 14,7 mca, passou de 49 mca para 63,7 mca. O maior IE aplicável sem afetar negativamente o sistema são 6 segundos.

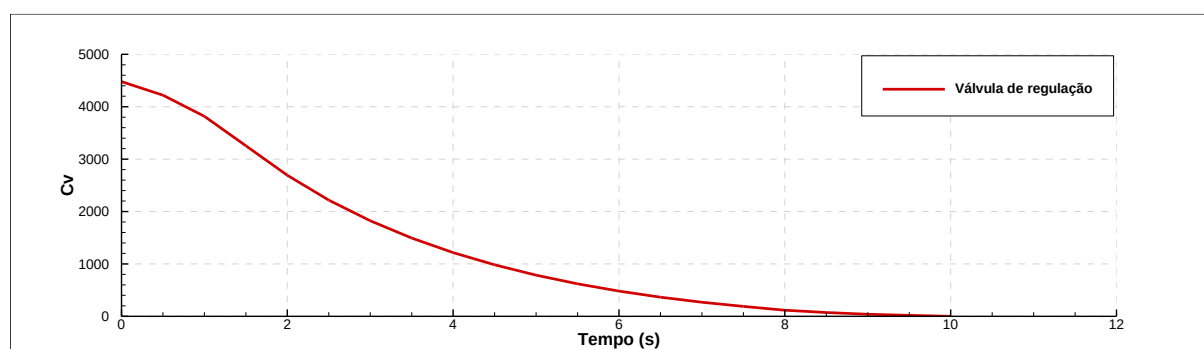


Figura 4.15 - Lei de fecho da válvula de regulação.

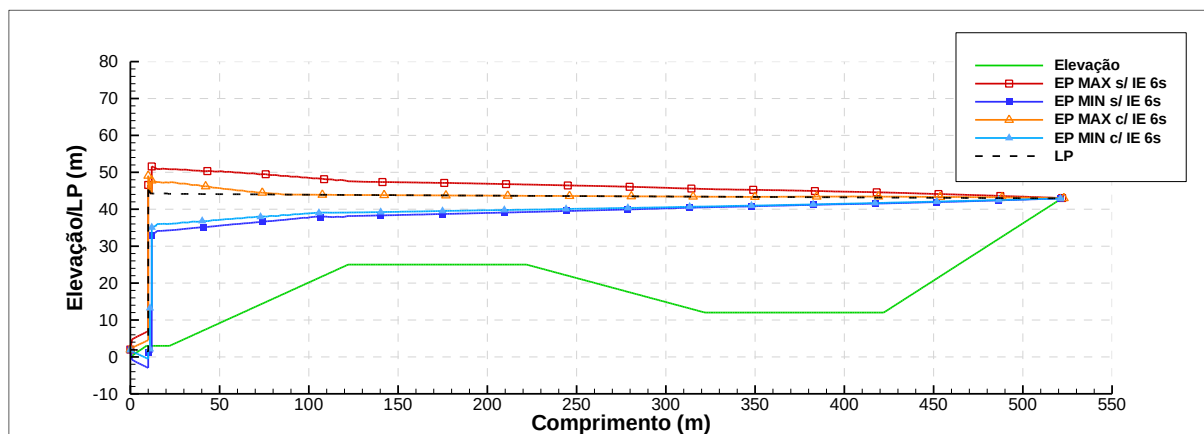


Figura 4.16 - Elevação, linha piezométrica e envelopes de pressão com e sem um IE de 6 segundos.

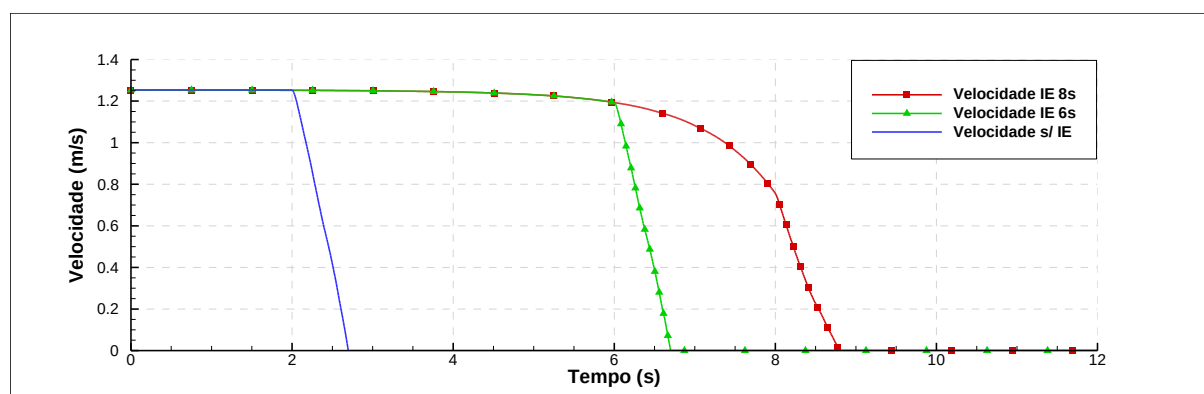


Figura 4.17 - Velocidade do escoamento a jusante da bomba sem aplicação de IE e com aplicação de IE de 6 e 8 segundos.

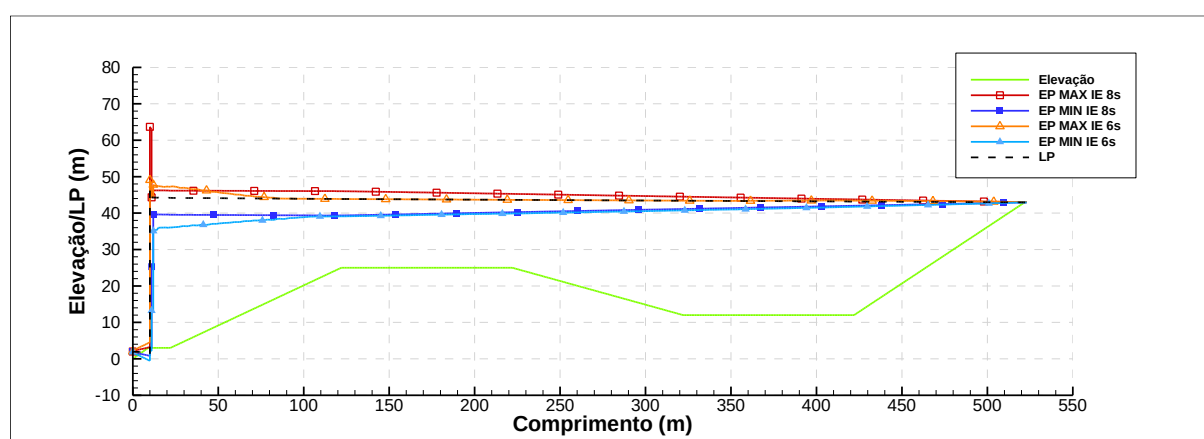


Figura 4.18 - Elevação, linha piezométrica e envelopes de pressão - IE de 6 e 8 segundos.

A inclusão da manipulação da válvula de regulação de modo a regular o caudal da bomba com o propósito de diminuir o impacto do procedimento de saída de serviço da instalação pode ser uma ação que, em certos casos, devido ao aumento da complexidade do procedimento não justifica a sua implementação. Para o caso da instalação projetada esta ação pode ser vista como benéfica, visto que, a adição da mesma ao procedimento não necessita da introdução de nenhum novo componente ao sistema, pois a válvula de regulação já estava incorporada no mesmo, e resulta numa, mesmo que pouca, melhoria nas envolvente de pressão.

De modo a resumir o procedimento de saída de serviço, estipulado anteriormente, está apresentado na Figura 4.19 o fluxograma que o descreve o mesmo passo a passo.

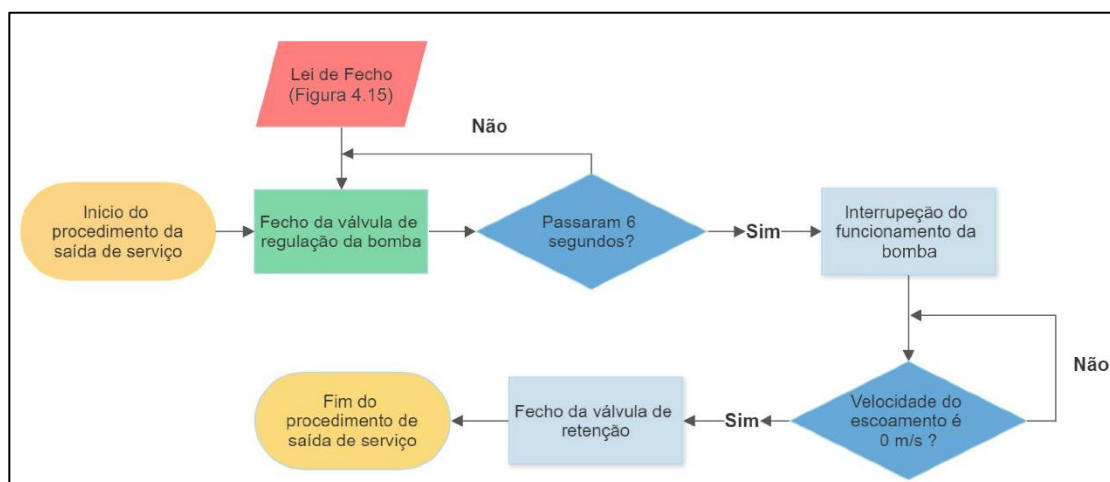


Figura 4.19 - Procedimento operacional da saída de serviço.

4.5 Entrada de serviço

A par da saída de serviço a entrada de serviço trata-se de um procedimento diário de uma instalação hidráulica deste tipo. Este tipo de operação, quando desprezada, pode levar a problemas mecânicos, elétricos ou hidráulicos, tal como a saída de serviço. Assim sendo, a determinação de um procedimento correto para o arranque das bombas é de extrema importância. Neste trabalho serão estudados dois modos de proceder com o arranque das bombas: arranque contra uma válvula fechada e sistema bypass.

4.5.1 Motor elétrico

Antes de se poder proceder com qualquer simulação do procedimento da entrada de serviço é preciso determinar o comportamento do motor elétrico para todo o seu leque de rotações, mais especificamente a sua curva de binário. Este dado em par com a curva característica da bomba é fornecido pelo fabricante. O motor elétrico do conjunto motor-bomba usado neste trabalho trata-se de um SIEMENS 250M. Utilizando a ferramenta online "*Siemens Product Configurator*", fornecida pelo fabricante,

foi possível determinar a curva de binário em função da rotação, esta pode ser observada na Figura 4.20.

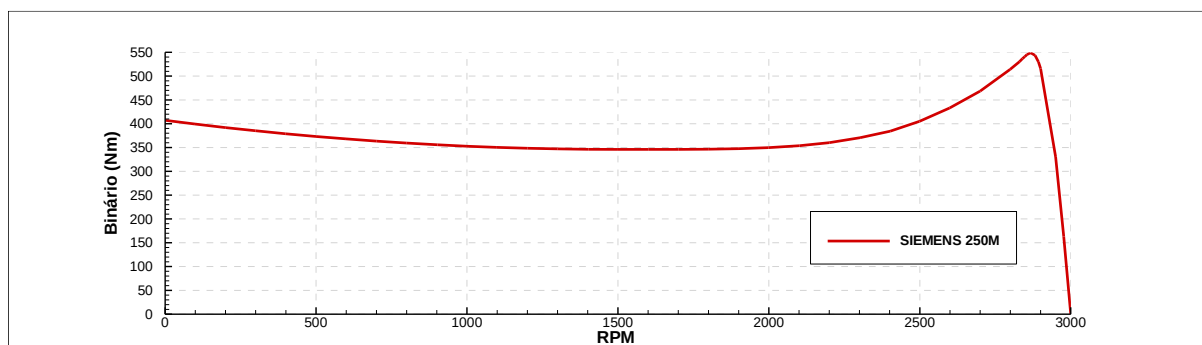


Figura 4.20 - Curva de binário.

A curva de binário do motor elétrico é necessária, pois, o arranque da bomba trata-se de um arranque não controlado, ou seja, apenas as características de binário do motor vão ditar o comportamento da variação da velocidade de rotação do conjunto motor-bomba.

4.5.2 Arranque com uma válvula fechada

O arranque contra uma válvula fechada trata-se do procedimento mais simples. Este não requer nenhuma alteração à instalação. Existem dois fatores que têm de ser averiguados de modo a considerar este procedimento para esta instalação: pressão para caudal nulo e aquecimento do líquido no corpo da bomba.

Quando a bomba chegar à sua velocidade de rotação nominal vai ser exercida na tubagem, imediatamente a montante da válvula fechada, uma pressão igual à pressão para caudal zero da curva característica. Assim é necessário verificar-se a tubagem consegue suportar esta pressão. É facilmente determinado pela Figura 3.9 que esta pressão é 67 mca, ou 6,6 bar, comparando com os valores da Tabela 3.1 é possível confirmar que a tubagem consegue suportar esta gama de pressões.

O outro fator a considerar para este tipo de procedimento é o aquecimento e eventual ebulição da água dentro do corpo da bomba, podendo assim danificar a mesma. Este tipo de operação não deve sequer ser considerado para bombas com alturas manométricas elevadas ou velocidades específicas superiores a 5000 (unidades imperiais) [11]. Mesmo para bombas com velocidades específicas pequenas, tal como as que estão a ser utilizadas, é necessário determinar o aumento da temperatura dentro de bomba de modo a verificar que esta não causa danos à mesma. A determinação do aumento de temperatura dentro da bomba, ignorando perdas por radiação e convecção é dada pela seguinte equação [11]:

$$T_a = \frac{42,4 \cdot P_{CN}}{W_w \cdot C_w} \quad (4.1)$$

Onde:

T_a – Aumento de temperatura, em $^{\circ}F/min$;

P_{CN} – Potencia para caudal nulo, em cavalos vapor (cv);

42,4 – Fator de conversão de cavalos vapor para Btu/min ;

W_w – Peso do líquido na bomba, lb ;

C_w – Calor específico do líquido (1,0 em caso de água);

O peso líquido na bomba, W_w , é determinado pela seguinte equação:

$$W_w = \rho \times \frac{Q}{rph} \quad (4.2)$$

Onde,

rph - Rotações por hora;

Resolvendo a equação (4.2) obtemos:

$$W_w = \rho \times \frac{Q}{rph} = 998 \times \frac{240}{2737 \times 60} = 1,46 \text{ kg} = 3,22 \text{ lb}$$

Retirando P_{CN} da Figura 3.9, 16,6 kW ou 22,6 cv, é agora possível resolver a equação (4.1):

$$T_a = \frac{42,4 \cdot P_{CN}}{W_w \cdot C_w} = \frac{42,4 \times 22,6}{3,22 \times 1,0} = 297,6 \text{ } ^\circ F/min = 147,6 \text{ } ^\circ C/min$$

É possível apurar que a bomba não pode operar contra uma válvula fechado por mais de 40 segundos, pois, a partir desse ponto a água entra em ebulição. Este facto vai ser posteriormente comparado com os resultados obtidos nas simulações.

A par com a saída de serviço o arranque vai ser executado sequencialmente. De modo a perceber o tempo entre cada arranque de bomba foi executada uma simulação onde apenas se processa a entrada de serviço com uma bomba, de modo a determinar o tempo necessário para o escoamento atingir um regime permanente após o arranque de uma bomba. Vai ser apenas usada a válvula de retenção neste procedimento, esta vai abrir quando a altura manométrica exercida pela bomba ultrapasse a diferença de cotas entre as superfícies livre dos reservatórios.

É possível observar pelas Figura 4.21a e 4.21b, que correspondem respetivamente à pressão e caudal imediatamente a jusante da bomba 1, que são originados dois golpes hidráulicos pelo arranque da bomba, um com uma frequência muito superior ao outro. O golpe de ariete de menor frequência é derivado da atuação do RAC este demora muito tempo a ser dissipado relativamente ao outro. O outro golpe hidráulico possui uma frequência muito superior e uma amplitude maior, este é o golpe hidráulico de interesse pois é diretamente criado pelo arranque da bomba. Este dissipa-se em cerca 1,5 segundos, de modo a criar uma margem de segurança a bombas vão ser arrancadas sequencialmente com um intervalo de 6 segundos.

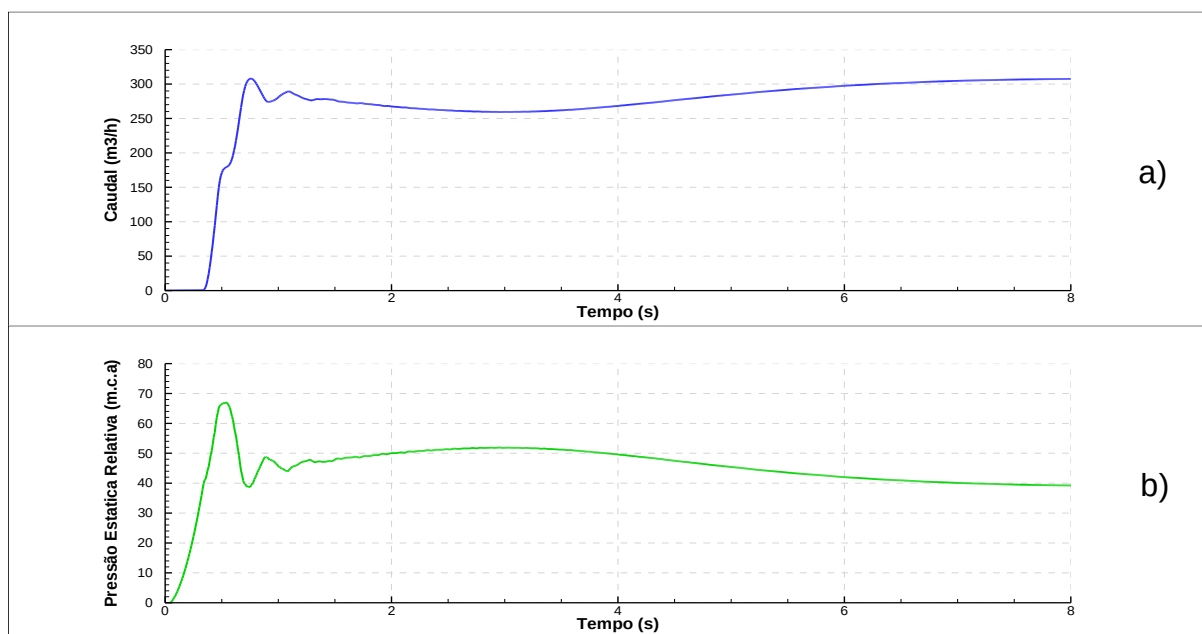


Figura 4.21 – Caudal (a) e pressão estática relativa (b) imediatamente a jusante da bomba 1.

Verifica-se pela Figura 4.22, que a bomba demora cerca 0,5 segundos a chegar à sua rotação nominal. Este valor é muito inferior ao tempo máximo que a bomba pode operar contra uma válvula fechada, fazendo com que o aquecimento da água não seja um fator a considerar no arranque da mesma. Podendo, no entanto, ser um parâmetro da operação da bomba que pode ter utilidade para outro tipo de cenários. Com um intervalo de 6 segundos entre cada arranque de bomba é necessário determinar o impacto deste procedimento na instalação. Na Figura 4.24 é possível observar um máximo na envolvente de pressão máxima de 70 mca, ou 7 bar, este tipo de pressão está confortavelmente dentro dos valores suportados pelas tubagens. No entanto, comparando com os resultados dos esforços impostos pela saída de serviço, 70 mca é um aumento de 43% da pressão máxima em relação ao máximo da EP MAX do procedimento da saída de serviço, 49 mca. Visto que, este procedimento se trata do mais simples é normal que a sua desvantagem seja a criação de envolventes de pressão mais desfavoráveis para a instalação. Logo, é desaconselhado o uso deste método de arranque a não ser que seja estritamente necessário, como por exemplo, caso o sistema de bypass esteja fora de operação para reparação ou manutenção.

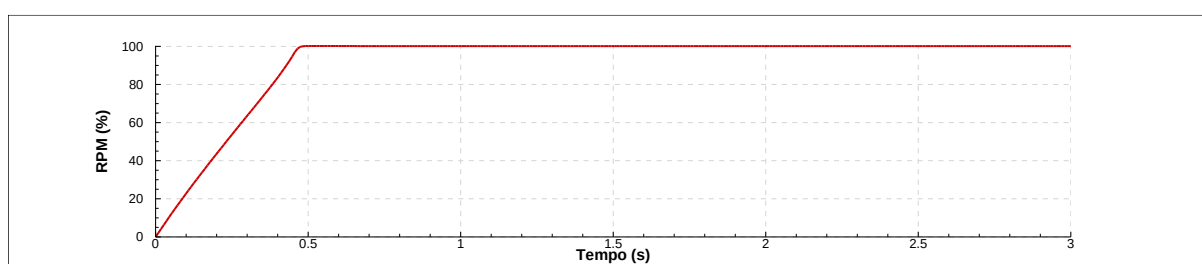


Figura 4.22 - Velocidade de rotação da bomba 1.

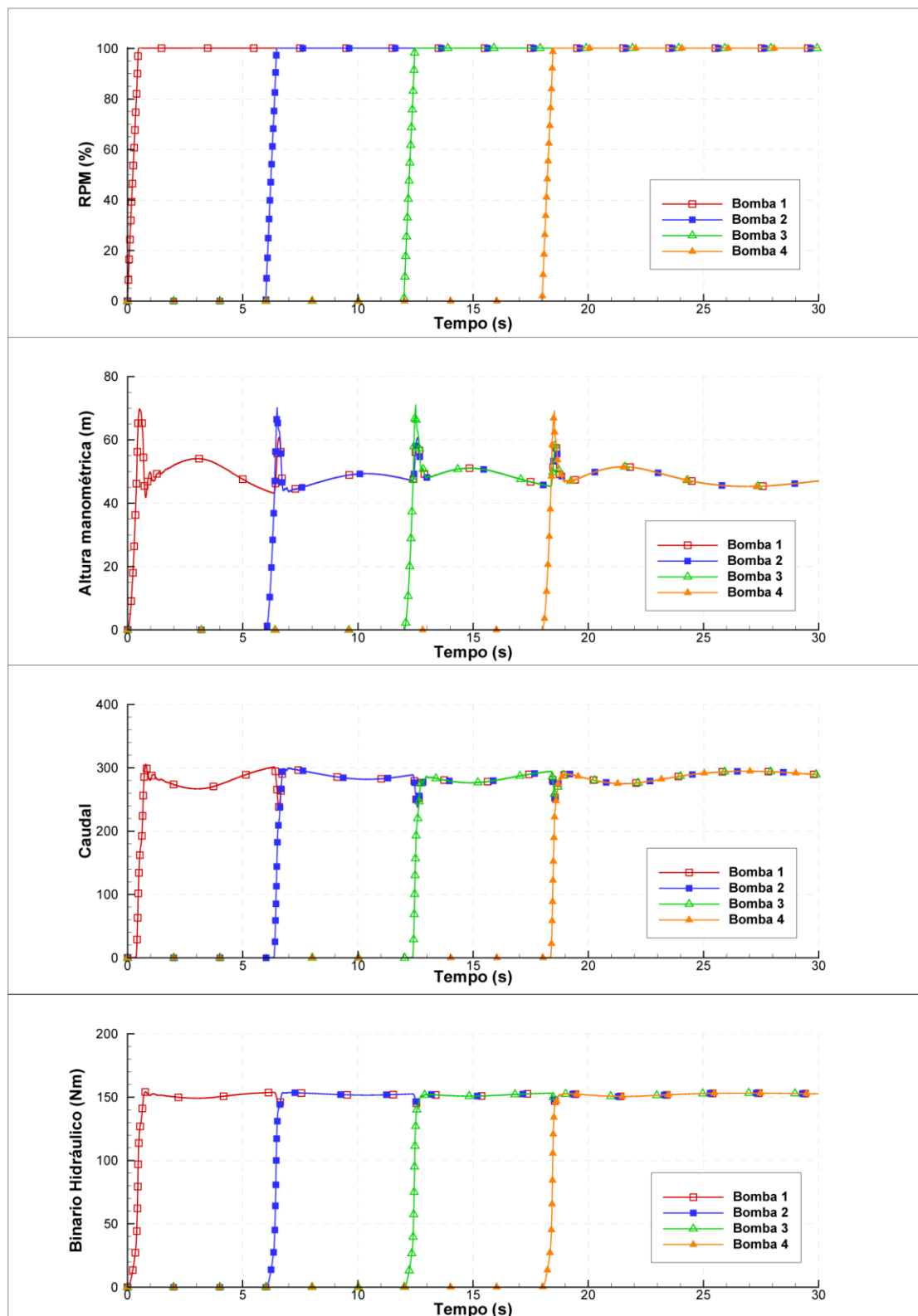


Figura 4.23 - RPM, altura manométrica, caudal e binário hidráulico das bombas no arranque contra uma válvula fechada.

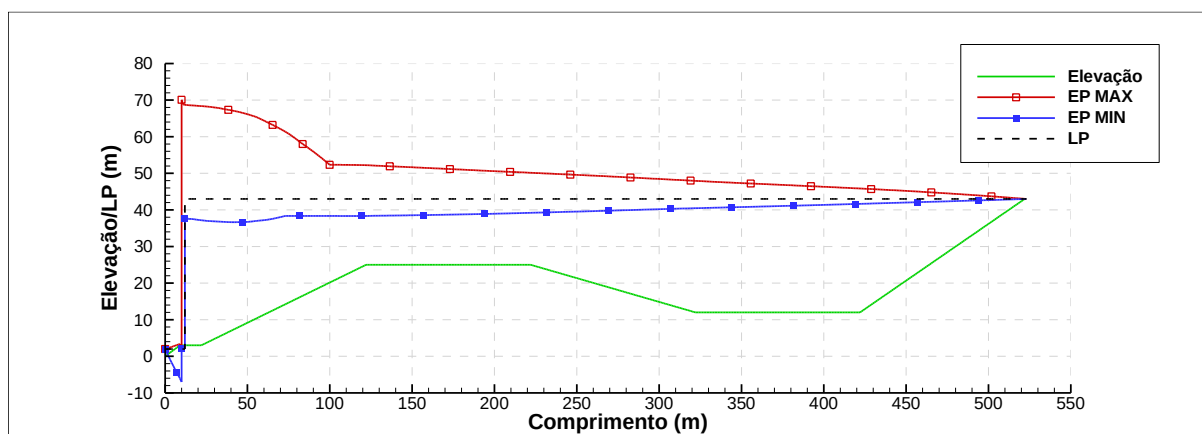


Figura 4.24 - Elevação, linha piezométrica e envolventes de pressão - arranque contra uma válvula fechada.

Na Figura 4.23 é possível observar as características de funcionamento das bombas em regime transitório (velocidade de rotação, altura manométrica, caudal e binário hidráulico). É possível perceber, pela análise da Figura 4.23, especialmente a componente da altura manométrica, o extremo esforço da bomba, através dos picos de pressão criados aquando da abertura da válvula de retenção, pois a partir desse instante a bomba percorre todos os pontos da sua curva característica, desde o ponto de caudal zero até ao seu ponto de funcionamento em regime permanente. Criando, por consequência, o choque hidráulico referido anteriormente

De modo a manter coerência entre os cenários simulados é apresentado na Figura 4.25 o fluxograma que representa o procedimento operacional da entrada de serviço da instalação através do método de arranque da bomba contra uma válvula fechada.

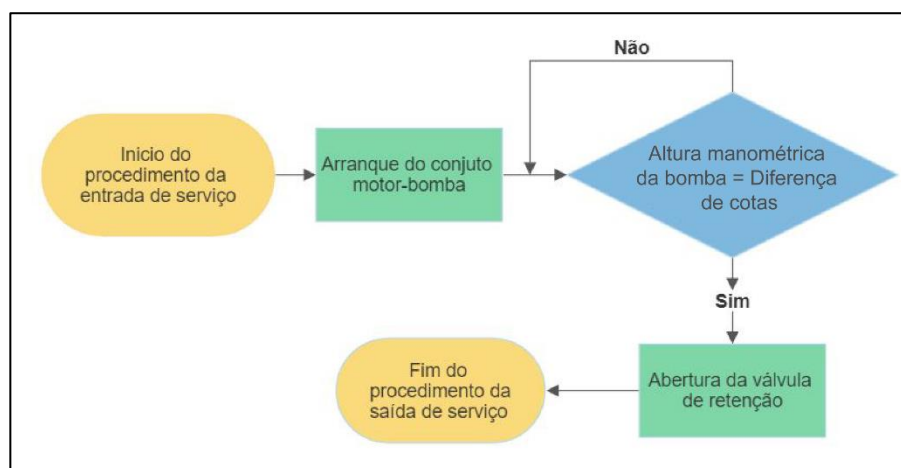


Figura 4.25 - Procedimento operacional da entrada de serviço através do arranque da bomba contra uma válvula fechada.

4.5.3 Bypass

O bypass é um componente comum de uma instalação hidráulica e tem como propósito expor o conjunto motor-bomba ao menor esforço possível no arranque do mesmo, este tipo de sistema é especialmente útil para bombas com velocidades específicas grandes. O bypass consiste numa bifurcação imediatamente a jusante da bomba que pode ser direcionada para a montante da mesma ou para o reservatório de aspiração, uma válvula de regulação está também presente no mesmo de modo a se puder regular o seu escoamento (referida de em diante como válvula de bypass). O bypass vai fornecer uma alternativa ao escoamento com uma resistência muito inferior à da conduta principal, pois possui uma perda de carga muito pequena e uma diferença de cotas negligente. Assim, fechando a válvula de regulação da bomba é possível redirecionar a totalidade do escoamento pelo bypass exercendo o menor esforço possível na bomba no seu arranque. De seguida, quando a bomba chegar à sua velocidade de rotação pretendida, procedesse com a abertura e fecho das válvulas de regulação da bomba e do bypass, respetivamente, de uma maneira a criar uma transição de escoamento do bypass para a conduta principal o mais suave possível.

Na Figura 4.26 é possível observar a instalação hidráulica agora com a introdução de um bypass para cada bomba.

O procedimento para a entrada de serviço usando bypass vai ser proceder da seguinte maneira: Primeiro a bomba vai arrancar com a válvula de regulação do bypass totalmente aberta e a válvula de regulação da bomba totalmente fechada. Depois da bomba chegar à sua velocidade de rotação pretendida a válvula de bypass vai ser regulada de modo a introduzir uma perda de carga equivalente à perda de carga da conduta principal mais as diferenças de cotas, este passo é fundamental de modo a fazer com que a bomba passe a operar no seu ponto de funcionamento regular, para posteriormente, quando se abrir a válvula para a conduta principal, este evento gere o menor choque hidráulico possível.

Este último passo do procedimento é normalmente alcançado através de algum tipo de retroação, onde se relaciona o comportamento de bomba com a posição da válvula de bypass de modo a colocar a bomba no seu ponto de funcionamento de regime permanente. No entanto, o programa numérico usado nesta dissertação não permite simular este tipo de comportamento. Para simular esta retroação vai ser imposta na válvula de bypass uma perda de carga equivalente à diferença de cotas entre as superfícies livres dos reservatórios mais as perdas de carga do sistema principal com o objetivo de colocar a bomba no seu ponto de funcionamento de regime permanente.

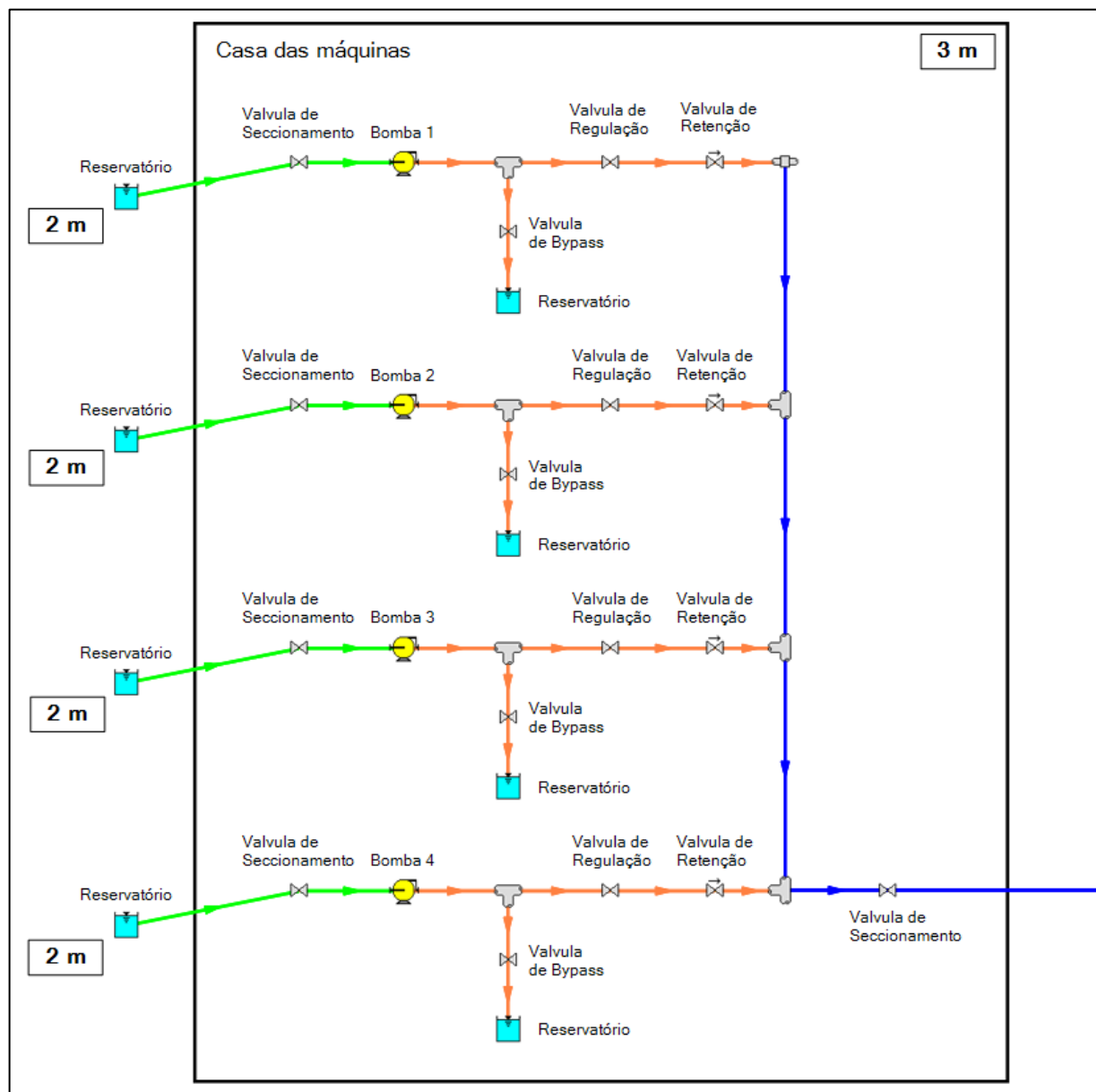


Figura 4.26 - Representação do sistema de bypass na instalação.

De modo a perceber qual seria a perda de carga da válvula de bypass foi usada uma reinterpretação da equação (2.2).

$$\Delta H_{MD} = \left(\frac{8\xi}{g\pi^2 D^4} \right) Q_V^2 \Leftrightarrow 41 + 920,1 Q_V^2 = \left(\frac{8 \times \xi}{9,81 \times \pi^2 \times 0,240^4} \right) Q_V^2 \Leftrightarrow$$

$$41 + 920,1 \times \left(\frac{242,4}{3600} \right)^2 = \left(\frac{8 \times \xi}{9,81 \times \pi^2 \times 0,240^4} \right) \left(\frac{242,4}{3600} \right)^2 \Leftrightarrow \xi = 400,1$$

Logo, para reproduzir os efeitos da perda de carga na conduta principal mais a diferença de cotas, é necessário regular a válvula de bypass de modo a obter um coeficiente de perda de carga de 400,1. Utilizando as equações (2.17) e (2.18) obtém-se o coeficiente de caudal (C_v) equivalente, 133. Na Figura 4.27 é possível verificar a lei de fecho da válvula de bypass de modo a reproduzir a perda de carga necessária.

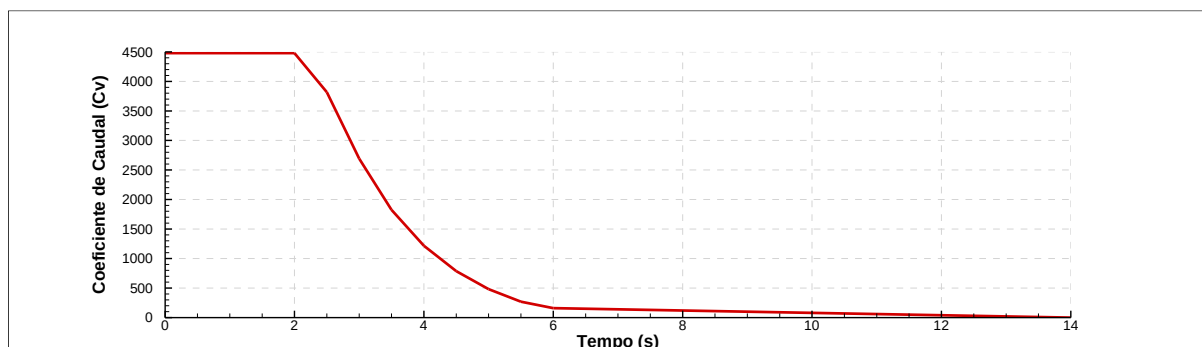


Figura 4.27 - Lei de fecho da válvula de bypass.

Depois da válvula bypass possuir um coeficiente de caudal de 133, que ocorre aos 6 segundos, a válvula de regulação da bomba começa a sua abertura durante 8 segundos de acordo com a lei de abertura representada na Figura 4.28.

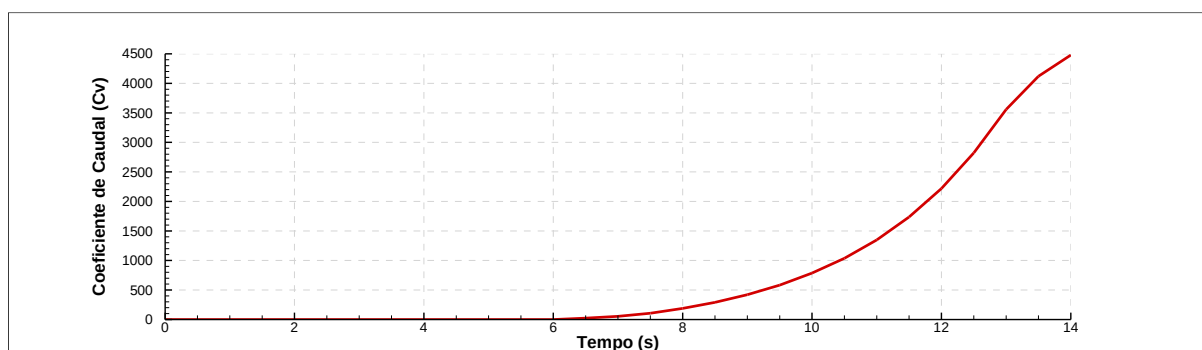


Figura 4.28 - Lei de abertura da válvula de regulação.

Este processo é executado para cada bomba sequencialmente com um intervalo de 20 segundos. O intervalo de 20 segundos é implementado de modo a fornecer tempo suficiente para que o escoamento alcance um regime permanente antes de se proceder com o arranque da bomba seguinte.

Depois do procedimento estabelecido foram efetuadas as simulações necessárias de modo a perceber o impacto deste na instalação hidráulica. Na Figura 4.29 é possível observar as envolventes de pressão ao longo da instalação.

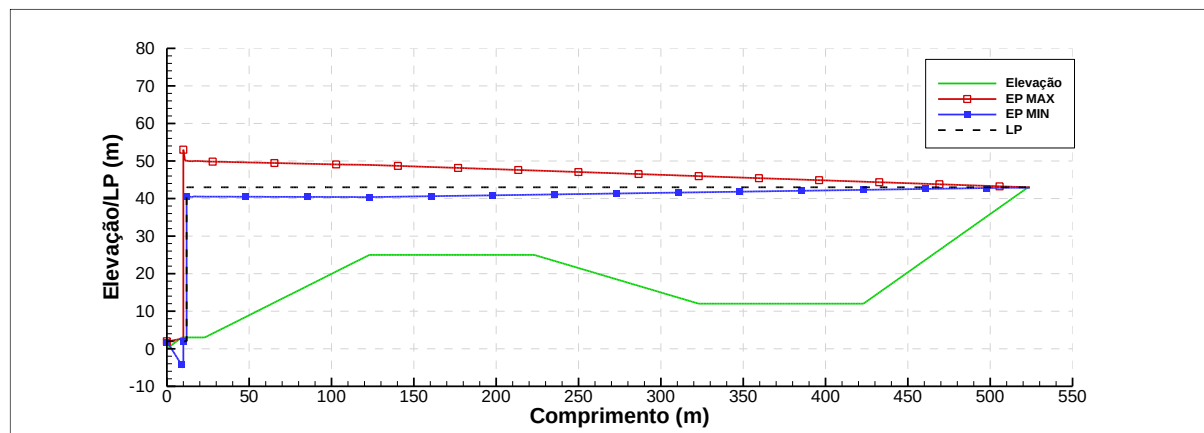


Figura 4.29 - Elevação, linha piezométrica e envolventes de pressão - sistema de bypass.

É possível verificar um máximo de pressão de 53 m, um aumento de 23% em relação ao regime permanente. Este valor máximo consiste numa diminuição de 24,3 % em relação ao procedimento de entrada de serviço contra uma válvula fechada. Esta diminuição revela a vantagem da implementação de um sistema de bypass. Através da Figura 4.29 pode-se também concluir que nenhuma parte da conduta de recalque entrou em depressão. Na Figura 4.30 é possível observar as características de funcionamento das bombas em regime transitório (velocidade de rotação, altura manométrica, caudal e binário hidráulico) durante todo o procedimento de entrada de serviço usando bypass. É possível notar pelo parâmetro da altura manométrica a facilidade que a bomba tem em chegar a sua velocidade de rotação nominal e posteriormente ao seu ponto de funcionamento de regime permanente. Isto é possível através da válvula de bypass que possibilita a criação do ponto de funcionamento nominal de uma maneira artificial, fazendo com que, quando se abra a válvula de regulação da bomba, que dá ligação à conduta de recalque, esta não tenha de alterar, de um modo significativo, o seu ponto de funcionamento, como foi verificado no procedimento de entrada de serviço contra uma válvula fechada.

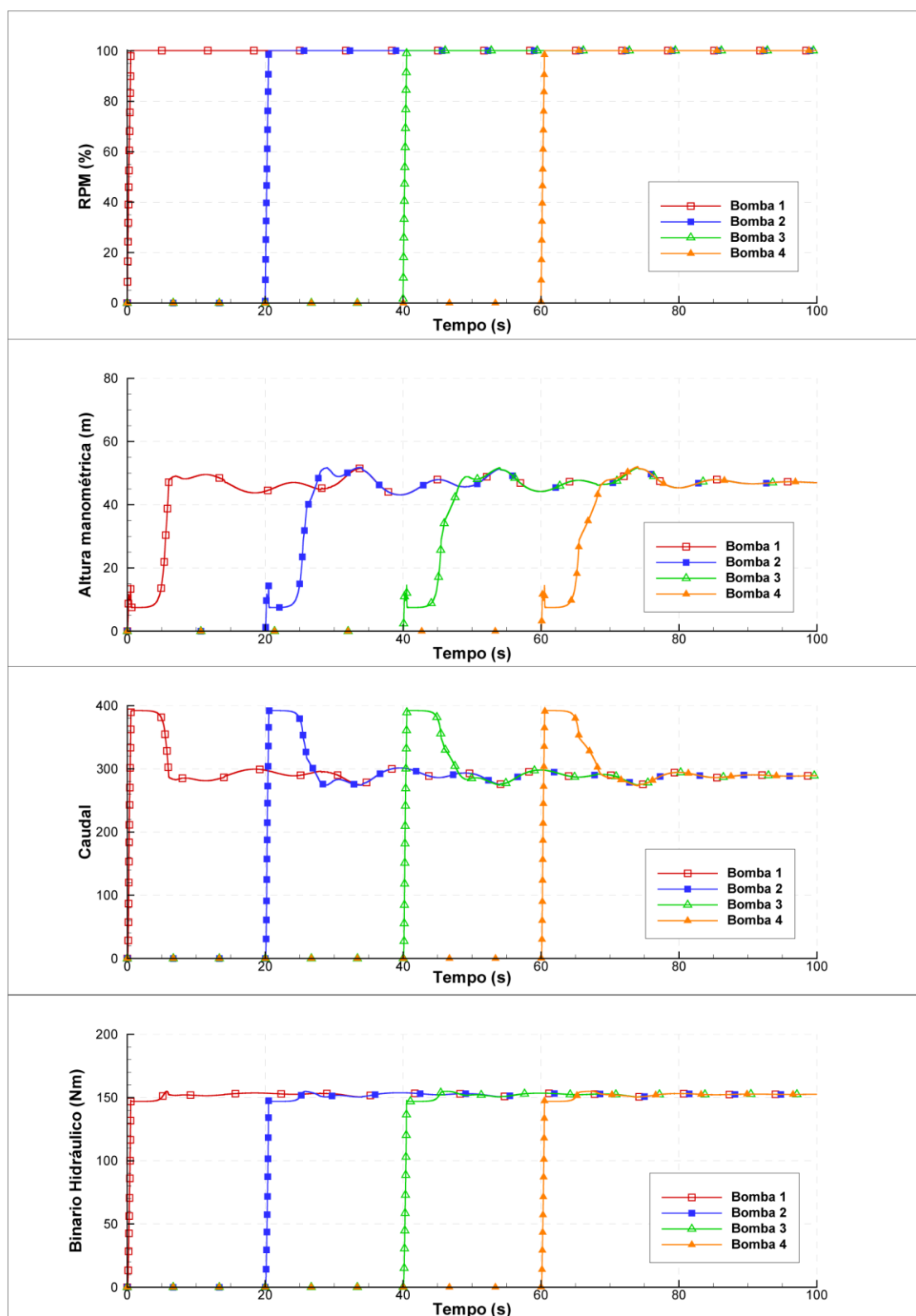


Figura 4.30 - RPM, altura manométrica, caudal e binário hidráulico das bombas no arranque através do sistema de bypass.

Na Figura 4.31 está representado o fluxograma de procedimento de entrada de serviço com *bypass* para se melhor compreender a sua composição, este representa o procedimento para uma bomba que de seguida é repetido para cada delas com o intervalo especificado anteriormente.

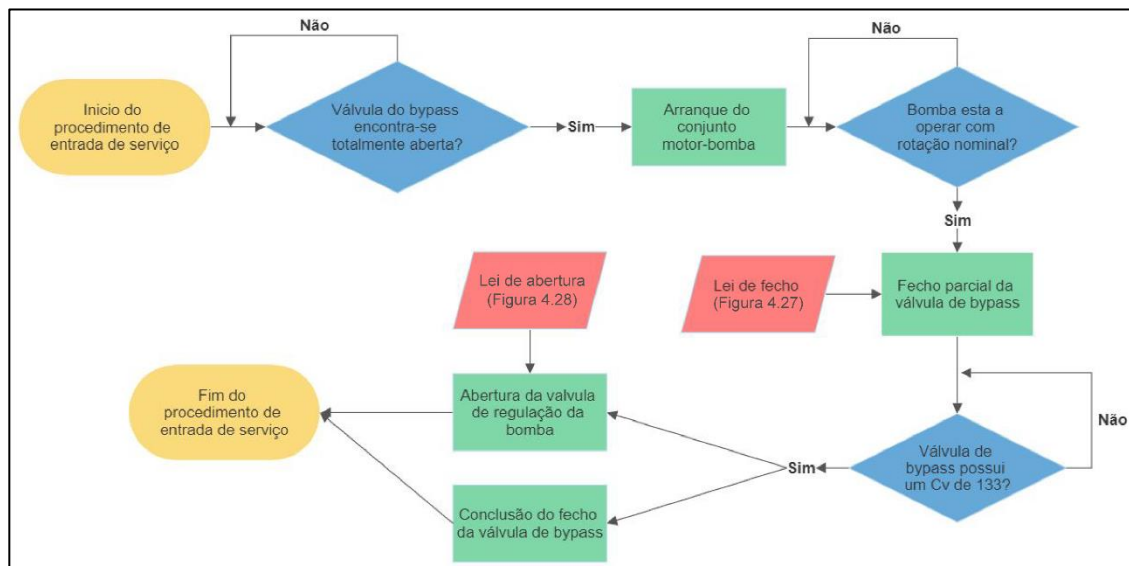


Figura 4.31 - Procedimento operacional da entrada de serviço através do arranque da bomba com um sistema de bypass.

Logo, conclui-se facilmente, que a implementação do sistema de bypass para auxiliar a entrada de serviço da instalação foi feita com sucesso, e apesar das modificações necessárias à instalação e a complexidade do procedimento ser considerável, as melhorias introduzidas à instalação facilmente superam os fatores negativos.

No fim ambos os métodos de entrada de serviço da instalação, arranque contra uma válvula fechada e o bypass, mostraram-se capazes de desempenhar a função para o qual foram concebidos. No entanto ficou claro, de uma perspetiva de esforços hidráulicos, que o bypass supera o outro método em todas as métricas, no entanto caso sejam considerados outros fatores, como por exemplo, fatores económicos, esta análise precisa de ser aprofundada pois o sistema bypass mostra uma complexidade muito superior o que levaria diretamente a custos mais elevados, tanto de construção como operação. Podendo assim, fazer com que a escolha entre os dois métodos não seja tão linear como esta análise leva a querer.

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões

O principal objetivo deste trabalho consistia no projeto uma estação elevatória com o propósito de transportar água de um reservatório de armazenamento de água bruta até uma ETA em regime permanente e transitório.

Primeiro foram explorados os principais conceitos relativos ao dimensionamento de estações elevatórias em regime permanente e transitório. Começou-se por abordar o método de análise em regime permanente através princípio da conservação de energia passando pela curva da instalação e curva característica. Foi analisado o método das características e descrito o código numérico utilizado neste trabalho.

O dimensionamento da estação elevatória iniciou-se pela definição do problema através da recolha de dados como: caudal necessário, dimensões geográficas e topográficas. De seguida foram escolhidos os três principais componentes da instalação: condutas, bombas e válvulas. A escolha da conduta foi realizada através do cálculo do diâmetro económico, escolha de material, verificação da velocidade de escoamento e classe de pressão. Foi escolhida, através do catálogo da empresa Saint-Gobain PAM Canalisation, uma conduta de recalque principal com diâmetro nominal de 500 mm.

O conjunto eletrobombas ficou constituído por quatro bombas radiais de entrada axial em paralelo. Esta seleção foi realizada com o auxílio da ferramenta online da empresa Grundfos.

Foram determinados três objetivos para as válvulas a usar, regular, reter e seccionar o escoamento. Para cumprir estes objetivos definiu-se o uso de:

- Válvulas de gaveta no início e fim da conduta de recalque de modo a seccioná-la do resto da instalação;
- Válvula de globo a montante da bomba;
- Válvula de borboleta a jusante da bomba com o intuito de regular o seu funcionamento;
- Válvulas de retenção de dobradiça resistente com mola a jusante da bomba com o objetivo de impedir a inversão da sua rotação.

Posteriormente foram realizadas as simulações para os três cenários definidos: corte de energia, saída de serviço e entrada de serviço. Os resultados das simulações do primeiro cenário, corte de energia, revelaram que as escolhas feitas na primeira parte deste projeto viáveis, verificando-se que, a conduta seria capaz de suportar os esforços de sobrepressão criados pelo choque hidráulico e que as

válvulas de retenção cumpriram o seu objetivo. No entanto, foi possível identificar uma depressão significativa do escoamento numa porção da conduta, de modo a resolver este problema foi implementado um RAC. Realizaram-se uma bateria de simulações de modo a determinar a dimensão do mesmo. Apesar de ter sido possível determinar a dimensão necessária para o RAC, identificou-se que o fator crítico no seu dimensionamento não era a sua dimensão, mas sim a sua posição. Verificou-se que a mudança de posição do RAC resultou numa diminuição de 50% do seu volume.

Com as simulações do cenário de saída de serviço estabeleceu-se um processo operacional para a execução do mesmo, de modo a causar o menor impacto na estação. Determinou-se à partida que o procedimento mais benéfico à instalação consistia na interrupção das bombas de uma maneira sequencial, com apenas o uso da válvula de retenção. No entanto, constatou-se que as características hidráulicas deste procedimento podiam ser melhoradas com a integração do uso da válvula de regulação da bomba.

Por último foi simulado a entrada de serviço da instalação, verificou-se que o arranque dos conjuntos motor-bomba contra uma válvula fechada era viável através de verificações como, o aquecimento do fluido no corpo da bomba e pressão gerada para um caudal nulo. Porém, ficou claro que a simplicidade deste método gerava as envolventes de pressão mais desfavoráveis. Apesar de, não ser um método recomendável para uso regular, ficou estabelecido que o uso do mesmo não é impraticável e, pode ser aplicado em algumas situações como opção de reserva. O método que se mostrou mais benéfico, para a entrada de serviço da instalação, foi o sistema de bypass. Este ainda que introduza alguma complexidade na sua implementação e operação apresenta os esforços mais favoráveis à instalação e conjuntos motor-bomba.

Concluindo, ficou estabelecida a integridade da estação elevatória para qualquer operação ao longo do seu funcionamento normal apropriado.

5.2 Trabalhos futuros

Um dos aspetos mais interessantes deste trabalho foi o comportamento das bombas para um regime de escoamento transitório expresso através dos parâmetros de Suter e consequentemente o seu modo de obtenção. Este tema carece de informação devido ao pequeno número de autores dedicados ao estudo do mesmo, especialmente sobre o modo de aquisição dos parâmetros referidos anteriormente. Logo seria de imenso interesse o desenvolvimento de ferramentas ou dispositivos capazes de obter estes dados para qualquer bomba de modo a fornecer aos usuários de ferramentas numéricas de simulação de escoamentos transitórios resultados mais precisos e de confiança.

Bibliografia

- [1] Deco Proteste, “Perdas de água: 93,6 milhões de euros desperdiçados em 2020,” 22 março 2022. [Online]. Available: <https://www.deco.proteste.pt/casa-energia/agua/noticias/perdas-agua-93-6-milhoes-euros-desperdicados-2020>. [Acedido em 14 janeiro 2023].
- [2] R. d. M. Porto, Hidráulica básica, 4º ed., São Carlos: EESC-USP, 1998.
- [3] A. Lencastre, Hidráulica geral, Lisboa: Armando Lencastre, 1996.
- [4] A. J. d. A. Santos, Bombas e Instalações Hidráulicas, Porto: Engebook, 2017.
- [5] M. H. Chaudhry, Applied Hydraulic Transients, 3º ed., Nova Iorque: Springer, 2014.
- [6] V. L. S. L. S. E. Benjamin Wylie, Fluid Transients in Systems, Prentice Hall, 1993.
- [7] D. A. D. L. d. M. Lousa, “Estudo do Comportamento Dinâmico de um Reservatório Hidropneumático,” Dissertação apresentada na Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica - FTC UNL, Monte de Caparica, 2011.
- [8] A. R. D. Thorley, Fluid Transients in Pipeline Systems, 2º ed., Londres: Professional Engineering Publishing Limited, 2004.
- [9] Diário de notícias, “Portugal,” DN/Lusa, 17 março 2018. [Online]. Available: <https://www.dn.pt/portugal/agua-cada-consumidor-gasta-em-media-187-litros-por-dia---regulador-9194359.html>. [Acedido em 26 11 2022].
- [10] American Society of civil engineers (ASCE), “Civil engineering source,” ASCE, 11 julho 2022. [Online]. Available: <https://www.asce.org/publications-and-news/civil-engineering-source/article/2022/07/11/benefits-of-ductile-iron-pipe#:~:text=Ductile%20iron%20pipe%20is%20resilient,content%2C%20and%20its%20own%20recyclability..> [Acedido em 10 dezembro 2022].
- [11] J. P. Tulis, Hydraulics of pipelines, Wiley-Interscience, 1989.
- [12] Val-Matic, “Design and Selection of Check Valves,” 2018.
- [13] T. W. P.E., S. Lang e D. M. P.E., “Unappreciated challenges in applying four quadrant pump data to waterhammer simulation,” em *13th International Conference on Pressure Surges 2018*, Bordeaux, France, 2018.
- [14] E. Justiniano, “Projeto de dispositivos de proteção numa estação elevatória (estudo numérico),” Dissertação apresentada na Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica - FTC UNL, Monte da Caparica, 2022.

