



# DESENVOLVIMENTO DE UM SIMULADOR DE TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM DUTOS COM O MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS

Pedro Alex Belem Lima

## **Projeto de Final de Curso**

### **Orientadores**

**Prof<sup>a</sup>. Heloísa Lajas Sanches Fernandes, D.Sc.**  
**Claudio Veloso Barreto, M.Sc.**

**Dezembro de 2020**

# DESENVOLVIMENTO DE UM SIMULADOR DE TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM DUTOS COM O MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS

*Pedro Alex Belem Lima*

Projeto de final de curso submetido ao Corpo Docente da Escola de Química, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Engenheiro Químico.

Aprovado por:

---

Prof<sup>a</sup>. Tânia Suaiden Klein, Ph.D.

---

Marco Túlio Cícero Araújo Fernandes, D.Sc.

Orientado por:

---

Prof<sup>a</sup>. Heloísa Lajas Sanches Fernandes, D.Sc.

---

Claudio Veloso Barreto, M.Sc

Rio de Janeiro, RJ – Brasil

Dezembro de 2020

Lima, Pedro Alex Belem.

Desenvolvimento de um simulador de transientes hidráulicos em oleodutos / Pedro Alex Belem Lima. Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2020.

xv, 114 p.; il.

(Monografia) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, 2020.

Orientadores: Heloísa Lajas Sanches Fernandes e Claudio Veloso Barreto.

1. Simulação. 2. Transiente Hidráulico. 3. Método das Características. 4. Monografia. (Graduação – UFRJ/EQ). 5. Heloísa Lajas Sanches Fernandes. 6. Claudio Veloso Barreto. I. Desenvolvimento De Um Simulador De Transientes Hidráulicos Em Dutos Com O Método Das Características.

## **AGRADECIMENTOS**

À minha mãe, pelo amor incondicional em todos os momentos da minha vida. Você é meu maior exemplo de generosidade, ética e companheirismo.

À minha namorada, Júlia, pelo carinho, pelos conselhos e pelo apoio. Você é o maior presente que a vida me deu.

Aos meus amigos, pelas risadas, incentivo, companheirismo e irmandade. Vocês são minha segunda família.

À minha orientadora, Heloísa, e ao meu orientador, Cláudio, por todo o suporte e disponibilidade para dúvidas a qualquer momento, mesmo neste período tão conturbado.

À toda equipe do SIMDUT, por todo conhecimento passado ao longo desses dois anos de estágio. Não consigo imaginar um ambiente de trabalho melhor do que o nosso.

Obrigado.

Resumo do Projeto Final de Curso apresentado à Escola de Química como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Químico.

## **DESENVOLVIMENTO DE UM SIMULADOR DE TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM OLEODUTOS**

Pedro Alex Belem Lima

Dezembro, 2020

Orientadores: Prof<sup>a</sup>. Heloísa Lajas Sanches Fernandes, D.Sc.

Claudio Veloso Barreto, M.Sc.

O estudo de transientes hidráulicos é fundamental para a garantia da segurança operacional de oleodutos, uma vez que durante um transiente hidráulico grave, como o fechamento repentino de uma válvula de bloqueio, as pressões no oleoduto podem superar consideravelmente as pressões de operação normal. Tais transientes graves também são chamados de golpe de aríete, devido ao alto som provocado pelo choque do fluido ainda em movimento na válvula fechada. Diversas características do sistema influenciam na magnitude do ganho de pressão provocado pelo golpe de aríete, em especial as propriedades do fluido, da bomba centrífuga e da válvula de bloqueio. Considerando a grande variedade de produtos de características físicas distintas transportados por oleodutos, assim como os diversos tipos de válvulas e bombas centrífugas que podem ser adotadas durante a operação, é comum a utilização de simuladores computacionais capazes de modelar o sistema e determinar se o oleoduto é capaz de suportar as pressões máximas resultantes dos possíveis cenários de golpe de aríete. Nesse sentido, foi desenvolvido um código em Python capaz de simular as pressões máximas de golpe de aríete a partir das propriedades do fluido, do oleoduto, da bomba centrífuga e da válvula de bloqueio do sistema. O código desenvolvido, que utiliza o método das características e o método de diferenças finitas para resolver as equações que descrevem o fenômeno, foi validado comparando os resultados obtidos com os do *Synergi Pipeline Simulator*®, um simulador comercial que resolve as equações apenas por diferenças finitas, obtendo erros relativos máximos de cerca de 2,7% nos cenários avaliados. Após a validação do código, foram feitos estudos de caso analisando a variação nas pressões máximas do golpe de aríete no oleoduto em função das principais propriedades: do fluido, como massa específica e módulo de compressibilidade; da válvula, como tipo de válvula e tempo de fechamento; e da bomba centrífuga, como a curva característica da bomba. Para a análise, foi considerada uma pressão limite de resistência do oleoduto de 55 kgf/cm<sup>2</sup> (5,39 MPa), e apenas um cenário com bomba ultrapassou este valor.

# ÍNDICE

1. Introdução.....	1
1.1 Objetivo do Trabalho .....	2
2. Revisão Bibliográfica .....	3
2.1 O Golpe De Aríete.....	4
2.2 Equacionamento .....	6
2.2.1 Elasticidade da Parede do Tubo .....	7
2.2.2 Módulo de Compressibilidade .....	10
2.2.3 Equação da Celeridade.....	11
2.2.4 Equação do Movimento.....	13
2.2.5 Equação da Continuidade .....	16
2.3 Métodos de Análise do Fenômeno.....	19
2.3.1 Método das Características.....	20
2.3.2 Método das Diferenças Finitas.....	23
2.3.3 Condições de Contorno.....	26
3. Metodologia .....	34
3.1 Caso 1: Escoamento por Diferença de Pressão.....	37
3.1.1 Validação do Programa: Caso 1.....	38
3.1.2 Análise de Sensibilidade da Curva da Válvula .....	39
3.1.3 Análise de Sensibilidade do Tempo de Fechamento da Válvula..	40
3.1.4 Análise de Sensibilidade da Massa Específica do Produto .....	41
3.1.5 Análise de Sensibilidade do Módulo de Compressibilidade do Produto .....	41
3.2 Caso 2: Sistema com Bomba Centrífuga .....	42
3.2.1 Validação do Programa: Caso 2.....	43
3.2.2 Análise de Sensibilidade da Curva da Bomba.....	44

4. Resultados e Discussão .....	46
4.1 Caso 1: Escoamento por Diferença de Pressão.....	46
4.1.1 Validação do Programa .....	48
4.1.2 Influência da Curva da Válvula no Transiente Hidráulico .....	54
4.1.3 Influência do Tempo de Fechamento da Válvula Esfera no Transiente Hidráulico .....	55
4.1.4 Influência da Massa Específica no Transiente Hidráulico .....	57
4.1.5 Influência do Módulo de Compressibilidade no Transiente Hidráulico .....	60
4.2 Caso 2: Sistema com Bomba Centrífuga .....	62
4.2.1 Validação do Programa.....	62
4.2.2 Influência da Curva da Bomba no Transiente Hidráulico .....	67
5. Conclusões e Sugestões Para Trabalhos Futuros.....	71
6. Referências Bibliográficas .....	73
A. Apêndice: Metodologia de Cálculo do Regime Permanente.....	75
A.1 Discretização da Malha de Cálculo .....	75
A.2 Determinação das Propriedades do Oleoduto nos Pontos de Cálculo... .....	75
A.3 Determinação da Vazão de Regime Permanente .....	77
A.4 Determinação do Perfil de Pressão no Regime Permanente .....	80
A.5 Determinação da Celeridade da Onda de Pressão .....	80
B. Apêndice: Gráficos e Tabelas de Resultados.....	82
B.1 Regime Permanente para Fluido com Massa Específica 600 kg/m <sup>3</sup>	82
B.2 Regime Permanente para Fluido com Massa Específica 1.200 kg/m <sup>3</sup> ... .....	83
B.3 Validação do Programa: Caso 1.....	84
B.3.1 Cenário Intermediário.....	84

B.3.2	Cenário Menos Crítico .....	87
B.4	Validação do Programa: Caso 2.....	90
B.4.1	Cenário Mais Crítico.....	90
B.4.2	Cenário Intermediário.....	92
B.4.3	Cenário Menos Crítico .....	93
B.5	Análise de Sensibilidade da Curva da Bomba.....	96
B.5.1	Bomba 1.....	96
B.5.2	Bomba 2.....	97
B.5.3	Bomba de Referência .....	98



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Descrição do golpe de aríete .....	5
Figura 2 – Forças provocadas pelo golpe de aríete no semicilindro do duto ....	8
Figura 3 – Volume de controle para desenvolvimento da equação de celeridade .....	12
Figura 4 – Diagrama esquemático para desenvolvimento da equação de movimento.....	14
Figura 5 – Diagrama esquemático para desenvolvimento da equação de continuidade.....	17
Figura 6 – Malha característica do sistema .....	23
Figura 7 – Exemplos de curva característica de três tipos de válvula .....	28
Figura 8 – Exemplo do funcionamento de uma válvula de retenção .....	29
Figura 9 – Esquema de uma bomba centrífuga com voluta.....	30
Figura 10 – Representação de uma curva característica de bomba centrífuga .....	32
Figura 11 – Perfil de elevação do oleoduto.....	36
Figura 12 – Representação do sistema modelado para o caso 1 .....	37
Figura 13 – Curva de fechamento das válvulas modeladas .....	40
Figura 14 – Representação do sistema modelado para o caso 2.....	42
Figura 15 – Curvas características das bombas modeladas para validação ..	43
Figura 16 – Comparação entre os perfis de pressão e a vazão no oleoduto obtidos com o código em Python e com o simulador SPS, para regime permanente .....	47
Figura 17 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos com o código em Python e o SPS, no cenário mais crítico do caso 1, descrito no item 3.1.1 .....	48
Figura 18 – Comparação entre a variação da vazão no envio com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário mais crítico, descrito no item 3.1.1 .....	50

Figura 19 – Comparação da variação da vazão no recebimento com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário mais crítico, descrito no item 3.1.1 .....	51
Figura 20 – Comparação entre a variação da pressão de recebimento com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário mais crítico, descrito no item 3.1.1.....	52
Figura 21 – Comparação entre a variação da pressão de envio com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário mais crítico, descrito no item 3.1.1 .....	53
Figura 22 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos pelo código em Python para os diferentes tipos de válvula .....	54
Figura 23 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos pelo código em Python para os diferentes tempos de fechamento.....	56
Figura 24 – Variação do $Cv$ em função do tempo de simulação para cada válvula .....	57
Figura 25 – Comparação entre os perfis de pressão no regime permanente para o produto 1, produto 2 e o produto de referência .....	58
Figura 26 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos pelo código em Python para os produtos com diferentes massas específicas .....	59
Figura 27 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos pelo código em Python para os produtos com diferentes módulos de compressibilidade ....	61
Figura 28 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos pelo código em Python e pelo SPS para o cenário intermediário, descrito no item 3.2.1 .....	63
Figura 29 – Comparação entre a variação da pressão de recebimento com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário intermediário, descrito no item 3.2.1.....	65
Figura 30 – Comparação entre a variação da pressão de envio com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário intermediário, descrito no item 3.2.1.....	65

Figura 31 – Comparação entre a variação da vazão no envio com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário intermediário, descrito no item 3.2.1.....	67
Figura 32 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos pelo código em Python para as diferentes bombas modeladas .....	68
Figura A.1 – Comparativo entre o perfil de referência e os perfis interpolados pelo código em Python e pelo SPS .....	77
Figura B.1 – Comparação entre os regimes permanentes obtidos pelo código em Python e pelo SPS para o fluido com massa específica 600 kg/m <sup>3</sup> .....	82
Figura B.2 – Comparação entre os regimes permanentes obtidos pelo código em Python e pelo SPS para o fluido com massa específica 1.200 kg/m <sup>3</sup> .....	83
Figura B.3 – Perfil de pressões máximas: cenário intermediário .....	84
Figura B.4 – Variação da pressão de recebimento com o tempo: cenário intermediário.....	84
Figura B.5 – Variação da pressão de envio com o tempo: cenário intermediário .....	85
Figura B.6 – Variação da vazão no recebimento com o tempo: cenário intermediário.....	85
Figura B.7 – Variação da vazão no envio com o tempo: cenário intermediário .....	86
Figura B.8 – Perfil de pressões máximas: cenário menos crítico .....	87
Figura B.9 – Variação da pressão de recebimento com o tempo: cenário menos crítico.....	87
Figura B.10 – Variação da pressão de envio com o tempo: cenário menos crítico .....	88
Figura B.11 – Variação da vazão no recebimento com o tempo: cenário menos crítico.....	88
Figura B.12 – Variação da vazão no envio com o tempo: cenário menos crítico .....	89
Figura B.13 – Perfil de pressões máximas: cenário crítico .....	90
Figura B.14 – Variação da pressão de recebimento com o tempo: cenário mais crítico.....	90

Figura B.15 – Variação da pressão de envio com o tempo: cenário mais crítico .....	91
Figura B.16 – Variação da vazão no recebimento com o tempo: cenário mais crítico.....	91
Figura B.17 – Variação da vazão no envio com o tempo: cenário mais crítico .....	92
Figura B.18 – Variação da vazão no recebimento com o tempo: cenário intermediário.....	92
Figura B.19 – Perfil de pressões máximas: cenário menos crítico .....	93
Figura B.20 – Variação da pressão de recebimento com o tempo: cenário menos crítico .....	93
Figura B.21 – Variação da pressão de envio com o tempo: cenário menos crítico .....	94
Figura B.22 – Variação da vazão no recebimento com o tempo: cenário menos crítico.....	94
Figura B.23 – Variação da vazão no envio com o tempo: cenário menos crítico .....	95
Figura B.24 – Variação da pressão de envio com o tempo: bomba 1 .....	96
Figura B.25 – Variação da vazão no envio com o tempo: bomba 1.....	96
Figura B.26 – Variação da pressão de envio com o tempo: bomba 2 .....	97
Figura B.27 – Variação da vazão no envio com o tempo: bomba 2.....	97
Figura B.28 – Variação da pressão de envio com o tempo: bomba de referência .....	98
Figura B.29 – Variação da vazão no envio com o tempo: bomba de referência .....	98

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Equações adotadas pelo SPS para o cálculo do fator de atrito em função do regime.....	35
Tabela 2 – Propriedades físicas do oleoduto.....	36
Tabela 3 – Propriedades físicas da água.....	37
Tabela 4 – Propriedades do produto considerado em cada cenário da validação.....	38
Tabela 5 – Propriedades da válvula considerada em cada cenário de validação.....	38
Tabela 6 – Consolidação das Equações por Equipamento Modelado no Caso 1.....	42
Tabela 7 – Carga máxima e variação de pressão máxima nas bombas em cada cenário.....	44
Tabela 8 – Consolidação das Equações por Equipamento Modelado no Caso 2.....	45
Tabela 9 – Comparação entre pressão e vazão na posição do oleoduto com maior erro relativo observado entre o código Python e o simulador SPS.....	47
Tabela 10 – Comparação entre o erro relativo mínimo, máximo e médio entre os resultados do Python e do SPS nos três cenários avaliados, descritos no item 3.1.1.....	49
Tabela 11 – Vazão no regime permanente para os produtos com diferentes massas específicas.....	58
Tabela 12 – Variação na pressão por Joukowski para cada produto.....	60
Tabela 13 – Módulo de compressibilidade dos produtos e celeridade da onda de pressão.....	61
Tabela 14 – Comparação entre o erro relativo mínimo, máximo e médio entre os resultados do Python e do SPS nos três cenários avaliados, descritos no item 3.2.1.....	63
Tabela 15 – Vazão e pressão de descarga no regime permanente para os três cenários modelados.....	68

Tabela 16 – Carga máxima e variação de pressão máxima nas bombas em cada cenário.....	69
Tabela B.1 – Pressão e vazão no regime permanente para o fluido de massa específica 600 kg/m <sup>3</sup> .....	82
Tabela B.2 – Pressão e vazão no regime permanente para o fluido de massa específica 1.200 kg/m <sup>3</sup> .....	83

## LISTA DE SÍMBOLOS

MOC	Método das Características
SPS	<i>Synergi Pipeline Simulator</i> ®
$a$	Celeridade da onda de pressão
$A$	Área da seção transversal do oleoduto (cilindro)
$B$	Variável auxiliar
$C_M$	Equação resultante da curva característica negativa
$C_P$	Equação resultante da curva característica positiva
$C_v$	Coeficiente da válvula
$C_{vo}$	Coeficiente da válvula totalmente aberta
$D$	Diâmetro interno do oleoduto
$e$	Espessura da parede do oleoduto
$E$	Módulo de Young do material do oleoduto
$f$	Fator de atrito de Darcy-Weisbach
$g$	Aceleração da gravidade
$h$	Elevação
$h_f$	Perda de carga de Darcy-Weisbach
$H$	Carga piezométrica
$K$	Módulo de compressibilidade
$L$	Comprimento do oleoduto
$P$	Pressão
$Q$	Vazão
$R$	Variável auxiliar
$t$	Tempo
$T_f$	Tração circunferencial unitária
$v$	Velocidade de escoamento do fluido
$v_0$	Velocidade inicial de escoamento do fluido
$V$	Volume
$\gamma$	Peso específico do fluido
$\varepsilon$	Rugosidade da parede do oleoduto
$\varepsilon_1$	Deformação longitudinal

$\varepsilon_2$	Deformação lateral
$\varepsilon'_2$	Deformação lateral consequente da deformação longitudinal no oleoduto
$\varepsilon_T$	Deformação lateral total
$\nu$	Módulo de Poisson do material do oleoduto
$\rho$	Massa específica do fluido
$\rho_w$	Massa específica da água
$\sigma$	Tensão
$\sigma_1$	Tensão longitudinal unitária
$\sigma_2$	Tensão lateral unitária
$\tau_0$	Tensão de cisalhamento na parede do oleoduto



## 1. INTRODUÇÃO

Transiente hidráulico é o nome dado ao estágio de transição entre um regime permanente e outro, onde ocorrem alterações nas condições de vazão e pressão do escoamento (PICKFORD, 1969). Em oleodutos, os transientes hidráulicos podem ocorrer decorrentes de condições de operação normal, como por exemplo fechamento e abertura de válvulas ou partida e parada de bombas, ou de condições imprevistas de operação, denominadas condições incidentais, como por exemplo falha na bomba ou fechamento indevido de uma válvula durante a operação (BOSSERMAN II; HUNT, 2008). Em condições incidentais, como por exemplo o fechamento indevido de uma válvula em um oleoduto em operação, a interrupção inesperada no fluxo resulta em um aumento de pressão no trecho a montante da válvula, decorrente da inércia das camadas de fluido que ainda estão em movimento. Tal fenômeno recebe o nome de golpe de aríete, ou martelo hidráulico, devido ao alto som resultando do choque do fluido em movimento com a válvula fechada (PICKFORD, 1969).

A pressão extra resultante do golpe de aríete pode vir a ser consideravelmente maior que a de operação normal do oleoduto e varia em função da vazão, das propriedades físicas do fluido, das propriedades mecânicas do duto, das características dos equipamentos instalados no sistema, entre outros. Essa pressão, que surge inicialmente a montante da válvula fechada, percorre todo o oleoduto como uma onda, à medida que a energia cinética das camadas de fluido que ainda estão em movimento é convertida em pressão, decorrente da compressão do fluido e da elasticidade da parede do duto (PIRES; LADEIA; BARRETO, 2004).

As pressões limites que o oleoduto é capaz de suportar dependem de suas características de construção, como material, diâmetro e espessura. Caso as pressões resultantes do golpe de aríete sejam superiores às pressões limites do oleoduto, consequências graves podem ocorrer, como o rompimento total da tubulação (PICKFORD, 1969). Para garantir que o oleoduto seja capaz de suportar as cargas extras provocadas por eventuais transientes hidráulicos, é comum a utilização de simuladores capazes de estimar as pressões máximas resultantes dos transientes hidráulicos que podem ocorrer no sistema, tanto na etapa de projeto do oleoduto quanto após o início da operação (GHIDAOUJ et al., 2005).

## 1.1 OBJETIVO DO TRABALHO

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver um código computacional para a simulação de transientes hidráulicos em dutos, de forma que este seja capaz de registrar as máximas pressões ao longo da linha resultantes do fechamento de uma válvula de bloqueio no recebimento do duto. Os termos “transiente hidráulico” e “golpe de aríete” foram considerados sinônimos no presente trabalho. Os objetivos específicos do trabalho são:

- Realizar análises de sensibilidade do fenômeno de golpe de aríete às principais propriedades:
  - do fluido, como massa específica e módulo de compressibilidade;
  - da válvula, como curva característica e tempo de fechamento;
  - e da bomba centrífuga, como sua curva característica;
- Comparar os resultados obtidos com o código desenvolvido àqueles obtidos com um simulador comercial de transientes hidráulicos;
- Utilizar o código desenvolvido para a simulação de golpe de aríete em um oleoduto, tomado como estudo de caso.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O golpe de aríete é descrito como a transmissão de ondas de pressão e velocidade num duto mediante variações repentinas na velocidade de escoamento do fluido, como através do fechamento de válvulas e paradas de bombas (WOOD, 1970). Caso uma válvula seja fechada rapidamente a velocidade de escoamento do fluido é subitamente reduzida, de modo que a energia cinética é convertida em energia elástica através da compressão do fluido e distensão da parede, aumentando a carga a montante da válvula em função da velocidade inicial do escoamento (STREETER, 1975). O fenômeno é um dos fatores mais relevantes quando se trata de estudos de transientes hidráulicos e deve ser considerado durante a etapa de projeto da tubulação, uma vez que, quando ocorre, a pressão no duto pode alcançar valores muito superiores à pressão de operação, podendo causar falhas no sistema (GHIDAQUI et al., 2005).

O pioneirismo no estudo de transientes hidráulicos é muitas vezes atribuído a Michaud pelo seu estudo na utilização de válvulas para aliviar pressões de golpes de aríete, entretanto Menabrea já havia publicado um artigo descrevendo o fenômeno (ANDERSON, 1976). Entretanto, foi apenas no final do século XIX que outros autores começaram a desenvolver teorias mais acuradas, motivados pela necessidade de controlar transientes hidráulicos de usinas hidrelétricas, principal fonte de energia na Europa na época (GHIDAQUI et al., 2005).

Nesse contexto, diversos engenheiros começaram a propor teorias que tentavam correlacionar a redução da velocidade do escoamento com o aumento de pressão. Entretanto, os experimentos não obtinham êxito, na maioria dos casos, devido a utilização de tubos curtos ou ao longo tempo de fechamento das válvulas durante o experimento (WOOD, 1970). Dentre eles, podemos citar principalmente Weston e Carpenter.

Poucos anos depois, Joukowski e Frizell desenvolveram simultaneamente a equação que viria a ser conhecida como a “equação fundamental do golpe de aríete”, que relaciona a variação de pressão com a velocidade. Entretanto o trabalho de Frizell acabou não sendo reconhecido pela comunidade científica americana, fazendo com que a equação seja conhecida popularmente até hoje como Equação de Joukowski

(WOOD, 1970), descrita na Equação (2.1) na forma tradicional e na Equação (2.2) em termos de carga piezométrica, sendo  $\Delta P$  a variação de pressão,  $\rho$  a massa específica do fluido,  $a$  a celeridade da onda de pressão,  $\Delta v$  a variação da velocidade do fluido,  $\Delta H$  a variação na carga piezométrica e  $g$  a aceleração da gravidade.

$$\Delta P = \pm \rho a \Delta v \quad (2.1)$$

$$\Delta H = \pm \frac{a \Delta v}{g} \quad (2.2)$$

Posteriormente, Allievi publicou extensos estudos não só deduzindo a equação fundamental do golpe de aríete, assim como Joukowsky e Frizell fizeram, mas também desenvolvendo uma teoria geral para o fenômeno, que, em conjunto com contribuições futuras de diversos autores, resultaria nas equações necessárias para modelagem de transientes hidráulicos (GHIDAOUY et al., 2005), que são descritas com mais detalhes no item 2.2.

## 2.1 O GOLPE DE ARÍETE

Streeter (1975) descreve a sequência de eventos que ocorre após o fechamento de uma válvula na extremidade de um duto de comprimento  $L$  ligado a um reservatório, conforme a Figura 1. Na imagem, os quadrados em azul representam a variação da carga na tubulação a medida que a onda de pressão percorre a tubulação. Os quadrados em vermelho representam o novo diâmetro da parede da tubulação, que é expandida ou contraída em função da variação de carga no sistema, decorrente do golpe de aríete.

Inicialmente a válvula se encontra totalmente aberta, o fluido escoava com velocidade inicial  $v_0$  e está submetido a uma carga piezométrica  $H$  (soma das cargas da pressão do fluido e altura da coluna de líquido,  $H = \frac{P}{\rho g} + z$ , desprezando-se o atrito.

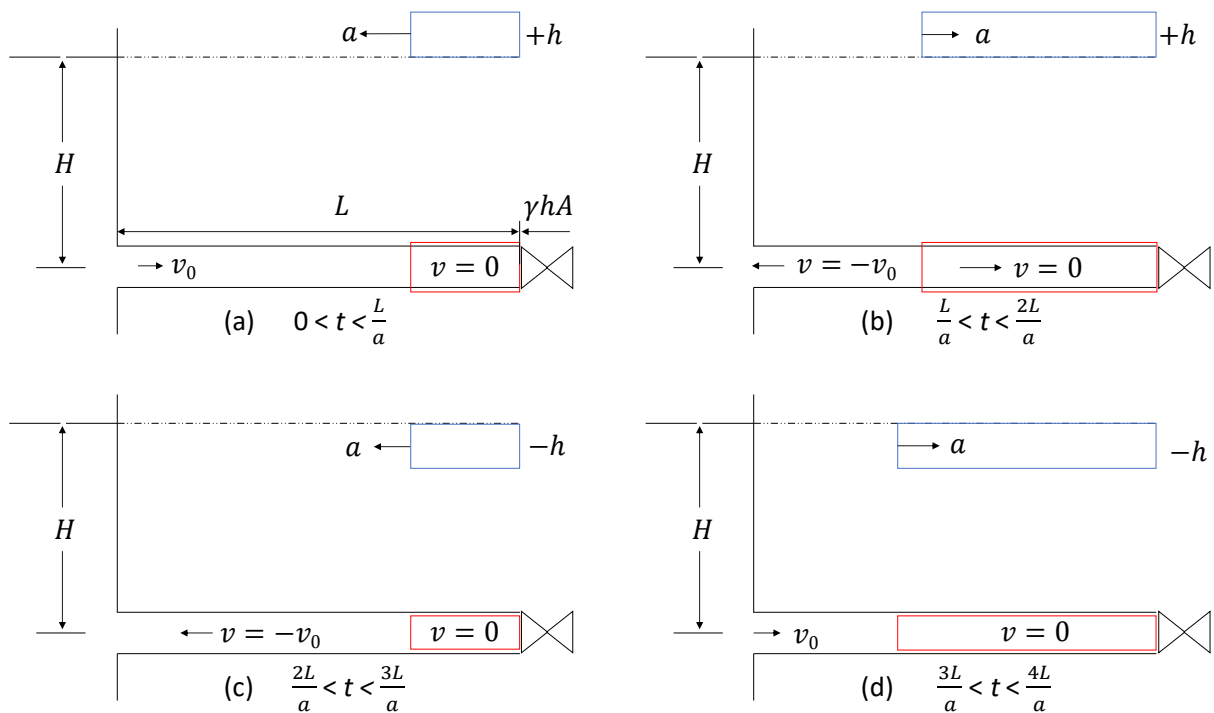


Figura 1 – Descrição do golpe de aríete  
 Fonte: Elaboração própria (adaptado de Streeter, 1975)

No instante  $t = 0$  a válvula é fechada instantaneamente, freando totalmente a camada de fluido mais próxima a ela. A energia cinética do escoamento inicial é convertida em energia elástica, comprimindo o fluido, distendendo a parede do duto e provocando um aumento de carga  $h$  (Figura 1.a). O aumento de carga propaga-se para as camadas adjacentes, que ainda escoavam a  $v_0$ , como uma onda de velocidade  $a$ , freando-as e repetindo o processo descrito anteriormente até que todo o duto se encontra distendido e todo o fluido parado e comprimido ( $t = \frac{L}{a}$ ).

No instante  $t = \frac{L}{a}$  a onda de pressão atinge o reservatório. Como a pressão no reservatório não se altera, a camada de fluido imediatamente próxima ao reservatório começa então a escoar com uma velocidade  $-v_0$ , entrando no tanque, devido a carga adicional  $h$  no duto. Por consequência do ganho de velocidade, a carga na camada que entra em movimento retorna ao valor inicial  $H$ , o fluido é descomprimido e a parede do duto volta ao seu estado inicial (Figura 1.b). A redução de carga propaga-se para as camadas adjacentes como uma onda de velocidade  $a$ , induzindo uma velocidade de escoamento ( $-v_0$ ) e repetindo o processo até que todo

o duto se encontra em estado semelhante ao inicial, antes do fechamento da válvula, porém escoando no sentido inverso ( $t = \frac{2L}{a}$ ).

No instante  $t = \frac{2L}{a}$  a onda de pressão atinge a válvula. Caso a válvula esteja fechada não há mais fluido disponível para manter o escoamento, portanto ocorre novamente uma redução de carga na camada mais próxima a válvula. A onda de baixa pressão se propaga entre as camadas em direção ao reservatório com velocidade  $a$ , fazendo com que o fluido pare novamente e causando contração das paredes do duto em função da menor pressão (Figura 1.c).

No instante  $t = \frac{3L}{a}$  a onda de baixa pressão atinge o reservatório e novamente temos uma condição de desequilíbrio, uma vez que a pressão no tanque não se altera. Entretanto, agora a pressão no reservatório é superior a pressão no duto, o que faz com que a camada de fluido imediatamente próxima ao tanque adquira velocidade  $v_0$ , escoando em direção a válvula e fazendo com que a carga no duto volte ao seu estado inicial ( $H$ ) a medida que a onda de pressão percorre as camadas adjacentes (Figura 1.d). No instante  $t = \frac{4L}{a}$ , quando a onda de pressão atinge novamente a válvula, as condições no sistema são idênticas à antes do fechamento da válvula.

Streeter (1975) ressalta também que este processo se repete a cada  $\frac{4L}{a}$  segundos, sendo que a ação do atrito do fluido e das perdas de energia provocadas pelo comportamento elástico tanto do fluido quanto da parede do duto, que até então haviam sido desprezados, atuam atenuando a onda de pressão, até que o sistema entra em repouso eventualmente. Define-se também como de “fechamento rápido” uma válvula cujo tempo de fechamento seja menor que  $\frac{2L}{a}$  segundos, que é o tempo em que a onda de pressão leva para retornar à válvula.

## 2.2 EQUACIONAMENTO

Nessa seção são descritos os métodos de obtenção das equações fundamentais para simulação de transientes hidráulicos conforme Wylie e Streeter (1978), baseados na teoria geral de golpe de aríete desenvolvida por Allievi e contribuições de diversos outros autores. O equacionamento é feito

inicialmente em termos de pressão, e no fim de cada item é apresentada também a equação final em termos de carga piezométrica.

### 2.2.1 Elasticidade da Parede do Tubo

Conforme descrito no item 2.1, a variação de carga piezométrica, consequente do fechamento abrupto da válvula, pode provocar pequenas variações na área transversal e no comprimento da tubulação durante o ciclo do golpe de aríete. Tais variações influenciam a velocidade de propagação da onda de pressão no sistema, conforme analisado no item 2.2.3, de modo que se faz necessário definir alguns parâmetros para a análise do fenômeno.

A aplicação de tensões longitudinais num corpo prismático gera deformações longitudinais e transversais proporcionais entre si e relacionadas através do coeficiente de Poisson do material ( $\nu$ ) (GERE, 2004), conforme descrito na Equação (2.3):

$$\nu = -\frac{\text{deformação lateral unitária}}{\text{deformação longitudinal unitária}} = -\frac{\varepsilon_2'}{\varepsilon_1} \quad (2.3)$$

Segundo Wylie e Streeter (1978), a variação na área transversal da tubulação é resultado de uma deformação lateral total ( $\varepsilon_T$ ), considerando a deformação radial ( $\Delta\varepsilon_T \frac{D}{2}$ ) em todo o perímetro ( $\pi D$ ), conforme Equações (2.4) e (2.5):

$$\Delta A = \Delta\varepsilon_T \frac{D}{2} \pi D \quad \text{ou} \quad \frac{\Delta A}{A} = 2\Delta\varepsilon_T \quad (2.4)$$

$$\varepsilon_T = \varepsilon_2 + \varepsilon_2' = \varepsilon_2 - \nu\varepsilon_1 \quad (2.5)$$

A relação entre tensão ( $\sigma$ ) e deformação ( $\varepsilon$ ) é obtida através da lei de Hooke, considerando o módulo de Young do material ( $E$ ), conforme a Equação (2.6), sendo  $\sigma_1$  a tensão longitudinal unitária e  $\sigma_2$  a tensão lateral unitária.

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} \quad \text{e} \quad \varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} \quad (2.6)$$

Relacionando as Equações (2.4) e (2.5), a variação relativa da área transversal ( $\frac{\Delta A}{A}$ ) em função da variação da pressão interna no duto ( $\Delta P$ ) pode ser descrita conforme a Equação (2.7):

$$\frac{\Delta A}{A\Delta P} = \frac{2\Delta\varepsilon_T}{\Delta P} = \frac{2}{\Delta P}(\Delta\varepsilon_2 - \nu\Delta\varepsilon_1) \quad (2.7)$$

Substituindo a Equação (2.6) na Equação (2.7), obtêm-se a Equação (2.8):

$$\frac{\Delta A}{A\Delta P} = \frac{2}{\Delta PE}(\Delta\sigma_2 - \nu\Delta\sigma_1) \quad (2.8)$$

Para dutos de parede fina ( $\frac{D}{e} > 20$ ), a tensão lateral é descrita pela fórmula de Barlow (Equação (2.9)), sendo  $T_f$  a força de tração circunferencial unitária,  $e$  a espessura da parede,  $D$  o diâmetro da tubulação e  $P$  a pressão interna no duto, conforme o sistema exemplificado na Figura 2:

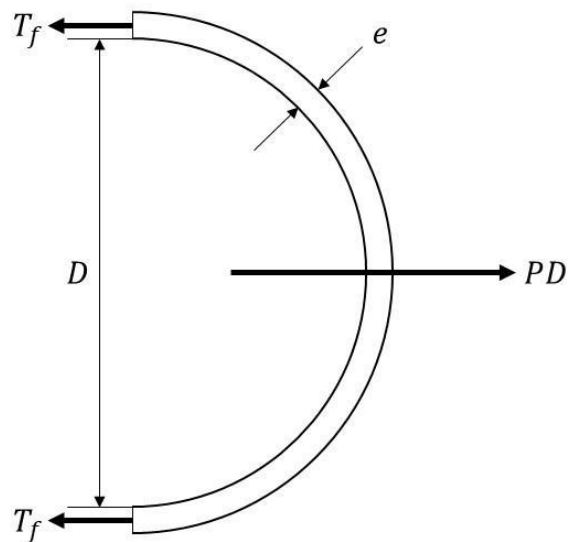


Figura 2 – Forças provocadas pelo golpe de aríete no semicilindro do duto  
Fonte: Elaboração própria (adaptado de Wylie e Streeter (1978))



$$\sigma_2 = \frac{T_f}{e} = \frac{PD}{2e} \text{ ou } \Delta\sigma_2 = \frac{D\Delta P}{2e} \quad (2.9)$$

Portanto, substituindo a Equação (2.9) na Equação (2.8), obtêm-se a Equação (2.10):

$$\frac{\Delta A}{A\Delta P} = \frac{2}{E\Delta P} \left( \frac{D\Delta P}{2e} - \nu\Delta\sigma_1 \right) \quad (2.10)$$

A tensão longitudinal, por sua vez, depende da forma em que o duto está ancorado. São analisados, portanto, três situações de ancoragem para determinação das respectivas tensões longitudinais para cada caso.

**Caso a:** Duto ancorado em apenas uma das extremidades

Nesse caso, a tensão longitudinal  $\sigma_1$  será a força do escoamento sobre a válvula fechada ( $PA$ ) dividida pela área da coroa circular da tubulação ( $\pi De$ ), conforme a Equação (2.11):

$$\sigma_1 = \frac{PA}{\pi De} \text{ ou } \Delta\sigma_1 = \frac{D\Delta P}{4e} \quad (2.11)$$

Portanto, substituindo a Equação (2.11) na Equação (2.10), obtêm-se a Equação (2.12):

$$\frac{\Delta A}{A\Delta P} = \frac{D}{Ee} \left( 1 - \frac{\nu}{2} \right) \quad (2.12)$$

**Caso b:** Duto ancorado em ambas as extremidades

Nesse caso, o duto está totalmente ancorado, impossibilitando a deformação longitudinal. Portanto, temos que  $\varepsilon_1 = 0$  e  $\sigma_1 = \mu\sigma_2$ . Aplicando tais restrições na Equação (2.10), e obtêm-se a Equação (2.13):

$$\frac{\Delta A}{A\Delta P} = \frac{2}{E\Delta P} \left( \frac{D\Delta P}{2e} - \nu^2\Delta\sigma_2 \right) \quad (2.13)$$

Substituindo a Equação (2.9) na Equação (2.13), obtêm-se a Equação (2.14):

$$\frac{\Delta A}{A\Delta P} = \frac{D}{Ee} (1 - \nu^2) \quad (2.14)$$

**Caso c:** Duto com juntas de expansão

Nesse caso as tensões longitudinais são nulas, portanto  $\sigma_1 = 0$ . Conseqüentemente, temos a relação apresentada na Equação (2.15):

$$\frac{\Delta A}{A\Delta P} = \frac{D}{Ee} \quad (2.15)$$

Nota-se que as Equações (2.12), (2.14) e (2.15) possuem termos em comum, de modo que é conveniente escrever uma equação geral, conforme Equação (2.16):

$$\frac{\Delta A}{A\Delta P} = \frac{D}{Ee} c_1 \quad (2.16)$$

Sendo  $c_1$  uma variável auxiliar que depende das condições de ancoragem, de modo que:

Para o caso **a**,  $c_1 = \left(1 - \frac{\nu}{2}\right)$ ;

Para o caso **b**,  $c_1 = (1 - \nu^2)$ ;

Para o caso **c**,  $c_1 = 1$ .

### 2.2.2 Módulo de Compressibilidade

Por definição, a compressibilidade é a relação entre a variação de um volume unitário do fluido e uma variação de pressão, de modo que um aumento de pressão  $dP$  provoca uma redução de volume  $-dV$  (STREETER, 1975). Portanto, o módulo de compressibilidade ( $K$ ), é definido em termos de volume na Equação (2.17):

$$K = -\frac{dP}{\frac{dV}{V}} \quad (2.17)$$

Considerando a relação entre volume e massa específica ( $\rho$ ), a Equação (2.18) expressa o módulo de compressibilidade volumétrica em termos de  $\rho$ :

$$K = \frac{dP}{\frac{d\rho}{\rho}} \quad (2.18)$$

### 2.2.3 Equação da Celeridade

Celeridade é o nome dado à velocidade  $a$  de propagação da onda de pressão decorrente, por exemplo, do fechamento abrupto de uma válvula, conforme ilustrado no item 2.1. Tal velocidade varia com o sistema, dependendo principalmente de propriedades do fluido e do tubo, de modo que é necessário estabelecer tal relação para a resolução das equações propostas. A celeridade da onda de pressão é equivalente à velocidade do som no fluido dentro de um tubo elástico, a qual é função não somente das propriedades do fluido e do escoamento, mas também das propriedades da parede da tubulação e da ancoragem do oleoduto, descritas no item 2.2.1.

Korteweg (1878) foi o primeiro a deduzir a equação da celeridade considerando simultaneamente a elasticidade do tubo e a compressibilidade do fluido (WOOD, 1970). A mesma equação foi obtida posteriormente por Frizell e Joukowsky, cuja demonstração será descrita abaixo.

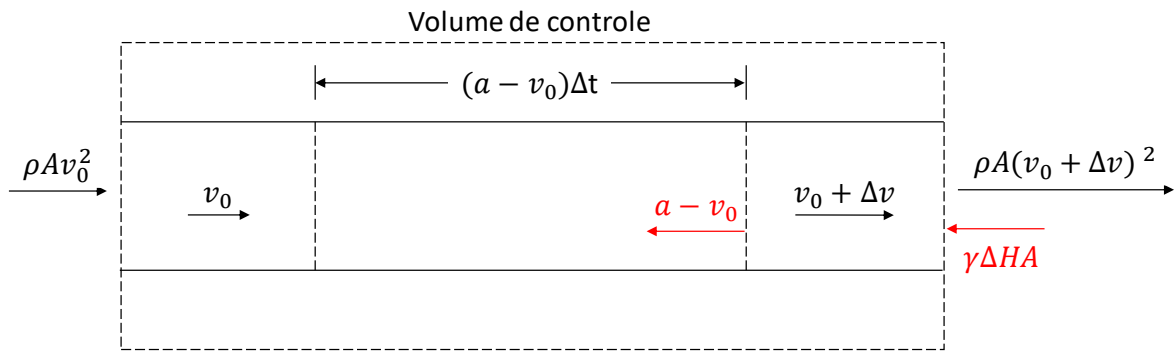


Figura 3 – Volume de controle para desenvolvimento da equação de celeridade  
 Fonte: Elaboração própria (adaptado de Wylie e Streeter (1978))

Considerando o sistema da Figura 1, isola-se um volume de controle conforme Figura 3 e aplica-se a equação da continuidade. Segundo Wylie e Streeter (1978), considera-se que o fechamento repentino da válvula na extremidade do sistema causa uma variação  $\Delta s$  no comprimento da tubulação, por consequência da expansão ou contração da parede do duto em função da diminuição ou aumento da carga piezométrica, conforme discutido no item 2.2.1. Considerando que o tempo de propagação da onda no duto é de  $\frac{L}{a}$  segundos, a velocidade de contração da tubulação é de  $\frac{\Delta s a}{L}$ . Logo, a velocidade de entrada do fluido foi alterada em  $\Delta v = \frac{\Delta s a}{L} - v_0$ . Durante esse tempo, uma massa de líquido  $\rho A v_0 \frac{L}{a}$  entra no duto, se acomodando devido a expansão radial ( $\Delta A$ ), longitudinal ( $\Delta s$ ) e compressão do fluido ( $\Delta \rho$ ), conforme explicitado na Equação (2.19):

$$\rho A v_0 \frac{L}{a} = \rho L \Delta A + \rho A \Delta s + L A \Delta \rho \quad (2.19)$$

Substituindo  $v_0$  por  $\frac{\Delta s a}{L} - \Delta v$  e dividindo a Equação (2.19) por  $\rho A L$ , obtêm-se a Equação (2.20):

$$-\frac{\Delta v}{a} = \frac{\Delta A}{A} + \frac{\Delta \rho}{\rho} \quad (2.20)$$

Podemos eliminar  $\Delta v$  substituindo a Equação (2.1), obtendo assim a Equação (2.21):

$$a^2 = \frac{\Delta P}{\rho \left( \frac{\Delta A}{A} + \frac{\Delta \rho}{\rho} \right)} \quad (2.21)$$

Aplicando a Equação (2.18) obtêm-se uma relação da celeridade com o módulo de compressibilidade do fluido, conforme descrito na Equação (2.22):

$$a^2 = \frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \left( \frac{K}{A} \right) \left( \frac{\Delta A}{\Delta P} \right)} \quad (2.22)$$

Substituindo o termo  $\frac{\Delta A}{\Delta P}$  utilizando a Equação (2.16), desenvolvida no item 2.2.1, obtêm-se a equação da celeridade no sistema, conforme Equação (2.23):

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \left[ \left( \frac{K}{E} \right) \left( \frac{D}{e} \right) \right] c_1}} \quad (2.23)$$

#### 2.2.4 Equação do Movimento

Para desenvolvimento da equação de movimento considera-se o sistema ilustrado na Figura 4, composto por um fluido de massa específica  $\rho$  escoando a uma pressão  $P$  em um duto cilíndrico de diâmetro  $D$  e área transversal  $A$ , com inclinação  $\theta$  em relação ao eixo  $x$ , que é concêntrico à tubulação, e a uma distância  $z$  do plano de referência.

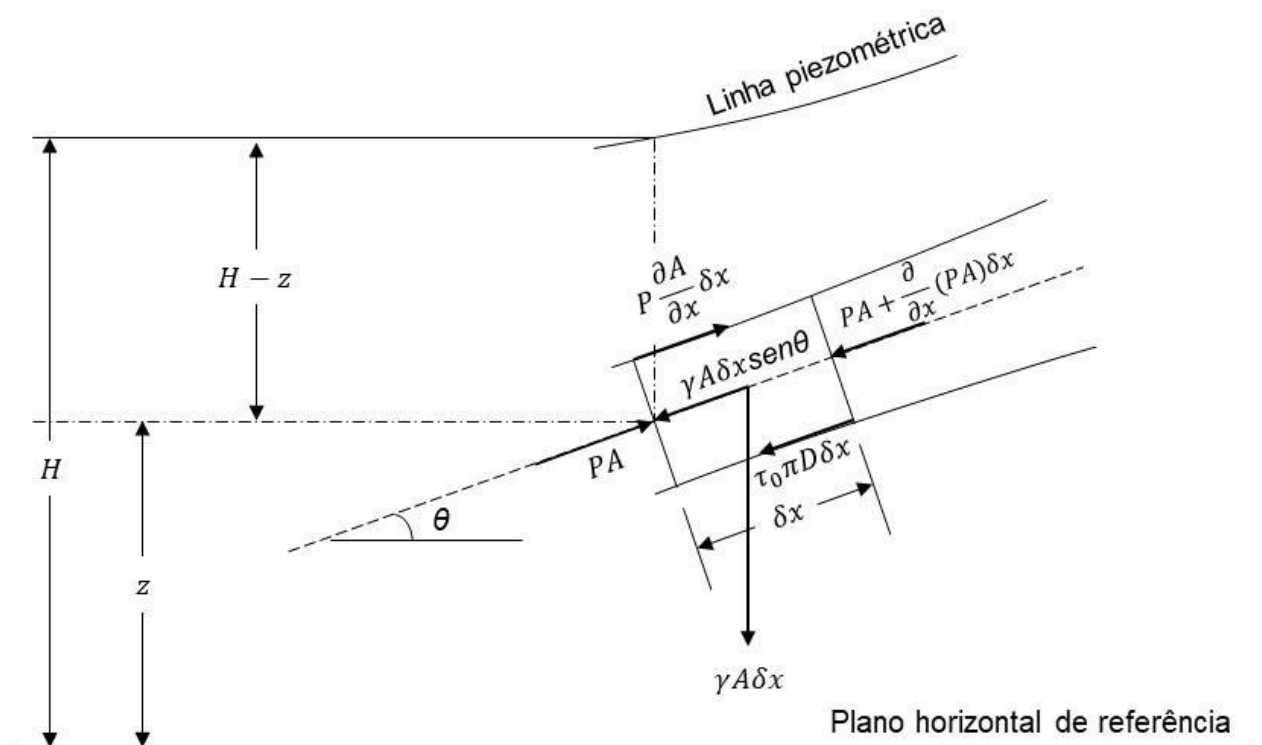


Figura 4 – Diagrama esquemático para desenvolvimento da equação de movimento

Fonte: Elaboração própria (adaptado de Wylie e Streeter (1978))

As forças que atuam num elemento de fluido de seção transversal  $A$  e comprimento  $\delta x$  são: as componentes das forças de pressão normais em ambas as extremidades do volume de controle ( $PA$  e  $PA + \frac{\partial}{\partial x}(PA)\delta x$ ), a componente da pressão nas periferias do duto ( $P \frac{\partial A}{\partial x} \delta x$ ), a força de cisalhamento ( $\tau_0 \pi D \delta x$ ) e a componente  $x$  do peso do fluido ( $\gamma A \delta x \text{sen}\theta$ ).

Portanto, aplicando a segunda lei de Newton no volume de controle e considerando o sentido das forças descritas acima, obtêm-se a Equação (2.24).

$$PA - \left( PA + \frac{\partial}{\partial x}(PA)\delta x \right) + P \frac{\partial A}{\partial x} \delta x - \tau_0 \pi D \delta x - \gamma A \delta x \text{sen}\theta = \rho A \delta x \frac{Dv}{Dt} \quad (2.24)$$

Dividindo ambos os lados da equação por  $\rho A \delta x$ , considerando área transversal constante e igual a  $\frac{\pi D^2}{4}$  e simplificando, temos a Equação (2.25):

$$\frac{Dv}{Dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \sin \theta + \frac{4\tau_0}{\rho D} = 0 \quad (2.25)$$

Assumindo que o atrito em regime transiente se comporta de maneira semelhante ao em regime permanente, podemos calcular  $\tau_0$  a partir da equação de Darcy-Weisbach (Equação (2.26)), conforme descrito abaixo:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (2.26)$$

A partir da Equação (2.26) e aplicando o balanço de energia mecânica no trecho de tubulação, obtêm-se a Equação (2.27):

$$\Delta P = \frac{\rho f L v^2}{D} \quad (2.27)$$

Por balanço de momento linear em regime permanente sendo o volume de controle um tubo horizontal, obtêm-se a Equação (2.28):

$$P_F \frac{\pi D^2}{4} = P_i \frac{\pi D^2}{4} - \tau_0 \pi D L \quad (2.28)$$

Reescrevendo em termos de diferença de pressão, obtêm-se a Equação (2.29):

$$\Delta P \frac{\pi D^2}{4} = \tau_0 \pi D L \quad (2.29)$$

Combinando as Equações (2.27) e (2.29), obtêm-se a Equação (2.30):

$$\tau_0 = \frac{\rho f v^2}{8} \quad (2.30)$$

Substituindo  $\tau_0$  na Equação (2.25) e expressando  $v^2$  como  $v|v|$  para considerar o sentido do escoamento, obtêm-se a Equação (2.31):

$$\frac{Dv}{Dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \sin \theta + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (2.31)$$

Expandindo o termo de aceleração e considerando escoamento unidirecional em  $x$ , obtêm-se a Equação (2.32), que é a equação do movimento aplicável ao fenômeno de golpe de aríete, em termos de pressão.

$$v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \sin \theta + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (2.32)$$

Nota-se que pode-se obter a Equação (2.27) a partir da Equação (2.32) ao considerar  $\frac{\partial v}{\partial x} = 0$  e  $\frac{\partial v}{\partial t} = 0$  (regime permanente), tubo horizontal e integrando em  $x$ .

A Equação (2.32) também pode ser expressa em termos de carga piezométrica, uma vez que, para líquidos,  $\frac{\partial P}{\partial x} \cong \rho g \left( \frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial x} \right)$  e  $\frac{\partial z}{\partial x} = \sin \theta$ , conforme explicitado na Equação (2.33):

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (2.33)$$

### 2.2.5 Equação da Continuidade

A equação de continuidade é obtida considerando um volume de controle de área transversal  $A$  e comprimento  $\delta x$ , conforme descrito na Figura 5, em azul:



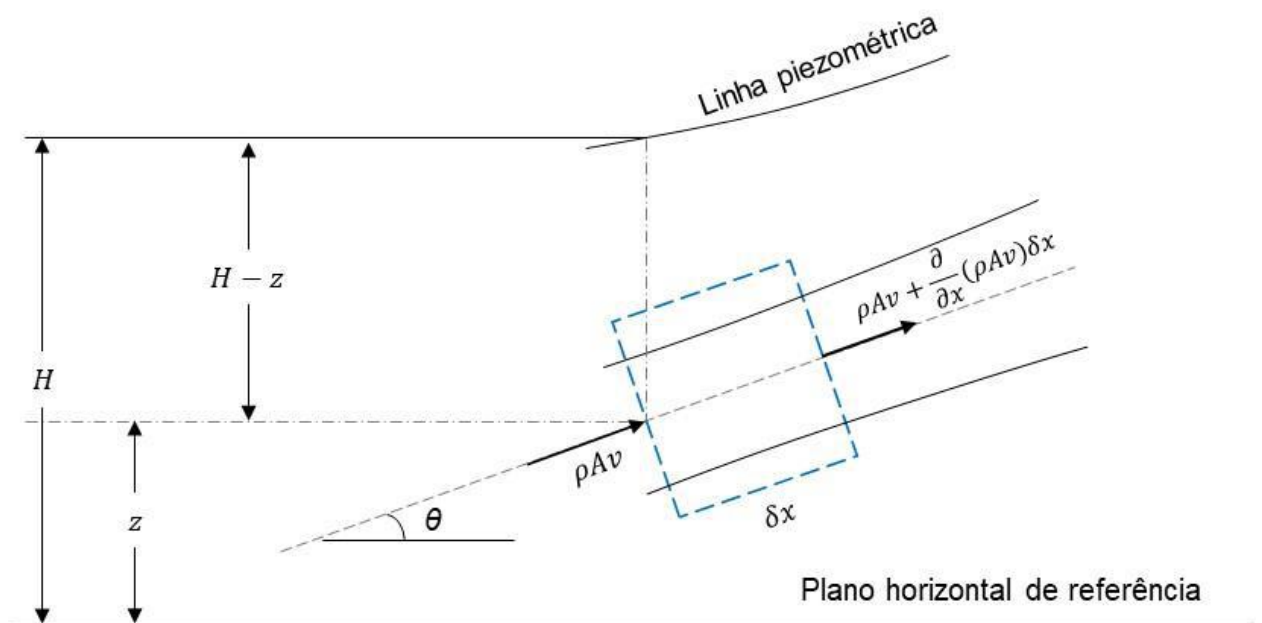


Figura 5 – Diagrama esquemático para desenvolvimento da equação de continuidade

Fonte: Elaboração própria (adaptado de Wylie e Streeter (1978))

Segundo a lei de conservação da massa, a massa de um conjunto fixo de moléculas do líquido deve permanecer constante com o tempo ( $\frac{dm}{dt} = 0$ ). Portanto, para o volume de controle em estudo, a variação local de massa devido a elasticidade da parede do duto e compressibilidade do fluido ( $\frac{\partial}{\partial t}(\rho A)\delta x$ ) deve ser igual a variação de vazão mássica na superfície de controle ( $\frac{\partial}{\partial x}(\rho A v)\delta x$ ), conforme descrito na Equação (2.34):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho A)\delta x + \frac{\partial}{\partial x}(\rho A v)\delta x = 0 \quad (2.34)$$

Aplicando regra da cadeia nas derivadas parciais e dividindo a equação resultante por  $\rho A$ , obtêm-se a Equação (2.35):

$$\frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{v}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{v}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.35)$$

Aplicando o conceito de derivada material, em que  $\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + v \frac{\partial}{\partial x}$ , a Equação (2.35) pode ser reescrita como na Equação (2.36):

$$\frac{1}{A} \frac{DA}{Dt} + \frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.36)$$

Nota-se que o primeiro termo da equação corresponde a variações na área transversal do duto, devido à elasticidade do material, enquanto o segundo termo está relacionado à compressibilidade do fluido, ambos decorrentes da onda de pressão.

As Equações (2.16) e (2.18), descritas nas seções 2.2.1 e 2.2.2, podem ser reescritas conforme as Equações (2.37) e (2.38), respectivamente:

$$\frac{1}{A} \frac{DA}{Dt} = \frac{D}{Ee} c_1 \frac{dP}{dt} \quad (2.37)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} = \frac{1}{K} \frac{dP}{dt} \quad (2.38)$$

Substituindo as Equações (2.37) e (2.38) na Equação (2.36), obtêm-se a Equação (2.39):

$$\frac{1}{K} \frac{dP}{dt} \left( 1 + \frac{KD}{Ee} c_1 \right) + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.39)$$

Nota-se que há muitos termos em comum entre a Equação (2.39) e a equação da celeridade (Equação (2.23)), descrita no item 2.2.3, de modo que é conveniente combinar ambas as equações, obtendo-se a Equação (2.40):

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dt} + a^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.40)$$

Expandindo a derivada material e multiplicando a Equação (2.40) por  $\rho$ , obtêm-se a Equação (2.41), a equação da continuidade em termos de pressão para o fenômeno do golpe de aríete:

$$v \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial t} + \rho a^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.41)$$

Substituindo a correlação entre a pressão dinâmica e carga piezométrica,  $P = \rho g H$ , na Equação (2.41) e dividindo o resultado por  $\rho g$ , tem-se a equação da continuidade em termos de carga piezométrica, conforme Equação (2.42).

$$v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.42)$$

### 2.3 MÉTODOS DE ANÁLISE DO FENÔMENO

Os métodos de análise dos efeitos do golpe de aríete no sistema podem ser categorizados em: método aritmético, método gráfico, método algébrico ou métodos numéricos (BOSSERMAN II; HUNT, 2008). A aplicação dos diferentes métodos é brevemente descrita abaixo, porém o foco do trabalho será na utilização de métodos numéricos, mais especificamente o método das características e o método das diferenças finitas, para análise do fenômeno de golpe de aríete.

O método aritmético desconsidera a ação da força de atrito e consiste em integrar a equação de Joukowsky (Equação (2.2)), obtendo-se assim a relação descrita na Equação (2.43), sendo  $H$  a carga piezométrica,  $v$  a velocidade do escoamento e  $C$  a constante de integração.

$$H \pm \frac{a}{g} v = C \quad (2.43)$$

Aplicando a Equação (2.43) a dois pontos do duto e utilizando de condições de contorno nas extremidades, é possível determinar carga piezométrica (ou pressão) e vazão em pontos intermediários da tubulação. Este método foi muito utilizado até o começo da década de 1930, quando o método gráfico foi desenvolvido (WYLIE; STREETER, 1978).

O método gráfico consiste em plotar uma versão adaptada da Equação (2.43) em um diagrama Carga piezométrica ( $H$ ) x Velocidade de escoamento do fluido ( $v$ ).

Tal diagrama pode ser, por exemplo, o diagrama característico das bombas do sistema, caso o golpe de aríete tenha sido ocasionado pelo desligamento súbito das mesmas, ou a curva *Vazão x Carga piezométrica* da válvula, caso o fenômeno tenha sido provocado pelo fechamento repentino desta. Diferentemente do método aritmético é possível considerar a ação da força de atrito no sistema, porém aproximada a uma perda de carga pontual no fim da tubulação. Parmakian (1955) descreve detalhadamente a aplicação do método gráfico, que foi a principal forma de análise do fenômeno de golpe de aríete entre os anos 1930 e 1960 (WYLIE; STREETER, 1978).

A implementação de métodos numéricos através de rotinas computacionais surgiu na década de 1960, substituindo o método gráfico e se tornando o principal método de análise de transiente hidráulico até os dias de hoje. Considerando que equação do movimento (Equação (2.33)) e a equação da continuidade (Equação (2.42)), que descrevem o fenômeno de golpe de aríete, formam um par de equações diferenciais sem solução analítica, é conveniente a aplicação de um método numérico para solução do sistema. Dentre os diversos métodos numéricos propostos na literatura podemos destacar principalmente o método das características, o método dos volumes finitos e o método das diferenças finitas. Dentre estes, o método das características é o mais popular devido a sua facilidade de implementação, acurácia e eficiência computacional (GHIDAOUI et al., 2005).

O método algébrico utiliza como base as equações características definidas no método das características, resolvendo-se as equações para cada intervalo de tempo  $\Delta t$ . O método é descrito com mais detalhes por Wylie e Streeter (1978).

### **2.3.1 Método das Características**

O método das características tem como objetivo reduzir uma equação diferencial parcial a um sistema de equações diferenciais ordinárias. Sendo o fenômeno de transiente hidráulico descrito por um par de equações diferenciais parciais, a equação do movimento (Equação (2.33)) e a equação da continuidade (Equação (2.42)), convém a utilização do método das características para obter-se um sistema de equações diferenciais ordinárias que representem o sistema. Porém, antes de aplicar o método é possível aplicar algumas simplificações nas equações visando

reduzir o esforço computacional. Todas as simplificações e o desenvolvimento do equacionamento deste tópico foram baseados no equacionamento clássico proposto por Wylie e Streeter (1978).

Considerando que em um transiente hidráulico a variação da velocidade de escoamento ao longo do tempo é consideravelmente maior que a variação da velocidade de escoamento ao longo do duto e que as velocidades de escoamento não atingem valores muito elevados, ou seja,  $\frac{\partial v}{\partial t} \gg v \frac{\partial v}{\partial x}$ , o segundo termo da equação do movimento pode ser desprezado. Analogamente, considerando que em um transiente hidráulico a variação de carga piezométrica ao longo do tempo é consideravelmente maior que a variação da carga piezométrica ao longo do duto, ou seja,  $\frac{\partial H}{\partial t} \gg v \frac{\partial H}{\partial x}$ , o primeiro termo da equação da continuidade pode ser desprezado.

Portanto, sendo  $L_1$  e  $L_2$  as equações simplificadas do movimento e da continuidade, respectivamente, temos o seguinte sistema:

$$L_1 = g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (2.44)$$

$$L_2 = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2 \partial v}{g \partial x} = 0 \quad (2.45)$$

Fazendo uma combinação linear das Equações (2.44) e (2.45) e agrupando os termos de carga piezométrica e velocidade, tem-se a Equação (2.46), sendo  $\lambda$  uma constante arbitrária qualquer:

$$L = L_1 + \lambda L_2 = \lambda \left[ \frac{g \partial H}{\lambda \partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} \right] + \left[ \lambda \frac{a^2 \partial v}{g \partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right] + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (2.46)$$

É conveniente adotar um valor de  $\lambda$  que simplifique a Equação (2.46). Nota-se que os termos entre colchetes são muito semelhantes à derivada total da carga piezométrica e da velocidade, respectivamente. Portanto, adotando valores de  $\lambda$  conforme a relação (2.47), poderíamos reescrever a Equação (2.46) como a Equação (2.48):

$$\frac{dx}{dt} = \frac{g}{\lambda} = \frac{\lambda a^2}{g} \quad (2.47)$$

$$L = \lambda \frac{dH}{dt} + \frac{dv}{dt} + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (2.48)$$

Isolando  $\lambda$  na relação (2.47) obtêm-se os dois valores convenientes a serem usados no método das características, conforme explicitado na Equação (2.49):

$$\lambda = \pm \frac{g}{a} \quad (2.49)$$

Substituindo os valores de  $\lambda$  na Equação (2.47) e na Equação (2.48) obtêm-se dois pares de equações diferenciais ordinárias. O primeiro par é obtido substituindo o valor positivo de lambda,  $\lambda = \frac{g}{a}$ , e é, portanto, identificado como o par de equações  $C +$ :

$$\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dv}{dt} + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (2.50)$$

$$\frac{dx}{dt} = a \quad (2.51)$$

Analogamente, o segundo par é obtido substituindo o valor negativo de lambda,  $\lambda = -\frac{g}{a}$ , e é, portanto, identificado como o par de equações  $C -$ :

$$-\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dv}{dt} + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (2.52)$$

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (2.53)$$

É importante notar que a Equação (2.50) e a Equação (2.52) são válidas apenas enquanto a Equação (2.51) e a Equação (2.53) são válidas, respectivamente. Sendo assim, as Equações (2.51) e (2.53) são as equações características do sistema, que determinam o intervalo de passo de tempo de cálculo utilizado pelo código em função da discretização espacial e da celeridade da onda de pressão ( $\Delta t = \frac{\Delta x}{a}$ ).

### 2.3.2 Método das Diferenças Finitas

Para resolver as equações diferenciais ordinárias obtidas pela aplicação do método das características podemos aplicar o método das diferenças finitas, conforme proposto por Wylie e Streeter (1978). Para isso, consideramos que o duto é dividido em intervalos de igual comprimento ( $\Delta x$ ) e, como as Equações (2.50) e (2.52) só são válidas nas retas características, tomaremos o intervalo de tempo  $\Delta t = \frac{\Delta x}{a}$ , satisfazendo as Equações (2.51) e (2.53). Com isso, obteremos a malha característica, representada na Figura 6, que será usada para a solução numérica das equações.

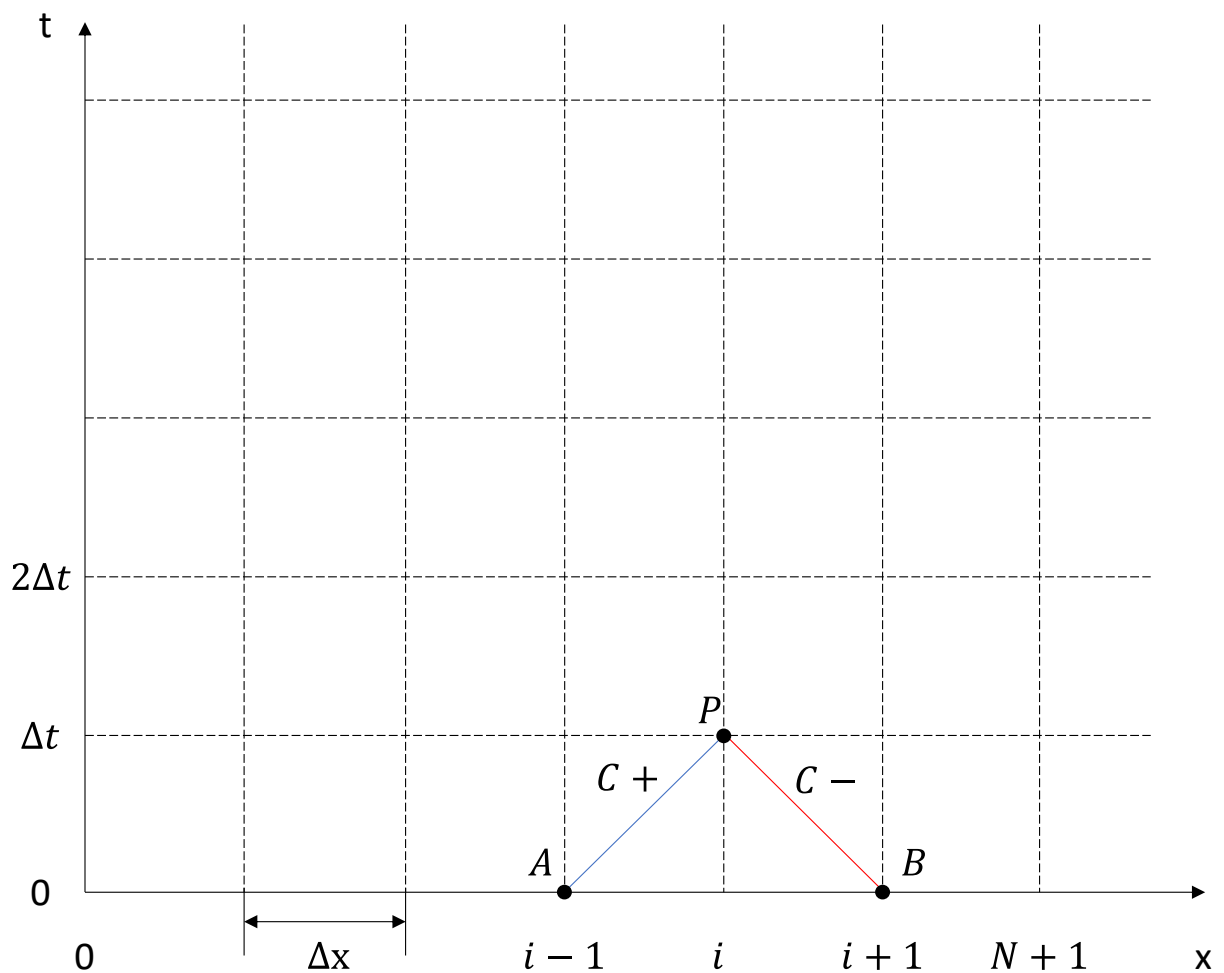


Figura 6 – Malha característica do sistema

Fonte: Elaboração própria (adaptado de Wylie e Streeter (1978))

Como os valores de carga piezométrica e velocidade de escoamento são conhecidos em qualquer ponto do duto em regime permanente ( $t = 0$ ), como por exemplo os pontos A e B na Figura 6, podemos integrar a Equação (2.50) entre os pontos P e A sobre a reta característica  $C +$ . Multiplicando a equação (2.50) por  $\frac{a \cdot dt}{g}$  e fazendo  $v = \frac{Q}{A}$  para representar os resultados em função da vazão no duto e integrando, obtêm-se a Equação (2.54):

$$\int_{H_A}^{H_P} dH + \frac{a}{gA} \int_{Q_A}^{Q_P} dQ + \frac{f}{2gDA^2} \int_{x_A}^{x_P} Q|Q|dx = 0 \quad (2.54)$$

As duas primeiras integrais da Equação (2.54) são facilmente resolvidas, resultando na Equação (2.55):

$$H_P - H_A + \frac{a}{gA} (Q_P - Q_A) + \frac{f}{2gDA^2} \int_{x_A}^{x_P} Q|Q|dx = 0 \quad (2.55)$$

Entretanto, a última integral, que representa a perda de carga por atrito no intervalo de cálculo, é um pouco mais complicada, pois, num primeiro momento, não sabemos como se comporta a vazão ( $Q$ ) em relação à posição no duto ( $x$ ). Wylie e Streeter (1978) explicam que uma aproximação de primeira ordem é satisfatória para a maioria dos casos, exceto para oleodutos muito longos, escoamento de fluidos muito viscosos em dutos curtos de pequeno diâmetro ou escoamentos em alta velocidade, que não são o foco do presente estudo. Portanto, aplicando a aproximação de primeira ordem à integral restante, obtêm-se a Equação (2.56).

$$H_P - H_A + \frac{a}{gA} (Q_P - Q_A) + \frac{f \Delta x}{2gDA^2} Q_A |Q_A| = 0 \quad (2.56)$$

Analogamente, multiplicando a Equação (2.52) por  $\frac{a \cdot dt}{g}$  e integrando entre os pontos P e B sobre a reta característica  $C -$ , obtêm-se a Equação (2.57).



$$H_P - H_B - \frac{a}{gA}(Q_P - Q_B) - \frac{f\Delta x}{2gDA^2}Q_B|Q_B| = 0 \quad (2.57)$$

Utilizando as variáveis auxiliares  $B = \frac{a}{gA}$  e  $R = \frac{f\Delta x}{2gDA^2}$  e isolando  $H_P$  em ambas as Equações (2.56) e (2.57), obtêm-se as Equações (2.58) e (2.59), que são representações algébricas das equações características  $C +$  e  $C -$ , respectivamente.

$$C +: H_P = H_A - B(Q_P - Q_A) - RQ_A|Q_A| \quad (2.58)$$

$$C -: H_P = H_B + B(Q_P - Q_B) + RQ_B|Q_B| \quad (2.59)$$

As Equações (2.58) e (2.59) podem ser generalizadas para o cálculo em qualquer ponto interno  $i$  da malha, conforme descrito nas Equações (2.60) e (2.61).

$$C +: H_{P_i} = H_{i-1} - B(Q_{P_i} - Q_{i-1}) - RQ_{i-1}|Q_{i-1}| \quad (2.60)$$

$$C -: H_{P_i} = H_{i+1} + B(Q_{P_i} - Q_{i+1}) + RQ_{i+1}|Q_{i+1}| \quad (2.61)$$

Nota-se que as únicas incógnitas das Equações (2.60) e (2.61), em cada iteração, são  $H_{P_i}$  e  $Q_{P_i}$ , uma vez que as variáveis  $H_{i-1}$ ,  $Q_{i-1}$ ,  $H_{i+1}$ , e  $Q_{i+1}$  são, na primeira iteração ( $t = \Delta t$ ), os valores do regime permanente do sistema ( $t = 0$ ) e, nas iterações seguintes ( $t = n\Delta t$ ), os resultados de  $H_{P_i}$  e  $Q_{P_i}$  dos pontos adjacentes na iteração anterior ( $t = (n-1)\Delta t$ ). Portanto, agrupando todos os termos conhecidos em constantes auxiliares  $C_P$  e  $C_M$ , conforme descritas nas Equações (2.62) e (2.63), podemos reescrever as Equações (2.60) e (2.61) como as Equações (2.64) e (2.65).

$$C_P = H_{i-1} + BQ_{i-1} - RQ_{i-1}|Q_{i-1}| \quad (2.62)$$

$$C_M = H_{i+1} - BQ_{i+1} + RQ_{i+1}|Q_{i+1}| \quad (2.63)$$

$$C +: H_{P_i} = C_P - BQ_{P_i} \quad (2.64)$$

$$C -: H_{P_i} = C_M + BQ_{P_i} \quad (2.65)$$

Somando as Equações (2.64) e (2.65), obtêm-se a Equação (2.66), utilizada para o cálculo da carga piezométrica em todos os pontos interiores da malha. Uma

vez calculada a carga piezométrica, a vazão pode ser obtida substituindo  $H_{P_i}$  na Equação (2.64) ou (2.65), como demonstrado na Equação (2.67).

$$H_{P_i} = \frac{C_P + C_M}{2} \quad (2.66)$$

$$Q_{P_i} = \frac{C_P - H_{P_i}}{B} \quad \text{ou} \quad Q_{P_i} = \frac{H_{P_i} - C_M}{B} \quad (2.67)$$

### 2.3.3 Condições de Contorno

As equações desenvolvidas no item 2.3.2 são válidas apenas para o cálculo dos pontos internos da malha, uma vez que dependem de variáveis em pontos anteriores ( $i - 1$ ) e posteriores ( $i + 1$ ) ao ponto de cálculo ( $P_i$ ). Portanto, para o cálculo da carga piezométrica e vazão nas extremidades da malha, é necessário definir equações que descrevam o comportamento dessas variáveis a montante e a jusante da tubulação, ou seja, nos demais equipamentos do sistema. Nesta seção é feita uma pequena introdução de conceitos fundamentais dos principais equipamentos da indústria de dutos, como tanques, válvulas de bloqueio, válvulas de retenção e bombas centrífugas, e posteriormente é descrito o equacionamento adotado para a modelagem destes equipamentos.

#### 2.3.3.1 Tanque de Envio

Como os tanques de armazenamento de petróleo e derivados instalados em terminais possuem capacidade de milhares de metros cúbicos de produto e considerando a geometria cilíndrica de grande seção transversal, é coerente assumir que o nível do tanque não varia significativamente durante o transiente hidráulico, ou seja, a carga piezométrica se mantém constante. Portanto, sendo  $H_R$  a carga piezométrica no tanque no regime permanente anterior a ocorrência do fechamento da válvula, a condição de contorno que descreve a carga piezométrica  $H_{P_i}$  no tanque de envio do sistema é dada pela Equação (2.68):

$$H_{P_i} = H_R \quad (2.68)$$

A partir da carga piezométrica é possível calcular a vazão no tanque, que pode ser obtida substituindo a Equação (2.68) na Equação (2.65), obtendo-se a Equação (2.69):

$$H_R = C_M + BQ_{P_i} \therefore Q_{P_i} = \frac{H_R - C_M}{B} \quad (2.69)$$

### 2.3.3.2 Válvula de Bloqueio na Extremidade do Oleoduto

As válvulas de bloqueio são o tipo mais comum de válvulas utilizadas na indústria de dutos. Como o nome sugere, a válvula de bloqueio tem a função de bloquear o fluxo de produto na linha, seja para uma manobra de rotina, como realizar a parada do oleoduto, ou para realizar eventuais manutenções em trechos e equipamentos, por exemplo. Há diversos tipos de válvulas de bloqueio com propriedades distintas, como a curva característica, que relaciona a fração de abertura da válvula com o respectivo coeficiente de vazão, que depende diretamente da geometria da válvula.

A Figura 7 apresenta a variação da vazão (por consequência da variação do coeficiente de vazão) em função da abertura da válvula para três tipos de válvula: válvula de abertura rápida, válvula linear e válvula de igual porcentagem (como uma válvula esfera, por exemplo).

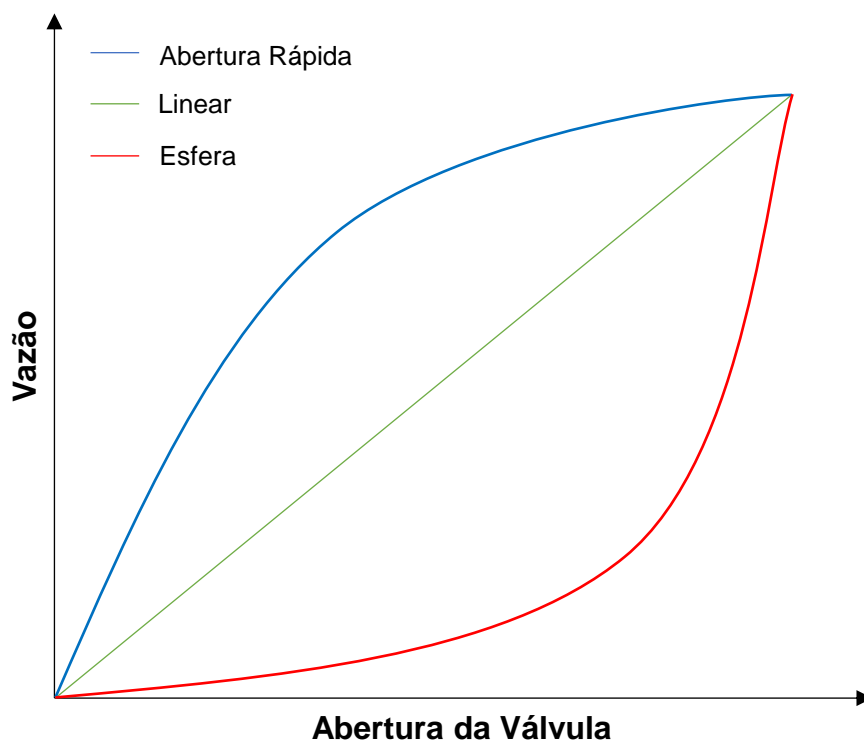


Figura 7 – Exemplos de curva característica de três tipos de válvula  
 Fonte: Elaboração própria (adaptado de Pasetti)

Percebe-se que o tipo da válvula instalada influencia diretamente a variação da vazão com o tempo. Considerando uma taxa de abertura constante para as três válvulas, percebe-se que a válvula de abertura rápida permite uma variação de vazão consideravelmente maior que a linear e a de igual porcentagem no início da abertura.

No programa desenvolvido, o cálculo da vazão através da válvula é feito de modo semelhante ao cálculo da vazão no regime permanente, descrito no Apêndice A.3, porém, durante o transiente, é necessário considerar a variação do coeficiente da válvula ( $C_v$ ) ao longo do tempo, que depende exclusivamente do tipo da válvula instalada no oleoduto e no tempo de fechamento da mesma. Portanto, a partir da curva de fechamento modelada, a vazão através da válvula ( $Q_V$ ) pode ser obtida em função do  $C_v$  a cada instante de tempo. Calculada a vazão, a carga piezométrica a montante da válvula ( $H_V$ ) pode ser obtida através da Equação (2.64), conforme explicitado na Equação (2.70).

$$H_V = C_p - BQ_V \quad (2.70)$$

### 2.3.3.3 Válvula de Retenção

Válvulas de retenção são equipamentos comumente utilizados na indústria de dutos para impedir que haja retorno de fluido após a parada das bombas do sistema, por exemplo, impedindo que a bomba rotacione no sentido oposto, evitando possíveis danos à integridade do equipamento (THORLEY, 1989). Há diversos tipos de válvulas de retenção, porém todos possuem o mesmo princípio: há no interior da válvula algum mecanismo que só possibilita a passagem de fluido em um sentido. A Figura 8 apresenta um desenho esquemático de uma válvula de retenção comercial.

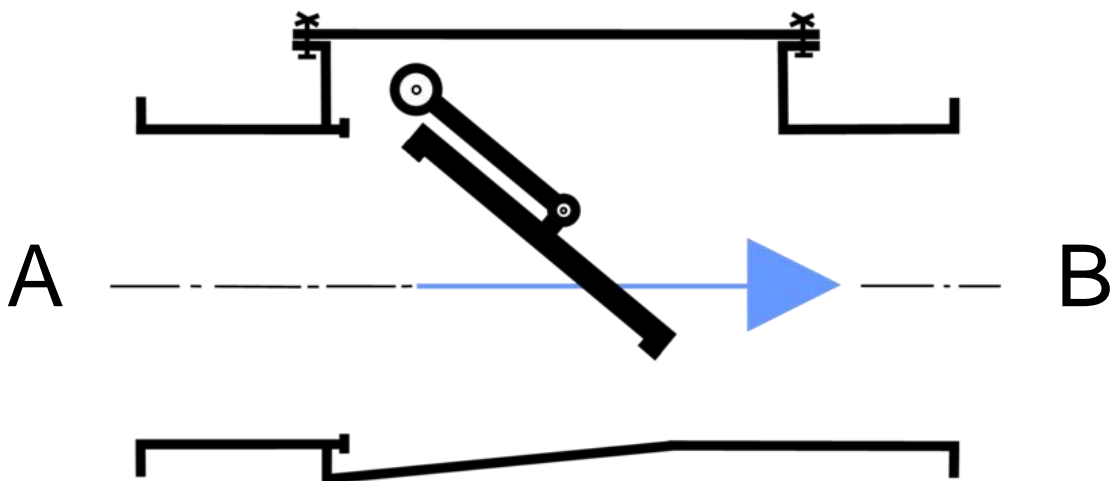


Figura 8 – Exemplo do funcionamento de uma válvula de retenção

Fonte: (KAHE, 2006)

Nota-se que, para o modelo destacado na Figura 8, há uma portinhola móvel no corpo da válvula que levanta automaticamente pela ação do próprio fluido caso o escoamento esteja no sentido  $A \rightarrow B$ . Caso o fluxo seja invertido, no sentido  $B \rightarrow A$ , a portinhola fecha automaticamente, também pela ação do próprio fluido.

No programa desenvolvido, a válvula de retenção foi modelada como uma condição de contorno secundária no envio do oleoduto. Caso a vazão calculada no tanque de envio (através da Equação (2.69)) resulte em um valor negativo em qualquer instante da simulação, o programa para de considerar a condição de contorno do tanque e força uma vazão de envio igual a zero (simulando o fechamento da válvula de retenção em função do fluxo contrário). A carga piezométrica a jusante da válvula de retenção ( $H_{VR}$ ) é calculada aplicando a Equação (2.65), considerando a vazão na válvula de retenção ( $Q_{VR}$ ) igual a zero, conforme descrito na Equação (2.71).

$$H_{VR} = C_M + BQ_{VR} \therefore H_{VR} = C_M \quad (2.71)$$

#### 2.3.3.4 Bomba Centrífuga

As bombas centrífugas são equipamentos capazes de fornecer energia ao fluido através da conversão de energia cinética em energia de pressão. Elas são compostas por duas partes principais: o impelidor, também chamado de rotor, e a voluta. A Figura 9 apresenta um esquema do interior de uma bomba centrífuga.

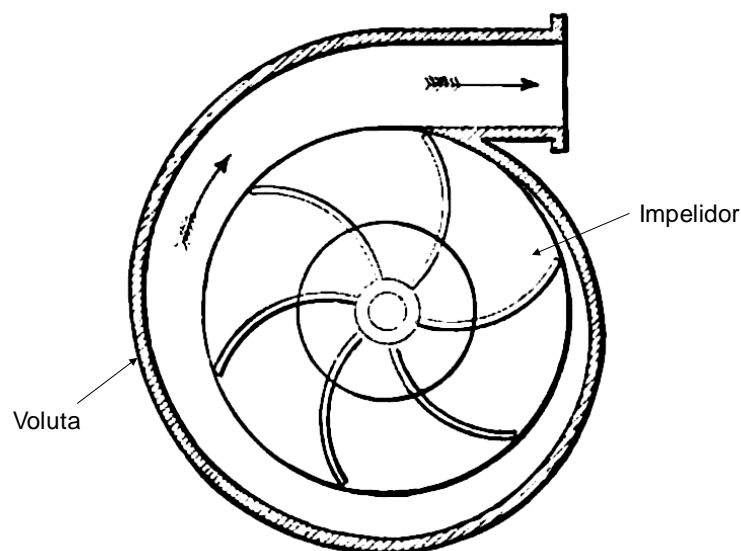


Figura 9 – Esquema de uma bomba centrífuga com voluta

Fonte: Adaptado de RICHARDS, J. (1894)

O impelidor é acoplado ao motor da bomba, e é constituído por palhetas que tem por objetivo empurrar o fluido, fornecendo a ele a energia cinética proveniente da rotação do motor. A alta velocidade de rotação do impelidor gera um ponto de baixa pressão no centro, que é por onde entra o fluido na bomba. Dali, o fluido é empurrado pelas pás do impelidor, percorrendo os canais que podem ser vistos na Figura 9. Esses canais possuem seção transversal variável que aumenta conforme o fluido percorre sua extensão. Como a vazão é constante, o aumento da seção transversal diminui a velocidade do fluido, reduzindo a energia cinética, que é convertida, portanto, em energia de pressão.

Ao sair do impelidor, no fim dos canais destacados acima, o fluido chega à voluta, que é a carcaça da bomba centrífuga, conforme destacada na Figura 9. A voluta também possui seção transversal variável, aumentando no sentido da passagem do fluido, que novamente converte energia cinética do fluido em energia de pressão.

Como a velocidade do impelidor normalmente é constante durante a operação, a quantidade de energia fornecida pela bomba depende diretamente da vazão do escoamento, de modo que quanto menor a vazão do escoamento maior será a energia fornecida pela bomba, em função da maior conversão de energia cinética em energia de pressão. A relação entre vazão de escoamento e energia fornecida pela bomba é dada pela curva característica da bomba, que depende das características físicas da mesma e da velocidade de rotação do impelidor. A Figura 10 apresenta um exemplo de curva característica de uma bomba.

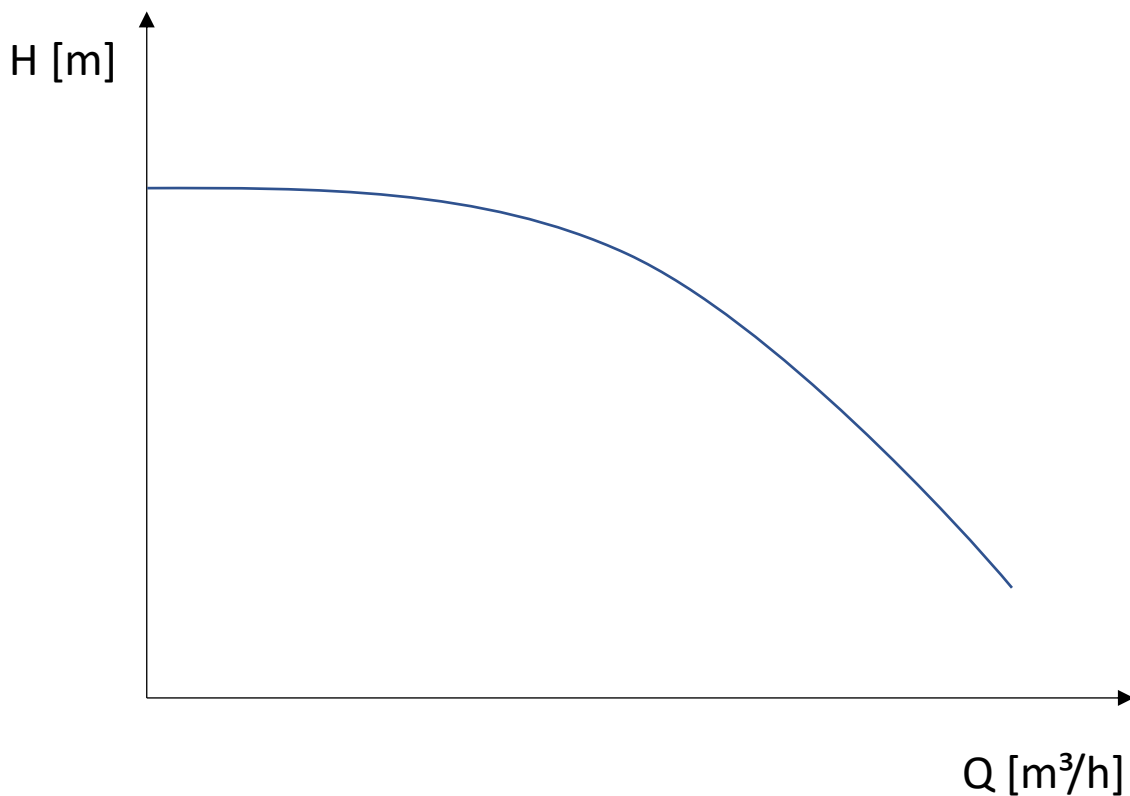


Figura 10 – Representação de uma curva característica de bomba centrífuga

Fonte: Elaboração própria (adaptado de (MATTOS; FALCO, 1998))

No programa desenvolvido, a bomba centrífuga foi modelada como condição de contorno alternativa ao tanque de envio do oleoduto. A modelagem da bomba requer a criação de duas listas, referentes à sua curva característica: uma lista contendo os pontos de vazão ( $Q$ ), em  $m^3/s$ , e a outra contendo os respectivos valores de carga piezométrica ( $H$ ), em metros. A curva característica é obtida então fazendo uma regressão quadrática dos valores de  $Q$  e  $H$ , obtendo-se uma relação com o seguinte formato, sendo  $H_i$  a carga piezométrica no tanque de envio,  $H_p$  a carga piezométrica na descarga da bomba à vazão  $Q_p$ ,  $H_s$  a carga piezométrica na vazão zero,  $a_2$  o coeficiente angular e  $a_1$  o coeficiente linear da curva característica obtida:

$$H_p - H_i = a_2 Q_p^2 + a_1 Q_p + H_s \quad (2.72)$$



A vazão na bomba é calculada resolvendo simultaneamente a Equação (2.72) e a Equação (2.65), resultando na relação descrita abaixo (adaptada de WYLIE; STREETER, 1978):

$$Q_p = \frac{1}{2a_2} \left[ B - a_1 - \sqrt{(B - a_1)^2 + 4a_2(C_M - H_S - H_i)} \right] \quad (2.73)$$

Por fim, a carga piezométrica na descarga da bomba pode ser obtida substituindo-se a vazão calculada pela Equação (2.73) na Equação (2.72).

### 3. METODOLOGIA

Este item descreve a metodologia aplicada para análise de resultados do transiente hidráulico. Entretanto, conforme discutido no item 2.3.2, a solução das equações de golpe de aríete necessita de valores estabelecidos de carga piezométrica e vazão para cada ponto de cálculo num instante inicial ( $t = 0$ ). Portanto, a metodologia de obtenção do regime permanente do sistema e de preparação da malha característica para aplicação das equações de transiente hidráulico está descrita no Apêndice A.

A partir do equacionamento resultante da aplicação do método das características (MOC) e do método das diferenças finitas nas equações que descrevem o fenômeno do golpe de aríete, elaborou-se um código em Python (versão 3.8.3) capaz de simular a variação da vazão e da carga piezométrica ao longo de um oleoduto por consequência do fechamento de uma válvula em sua extremidade final. O programa exporta automaticamente, em arquivos .xls, os resultados de pressão máxima em cada ponto de cálculo e de pressão e vazão em função do tempo nos nós de extremidade do oleoduto, em uma pasta destino indicada pelo usuário. O programa foi desenvolvido e testado majoritariamente num *desktop* com Windows® 10, processador Intel® Core i7 e 16 GB de memória RAM, porém também foi testado com desempenho similar num *notebook* com Windows® 10, processador Intel® Core i5 e 8 GB de memória RAM.

Abaixo estão resumidas todas as premissas consideradas no programa desenvolvido, resultantes de aproximações realizadas durante o equacionamento:

- Escoamento monofásico;
- Escoamento unidimensional;
- Escoamento isotérmico;
- Propriedades físicas do fluido e do oleoduto constantes;
- Fator de atrito durante todo o transiente constante e igual ao fator de atrito do regime permanente inicial;

Foram modelados 2 casos base a fim de se estudar o efeito das principais propriedades do produto, da válvula e da bomba no transiente hidráulico. Para

validação do programa desenvolvido, foram modelados os mesmos casos no simulador hidráulico comercial *Synergi Pipeline Simulator*® 10.5.0 (SPS), desenvolvido pela DNV-GL, e feita uma comparação dos resultados de pressão máxima em função do quilômetro desenvolvido do oleoduto e de pressão e vazão nas extremidades do oleoduto em função do tempo, cuja metodologia é descrita detalhadamente no item 3.1.1. Apesar do SPS utilizar o método das diferenças finitas diretamente para a discretização das equações diferenciais parciais, espera-se que os resultados obtidos sejam próximos aos do programa em Python, que utiliza o método das características (MOC) para simplificação das equações diferenciais parciais que descrevem o fenômeno de golpe de aríete, seguida da aplicação do método das diferenças finitas, a fim de se obter um sistema algébrico que descreva o fenômeno. Ambos os casos base foram modelados no SPS de modo a respeitar as mesmas premissas estabelecidas para o Python, com exceção do fator de atrito constante durante o transiente. O SPS recalcula o fator de atrito em função do regime de escoamento do sistema, utilizando as seguintes relações de cálculo, conforme o manual do usuário do simulador (DNV GL, 2018):

Tabela 1 – Equações adotadas pelo SPS para o cálculo do fator de atrito em função do regime

<b>Regime</b>	<b>Equação</b>
<b>Sub-laminar</b>	$f = 0,64$
<b>Laminar</b>	$f = \frac{64}{Re}$
<b>Transição</b>	Média ponderada do fator de atrito laminar e turbulento
<b>Turbulento</b>	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right)$

Para ambos os casos modelados, foi considerado um oleoduto com propriedades descritas na Tabela 2. Para estimativa do módulo de elasticidade, do módulo de Poisson e da rugosidade foi considerado um duto de aço com propriedades conforme o *Engineering Databook* (Hydraulic Institute, 1990). Foram modelados diâmetro e espessura comumente utilizados na indústria de dutos.

Tabela 2 – Propriedades físicas do oleoduto

	<b>Comprimento Desenvolvido</b>	<b>Diâmetro</b>	<b>Espessura</b>	<b>Módulo de Elasticidade</b>	<b>Rugosidade</b>	<b>Módulo de Poisson</b>
<b>Oleoduto</b>	24,2 km	20" (0,508 m)	0,500" (0,0127 m)	207 GPa	0,0018" (4,57E-5 m)	0,3

Para fins de análise das pressões máximas resultantes dos transientes hidráulicos, foi considerada uma pressão limite de resistência de 55 kgf/cm<sup>2</sup> (5,39 MPa) para todo o oleoduto.

Foi utilizado um perfil de elevação semelhante ao de uma faixa de dutos real, representado na Figura 11, para representar a cota de elevação do duto ao longo de toda a sua extensão.

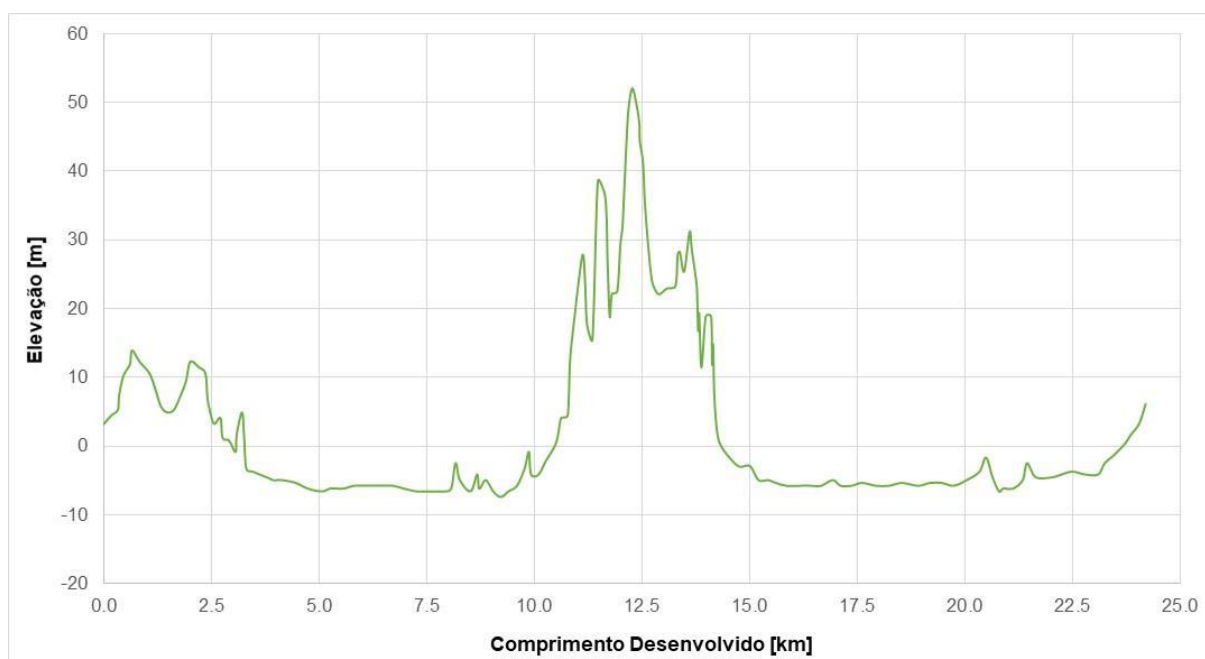


Figura 11 – Perfil de elevação do oleoduto

Conforme descrito no manual de utilização do SPS, o simulador considera por padrão o oleoduto com juntas de expansão ( $c_1 = 0$  na equação da celeridade (Equação (2.23)), e não permite alteração direta deste parâmetro por parte do usuário. Por esse motivo, apesar do programa desenvolvido ser capaz de considerar os 3 casos de ancoragem, os modelos propostos para validação foram desenvolvidos considerando o duto com juntas de expansão.

Em todos os cenários de validação que não envolvem alteração na propriedade física dos produtos, foi considerado escoamento de água, como fluido de referência, com propriedades físicas descritas na Tabela 3.

Tabela 3 – Propriedades físicas da água

	<b>Massa Específica</b>	<b>Viscosidade</b>	<b>Módulo de Compressibilidade</b>
<b>Água</b>	998 kg/m <sup>3</sup>	0,001 Pa.s	2,2 GPa

Para todas as análises do caso 1, referente ao escoamento por diferencial de pressão, foi considerada uma pressão de 21,0 kgf/cm<sup>2</sup> (2,059E6 Pa) no tanque de envio e 1,0 kgf/cm<sup>2</sup> (98066,5 Pa) no tanque de recebimento.

Para todas as análises do caso 2, referente ao sistema com bomba centrífuga, foi considerada uma pressão de 1,0 kgf/cm<sup>2</sup> (98066,5 Pa) tanto no tanque de envio quanto no tanque de recebimento.

### 3.1 CASO 1: ESCOAMENTO POR DIFERENÇA DE PRESSÃO

A fim de se estudar o impacto das propriedades do fluido, como densidade e módulo de compressibilidade, e da válvula, como tipo da válvula e tempo de fechamento, no transiente hidráulico, foi modelado um cenário simplificado composto por um tanque de envio, uma válvula de retenção, um oleoduto, uma válvula de bloqueio e um tanque de recebimento. A Figura 12 esquematiza o sistema modelado para o caso 1. O efeito da viscosidade do fluido não afeta diretamente o transiente hidráulico, conforme exposto pelo equacionamento realizado no item 2.2, de modo que uma análise de sensibilidade desta propriedade não foi realizada.

Figura 12 – Representação do sistema modelado para o caso 1



### 3.1.1 Validação do Programa: Caso 1

Para validação do programa foram analisados 3 cenários:

- Cenário Mais Crítico: cenário com as propriedades mais críticas do produto e da válvula, em que se esperava obter as maiores pressões máximas;
- Cenário Menos Crítico: cenário com as propriedades menos críticas do produto e da válvula, em que se esperava obter as menores pressões máximas;
- Cenário Intermediário: cenário com as propriedades intermediárias entre as adotadas no cenário mais crítico e no cenário menos crítico;

Em todos os três cenários foram consideradas as propriedades do oleoduto descritas na Tabela 2. As propriedades dos produtos considerados em cada cenário estão descritas na Tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades do produto considerado em cada cenário da validação

Cenário	Massa Específica	Viscosidade	Módulo de Compressibilidade
Mais crítico	1.200 kg/m <sup>3</sup>	0,001 Pa.s	2,2 GPa
Intermediário	998 kg/m <sup>3</sup>	0,001 Pa.s	1,75 GPa
Menos crítico	600 kg/m <sup>3</sup>	0,001 Pa.s	1,3 GPa

As propriedades da válvula considerada em cada cenário estão descritas na Tabela 5. As curvas das válvulas são apresentadas na Figura 13 , no item 3.1.2.

Tabela 5 – Propriedades da válvula considerada em cada cenário de validação

Cenário	Curva de Fechamento	Tempo de Fechamento	Coefficiente da Válvula ( $C_{vo}$ )
Mais crítico	Fechamento Rápido	1 segundo	10.000 gpm/psi <sup>0,5</sup>
Intermediário	Fechamento Linear	45 segundos	10.000 gpm/psi <sup>0,5</sup>
Menos crítico	Esfera	90 segundos	10.000 gpm/psi <sup>0,5</sup>

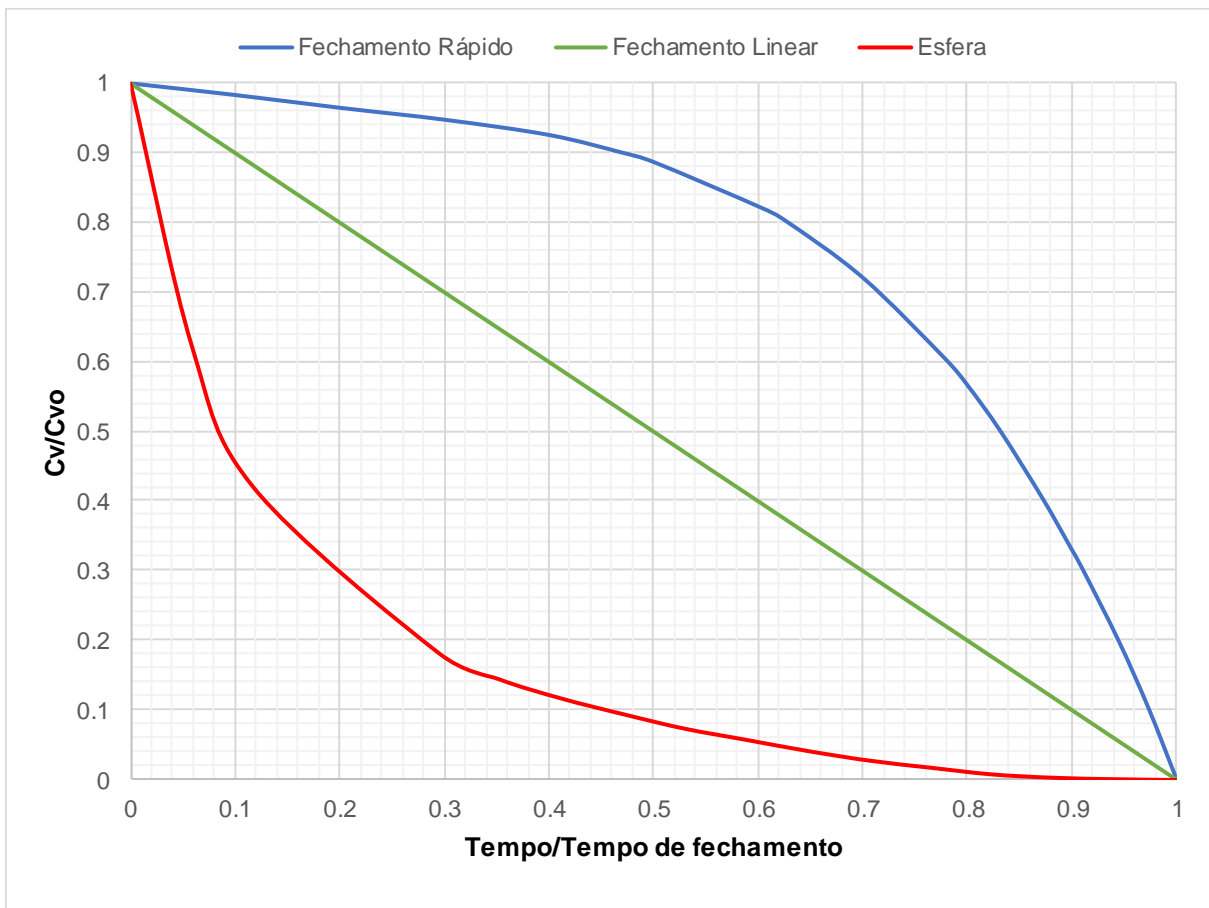
Os três cenários foram simulados no programa desenvolvido em Python (MOC + Diferenças Finitas) e no SPS (Diferenças Finitas). Os resultados de pressão máxima e variação de pressão e vazão nas extremidades do oleoduto com o tempo foram comparados e as diferenças encontradas foram justificadas. Os resultados da validação do modelo do caso 1 encontram-se no item 4.1.1.

### **3.1.2 Análise de Sensibilidade da Curva da Válvula**

Primeiramente foi feito um estudo de sensibilidade variando-se o tipo da válvula instalada no recebimento do oleoduto. Foram modelados 3 tipos de válvula: válvula esfera, válvula de fechamento linear e válvula de fechamento rápido. Para todas as 3 válvulas modeladas foi considerado um tempo de fechamento de 15 segundos e um coeficiente da válvula totalmente aberta ( $C_{vo}$ ) de 10.000 gpm/psi<sup>0.5</sup>.

As respectivas razões entre  $C_v$  e  $C_{vo}$  em função das razões entre o tempo e o tempo de fechamento estão representadas na Figura 13. Foram escolhidas estas curvas pois admite-se que elas representam tipos de válvulas comumente utilizadas em oleodutos, porém com comportamentos bem distintos de variação de vazão com o tempo.

Figura 13 – Curva de fechamento das válvulas modeladas



### 3.1.3 Análise de Sensibilidade do Tempo de Fechamento da Válvula

Conforme discutido no item 2.1, caso o tempo de fechamento da válvula seja inferior a duas vezes o comprimento do oleoduto dividido pela celeridade da onda de pressão ( $t < \frac{2L}{a}$ ), a válvula é considerada de “fechamento rápido” (WYLIE; STREETER, 1978). Isso ocorre pois este é o tempo necessário para a onda de pressão percorrer toda a extensão do oleoduto duas vezes, voltando, portanto, a atingir a válvula de recebimento no tempo  $\frac{2L}{a}$ .

A fim de verificar o impacto do tempo de fechamento da válvula no transiente hidráulico, calculou-se qual seria o tempo crítico  $t_c = \frac{2L}{a}$  que caracterizaria o fechamento rápido, conforme descrito na literatura. Com base nas características do oleoduto, descritas na Tabela 2, e do fluido, descritas na Tabela 3, a celeridade calculada pelo programa, conforme a Equação (2.23), foi de 1253,09 m/s.



Considerando o comprimento desenvolvido do oleoduto, de 24,2 km, estimou-se um tempo crítico de aproximadamente 39 segundos.

A partir do tempo crítico estimado, foram simulados 2 casos caracterizados como fechamento rápido (tempo de fechamento  $< t_c$ ), com tempos de fechamento de 15 e 30 segundos, e 2 casos caracterizados como fechamento lento (tempo de fechamento  $> t_c$ ), com tempos de fechamento de 60 e 90 segundos.

Em todos os casos simulados foi considerada uma válvula esfera com  $C_{vo}$  de 10.000 gpm/psi<sup>0,5</sup>, equivalente ao  $C_{vo}$  de uma válvula esfera de 20”.

#### **3.1.4 Análise de Sensibilidade da Massa Específica do Produto**

Considerando a grande variedade de produtos que podem ser transportados em oleodutos, vê-se necessária a análise da influência de algumas das principais propriedades físicas destes. Para análise de sensibilidade da massa específica do produto transportado foram simulados 3 casos: um fluido com massa específica de 600 kg/m<sup>3</sup>, representando um produto mais leve; o produto de referência, com massa específica de 998 kg/m<sup>3</sup>; e um fluido com massa específica de 1.200 kg/m<sup>3</sup>, representando um produto pesado. Em todos os casos simulados foi considerada uma válvula esfera com tempo de fechamento de 15 segundos e  $C_{vo}$  de 10.000 gpm/psi<sup>0,5</sup>.

#### **3.1.5 Análise de Sensibilidade do Módulo de Compressibilidade do Produto**

Para análise de sensibilidade do módulo de compressibilidade do produto, foram simulados 3 casos: um fluido com módulo de compressibilidade de 1,3 GPa, representando um fluido mais compressível; o fluido de referência, com módulo de compressibilidade de 2,2 GPa; e um fluido com módulo de compressibilidade de 1,75 GPa, representando um fluido intermediário. Em todos os casos simulados foi considerada uma válvula esfera com tempo de fechamento de 15 segundos e  $C_{vo}$  de 10.000 gpm/psi<sup>0,5</sup>.

A Tabela 6 apresenta uma consolidação das equações para cada equipamento modelado no Caso 1. A equação de vazão na válvula de bloqueio é a mesma equação de obtenção de vazão no regime permanente, cuja metodologia de obtenção foi descrita no item A.3, porém considerando a variação do  $C_v$  da válvula a cada instante

de tempo. A obtenção das demais equações é descrita com detalhes nos itens 2.3.1, 2.3.2 e 2.3.3.

Tabela 6 – Consolidação das Equações por Equipamento Modelado no Caso 1

Equipamento	Equações
Tanque de Envio	$H_{P_i} = H_R$ (2.68)
	$Q_{P_i} = \frac{H_R - C_M}{B}$ (2.69)
Válvula de Retenção	$Q_{P_i} = 0$
	$H_{VR} = C_M$ (2.71)
Oleoduto	$H_{P_i} = \frac{C_P + C_M}{2}$ (2.66)
	$Q_{P_i} = \frac{C_P - H_{P_i}}{B}$ ou $Q_{P_i} = \frac{H_{P_i} - C_M}{B}$ (2.67)
Válvula de Recebimento	$P_i - P_o + \rho g(h_i - h_o) = Q^2 \left( f \frac{8\rho L}{\pi^2 D^5} + \frac{\rho}{\rho_w C_v^2} \right)$ (A.9)
	$H_V = C_p - BQ_V$ (2.70)

### 3.2 CASO 2: SISTEMA COM BOMBA CENTRÍFUGA

A fim de se estudar o impacto da bomba centrífuga no transiente hidráulico, foi modelado um segundo cenário (caso 2), composto por um tanque de envio, uma bomba centrífuga, uma válvula de retenção, um oleoduto, uma válvula de bloqueio e um tanque de recebimento. A Figura 14 esquematiza o sistema modelado no caso 2.



Figura 14 – Representação do sistema modelado para o caso 2

### 3.2.1 Validação do Programa: Caso 2

Para validação do modelo com a bomba centrífuga foram considerados os mesmos três cenários descritos no item 3.1.1, porém com a adição de uma bomba centrífuga com curvas características distintas, apresentadas na Figura 15.

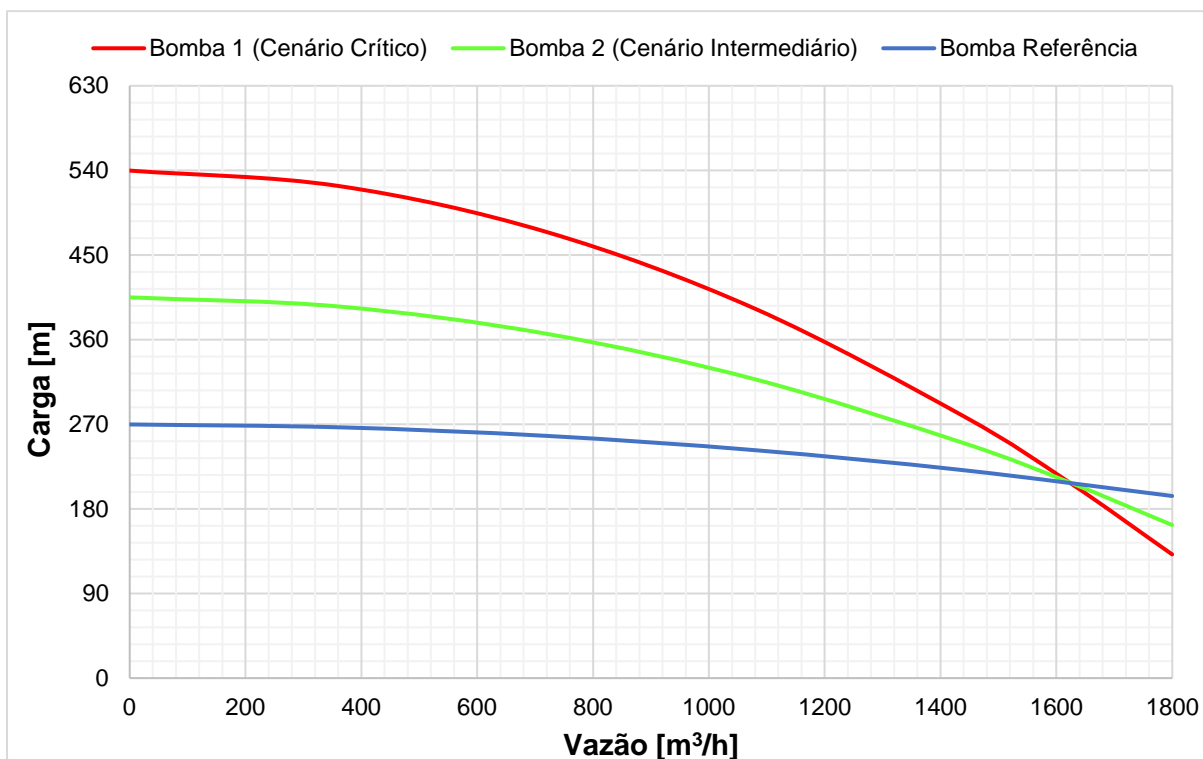


Figura 15 – Curvas características das bombas modeladas para validação

A Bomba 1, que possui a maior carga máxima, foi considerada no cenário crítico; a bomba de referência, que possui a menor carga máxima, foi considerada no cenário menos crítico; e a Bomba 2, que possui carga máxima igual a média das cargas máximas das duas outras bombas, foi considerada no cenário intermediário. As propriedades do produto e da válvula consideradas em cada cenário foram os mesmos dos descritos na Tabela 4 e na Tabela 5, respectivamente. A Tabela 7 apresenta a carga máxima de cada bomba, conforme as curvas características descritas acima, e o respectivo  $\Delta P$  máximo, em função da massa específica do produto considerado em cada cenário.

Tabela 7 – Carga máxima e variação de pressão máxima nas bombas em cada cenário

<b>Cenário</b>	<b>Massa Específica</b>	<b>Carga Máxima</b>	<b><math>\Delta P</math> Máximo</b>
<b>Mais crítico</b>	1.200 kg/m <sup>3</sup>	540 m	64,796 kgf/cm <sup>2</sup> (6,354 MPa)
<b>Intermediário</b>	998 kg/m <sup>3</sup>	405 m	40,416 kgf/cm <sup>2</sup> (3,963 MPa)
<b>Menos crítico</b>	600 kg/m <sup>3</sup>	270 m	16,199 kgf/cm <sup>2</sup> (1,589 MPa)

Os três cenários foram simulados no programa desenvolvido em Python (MOC + Diferenças Finitas) e no SPS (Diferenças Finitas). Os resultados de pressão máxima e variação de pressão e vazão nas extremidades do oleoduto com o tempo foram comparados e as diferenças encontradas foram justificadas. Os resultados da validação do modelo do caso 2 encontram-se no item 4.2.1.

### 3.2.2 Análise de Sensibilidade da Curva da Bomba

Um dos principais fatores que impactam o transiente hidráulico é a curva característica da bomba instalada no sistema, principalmente no que diz respeito à carga máxima do equipamento. A fim de se estudar este efeito, foi feita uma análise de sensibilidade utilizando as mesmas três bombas validadas no item 3.2.1: a bomba 1, com alta carga máxima; a bomba de referência; e a bomba 2, com carga intermediária entre a bomba 1 e a bomba de referência, cujas curvas características estão representadas na Figura 15, no item 3.2.1.

A curva da bomba 1 foi definida de modo a se obter uma carga máxima superior à carga piezométrica resultante do golpe de aríete. A curva da bomba 2 foi definida de modo a se obter uma carga máxima intermediária à da bomba 1 e à da bomba de referência. A modelagem da curva característica de ambas as bombas alternativas foi realizada mantendo-se um ponto de operação de regime permanente próximo ao da bomba de referência, de modo que a vazão e perfil de pressão no regime permanente fossem os mesmos nos 3 casos modelados.

A Tabela 8 apresenta uma consolidação das equações para cada equipamento modelado no Caso 2. A função  $F_{bomba}$  é dada pela curva da bomba em questão. A

equação de vazão na válvula de bloqueio é a mesma equação de obtenção de vazão no regime permanente, cuja metodologia de obtenção foi descrita no item A.3, porém considerando a variação do  $C_v$  da válvula a cada instante de tempo. A obtenção das demais equações é descrita com detalhes nos itens 2.3.1, 2.3.2 e 2.3.3.

Tabela 8 – Consolidação das Equações por Equipamento Modelado no Caso 2

<b>Equipamento</b>	<b>Equações</b>
<b>Bomba Centrífuga</b>	$Q_P = \frac{1}{2a_2} \left[ B - a_1 - \sqrt{(B - a_1)^2 + 4a_2(C_M - H_S - H_i)} \right] \quad (2.73)$ $H_P = F_{bomba}(Q_P)$
<b>Válvula de Retenção</b>	$Q_{P_i} = 0$ $H_{VR} = C_M \quad (2.71)$
<b>Oleoduto</b>	$H_{P_i} = \frac{C_P + C_M}{2} \quad (2.66)$ $Q_{P_i} = \frac{C_P - H_{P_i}}{B} \quad \text{ou} \quad Q_{P_i} = \frac{H_{P_i} - C_M}{B} \quad (2.67)$
<b>Válvula de Recebimento</b>	$P_i - P_o + \rho g(h_i - h_o) = Q^2 \left( f \frac{8\rho L}{\pi^2} \frac{1}{D^5} + \frac{\rho}{\rho_w} \frac{1}{C_v^2} \right) \quad (A.9)$ $H_V = C_p - BQ_V \quad (2.70)$

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste item são apresentados os resultados das simulações dos casos descritos no item 3. São apresentados gráficos comparativos entre a pressão máxima ao longo do oleoduto obtida pelo programa desenvolvido em Python e pelo SPS, assim como o erro relativo entre ambas. A fim de validar a modelagem das condições de contorno, também são apresentados gráficos comparativos entre a variação de vazão e pressão no recebimento e envio do oleoduto ao longo do tempo. Também são apresentados gráficos consolidados de cada análise de sensibilidade, a fim de se avaliar o impacto de cada uma das variáveis estudadas na pressão máxima do transiente hidráulico.

### 4.1 CASO 1: ESCOAMENTO POR DIFERENÇA DE PRESSÃO

A Figura 16 apresenta o perfil de pressão e vazão do regime permanente para o fluido de referência (água) calculado pelo Python e pelo SPS. Esse regime permanente foi usado como base para todos os cenários que consideram escoamento do fluido de referência, com propriedades descritas na Tabela 3, e para os cenários de análise do módulo de compressibilidade, uma vez que a vazão e a pressão no regime permanente independem desta propriedade.

A Figura 34 e a Figura 35, disponíveis nos itens B.1 e B.2, apresentam o perfil de pressão e vazão do regime permanente calculado pelo Python e pelo SPS para os cenários de escoamento do fluido com massa específica  $600 \text{ kg/m}^3$  e  $1.200 \text{ kg/m}^3$ , respectivamente.

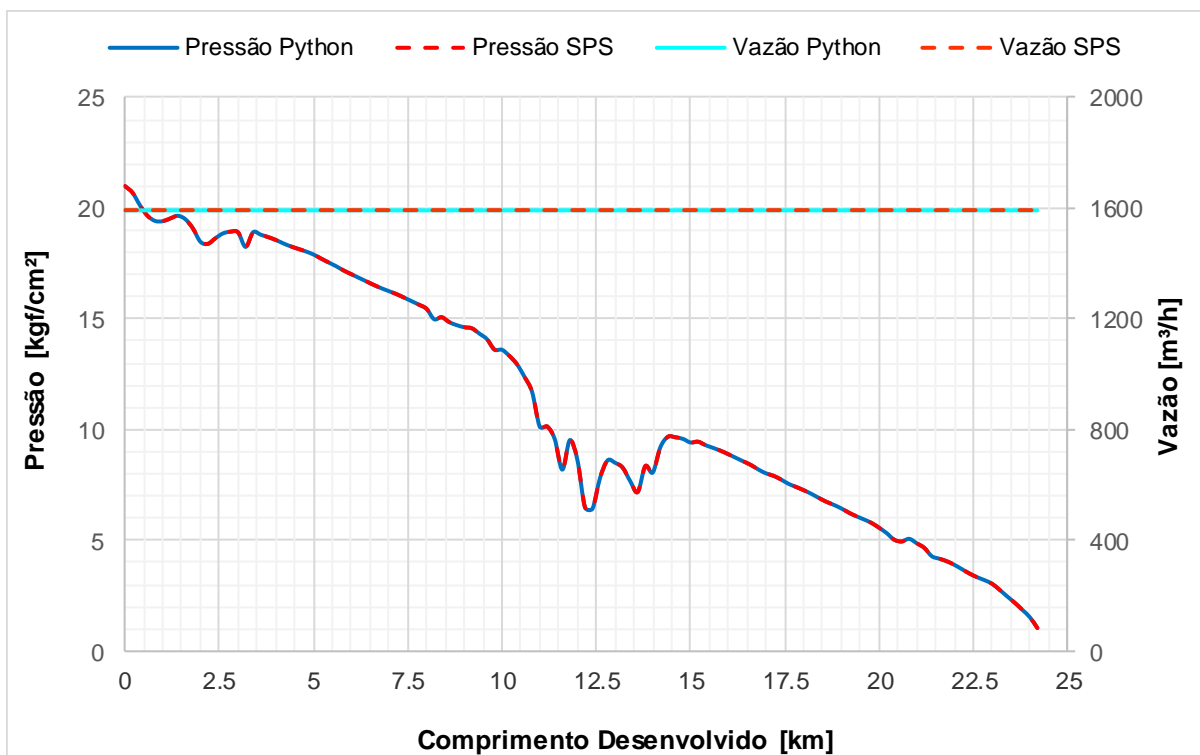


Figura 16 – Comparação entre os perfis de pressão e a vazão no oleoduto obtidos com o código em Python e com o simulador SPS, para regime permanente

Os valores da pressão no quilômetro desenvolvido 12,2, onde se observou o maior erro relativo, e da vazão calculados pelo Python e pelo SPS no regime permanente dos cenários que consideram escoamento do fluido de referência, assim como os respectivos erros relativos, estão descritos na Tabela 9.

Tabela 9 – Comparação entre pressão e vazão na posição do oleoduto com maior erro relativo observado entre o código Python e o simulador SPS

	Python	SPS	Erro Relativo
<b>Pressão</b>	6,492 kgf/cm <sup>2</sup> (0,637 MPa)	6,499 kgf/cm <sup>2</sup> (0,637 MPa)	0,108%
<b>Vazão</b>	1592,186 m <sup>3</sup> /h	1592,89 m <sup>3</sup> /h	0,044%

Os valores da pressão no quilômetro desenvolvido 12,2, onde se observou o maior erro relativo, e da vazão calculados pelo Python e pelo SPS no regime permanente para os cenários de escoamento dos fluidos de massa específica 600 kg/m<sup>3</sup> e 1.200 kg/m<sup>3</sup>, assim como os respectivos erros relativos, estão descritos

na Tabela 17 e na Tabela 18, respectivamente, disponíveis no Apêndice B. Nota-se que os erros relativos observados entre o código em Python (MOC + Diferenças Finitas) e o SPS (Diferenças Finitas) foram muito pequenos, de modo que a metodologia proposta para determinação do regime permanente, descrita no Apêndice A, foi considerada aceitável.

#### 4.1.1 Validação do Programa

A Figura 17 apresenta o perfil de pressões máximas resultantes do Python (MOC + Diferenças Finitas) e do SPS (Diferenças Finitas) para o cenário mais crítico. Como este cenário apresentou os maiores erros relativos e as justificativas apresentadas neste item são válidas para todos os cenários, a discussão será voltada para os resultados dele, porém os perfis de pressões máximas do cenário intermediário e menos crítico estão representados na Figura 36 e na Figura 41, respectivamente, disponíveis no item B.3, no Apêndice B.

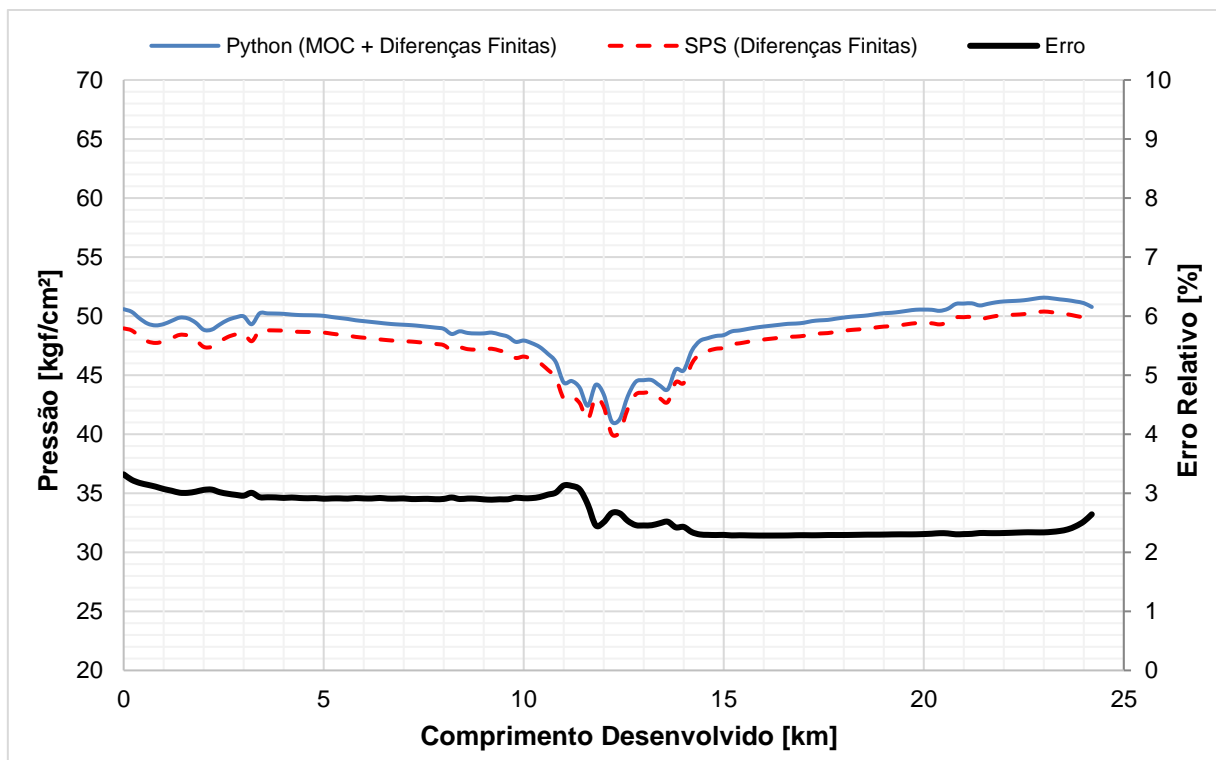


Figura 17 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos com o código em Python e o SPS, no cenário mais crítico do caso 1, descrito no item 3.1.1



A Tabela 10 apresenta os erros relativos mínimos, médios e máximos para os três cenários.

Tabela 10 – Comparação entre o erro relativo mínimo, máximo e médio entre os resultados do Python e do SPS nos três cenários avaliados, descritos no item 3.1.1

<b>Cenário</b>	<b>Erro Relativo Mínimo</b>	<b>Erro Relativo Máximo</b>	<b>Erro Relativo Médio</b>
<b>Mais crítico</b>	2,283%	3,320%	2,653%
<b>Intermediário</b>	0,003%	0,453%	0,235%
<b>Menos crítico</b>	0,080%	0,894%	0,422%

Analisando-se os resultados, percebe-se que, para os três cenários, os erros relativos no início do duto são maiores que no fim. Isso pode ser justificado por uma possível diferença na modelagem da válvula de retenção, uma vez que é o fechamento dela que define as máximas pressões no começo do duto. Outro possível motivo seria uma diferença na modelagem do tanque de envio, uma vez que o SPS considera uma taxa da variação máxima admissível para a vazão no tanque, enquanto o Python não. Esse limite da variação na vazão é perceptível analisando a Figura 18, que apresenta a variação da vazão no envio do oleoduto com o tempo, para o cenário crítico. A Figura 40 e a Figura 44, disponíveis no item B.3 apresentam os resultados para o cenário intermediário e menos crítico.

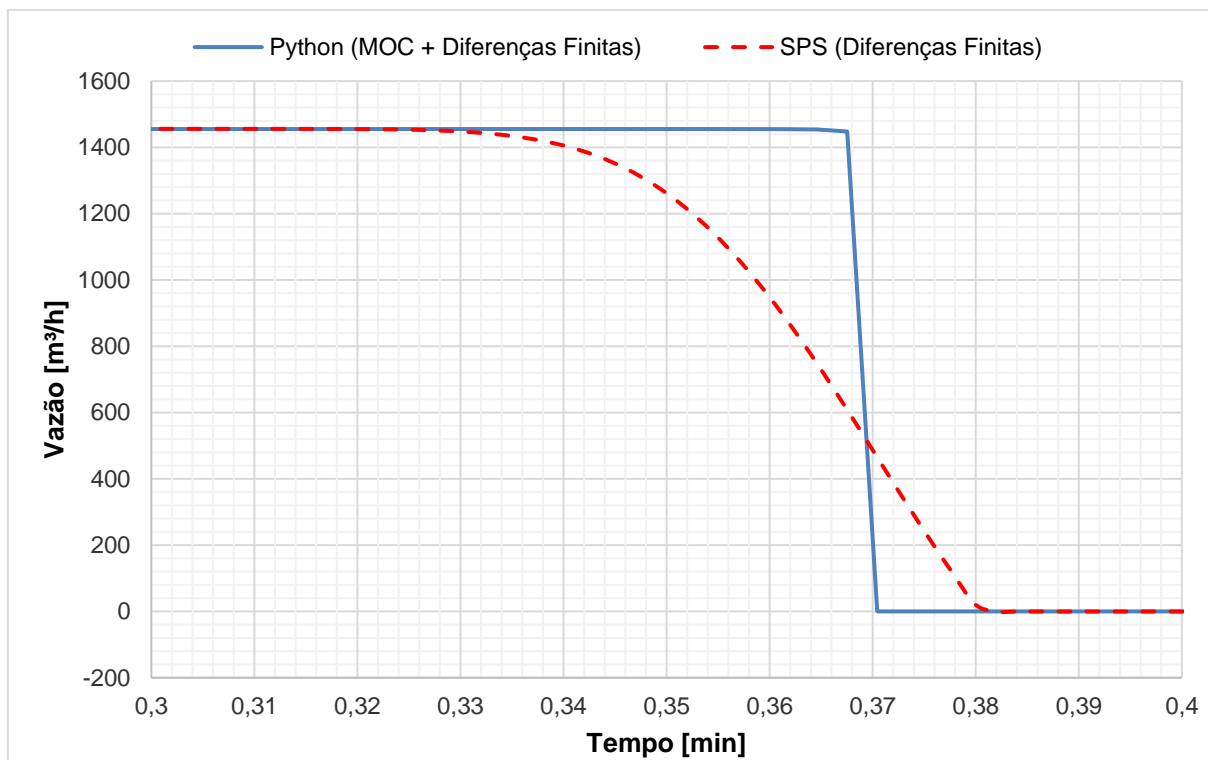


Figura 18 – Comparação entre a variação da vazão no envio com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário mais crítico, descrito no item 3.1.1

Percebe-se que, principalmente no caso crítico, a variação da vazão de envio com o tempo no SPS é menos abrupta do que na modelagem clássica proposta por Wylie e Streeter (1978), adotada no programa em Python. Essa diferença é menos perceptível no caso intermediário e no caso menos crítico, uma vez que o tempo de fechamento da válvula nesses cenários é maior, além da diferença das curvas de fechamento dos diferentes tipos de válvula em cada cenário. Pela teoria fundamental do golpe de aríete, que resultou na Equação (2.1), sabe-se que a variação da velocidade de escoamento com o tempo está diretamente ligada à variação de pressão do transiente hidráulico. Portanto, a modelagem do tanque de envio no Python, que resultou em maiores variações na vazão (e consequentemente na velocidade) num mesmo intervalo de tempo, pode ter influenciado nos maiores valores de pressão no início do duto, para os três casos.

A Figura 19 apresenta a variação da vazão no recebimento com o tempo no caso crítico, dada pela modelagem da válvula de fechamento rápido. A Figura 39 e a Figura 44, disponíveis no item B.3 apresentam os resultados para o cenário

intermediário, dada pela modelagem da válvula linear, e menos crítico, dada pela modelagem da válvula esfera, respectivamente.

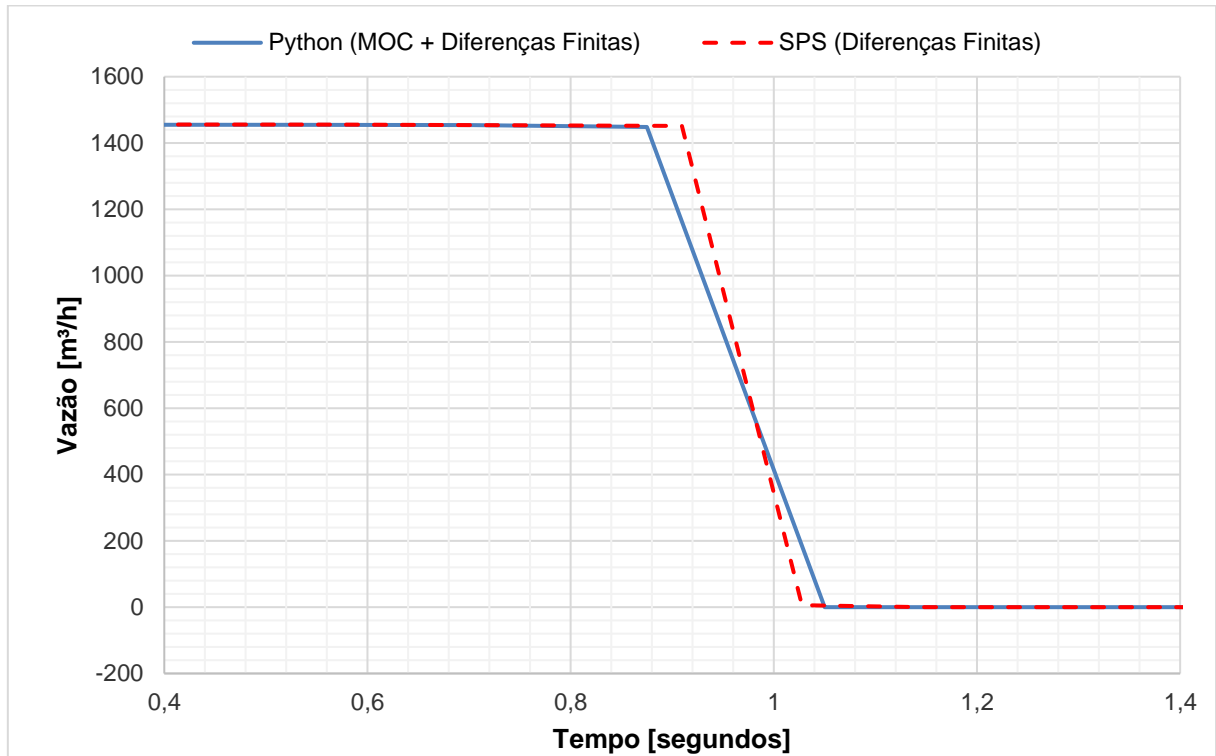


Figura 19 – Comparação da variação da vazão no recebimento com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário mais crítico, descrito no item 3.1.1

Percebe-se que a vazão no recebimento varia de forma muito semelhante entre os dois simuladores para os três cenários considerados, e, portanto, considerou-se que a modelagem das três válvulas foi validada. Nota-se que a maior diferença observada, no cenário crítico, pode ser justificada pela diferença de passo de tempo de cálculo entre os dois métodos. Conforme discutido no item 2.3.1, o intervalo de passo de tempo de cálculo do código em Python é fixo e consequente da equação característica do sistema ( $\frac{dx}{dt} = \pm a$ ), de modo que o passo de tempo de cálculo é obtido pela relação  $\Delta t = \frac{\Delta x}{a}$ , em que  $\Delta x$  é a discretização espacial definida inicialmente. Como o fechamento é muito rápido, um pequeno descasamento entre os passos de tempo de cálculo pode causar uma alteração significativa na curva representada, apesar dos resultados numéricos estarem próximos.

A Figura 20 apresenta a variação da pressão de recebimento com o tempo para o caso mais crítico. A Figura 37 e a Figura 42, disponíveis no item B.3, apresentam os resultados para o caso intermediário e o caso menos crítico, respectivamente.

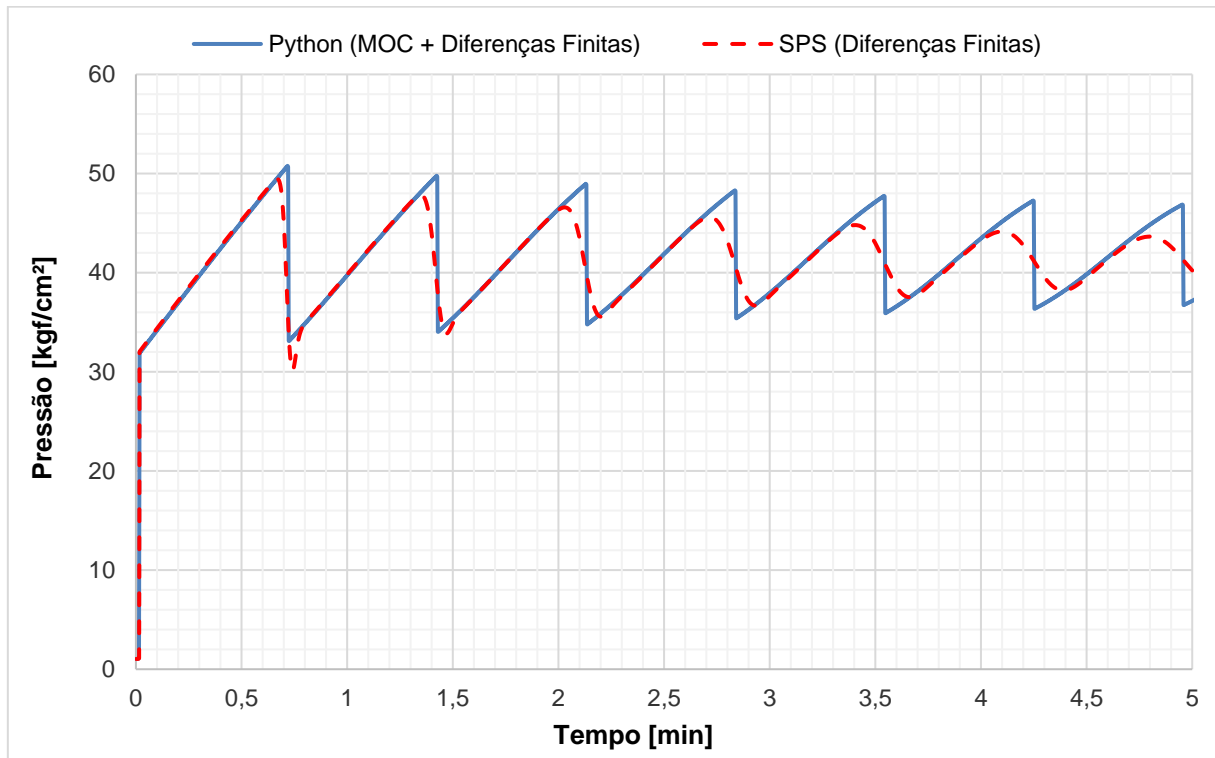


Figura 20 – Comparação entre a variação da pressão de recebimento com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário mais crítico, descrito no item 3.1.1

Nota-se que o comportamento da curva no primeiro pico de pressão, que define as pressões máximas no duto, é muito semelhante nos três casos, especialmente no caso intermediário e no caso menos crítico. Entretanto, percebe-se que a atenuação da pressão ao longo do tempo é consideravelmente mais rápida no SPS do que no Python, em todos os três casos. Esse efeito é uma consequência conhecida da modelagem tradicional pelo método das características e está relacionada às aproximações adotadas quanto ao cálculo do fator de atrito (WAN; ZHU; HU, 2010; ZHANG; WAN; SHI, 2018), que é considerado constante e igual ao fator de atrito no regime permanente durante toda a simulação. Este fator de atrito é calculado para regime turbulento pela Equação de Colebrook (A.6). Entretanto, durante o transiente hidráulico a vazão varia consideravelmente em todo o duto, passando pelos regimes de transição, laminar e sub-laminar, os quais apresentam diferentes relações para o

cálculo do fator de atrito. Como a metodologia desenvolvida por Wylie e Streeter (1978) não considera o regime do escoamento para o cálculo do fator de atrito, a atenuação da pressão acaba subestimada, uma vez que o fator de atrito nos regimes de menor vazão são significativamente maiores que os calculados para regime turbulento. Entretanto, como o objetivo do simulador desenvolvido é a determinação das pressões máximas no oleoduto e estas não são tão afetadas pela atenuação da onda de pressão, a diferença observada foi considerada aceitável para o propósito do trabalho.

A Figura 21 apresenta a variação da pressão de envio com o tempo no cenário mais crítico. A Figura 38 e a Figura 43, disponíveis no item B.3, apresentam os resultados para o cenário intermediário e menos crítico, respectivamente.

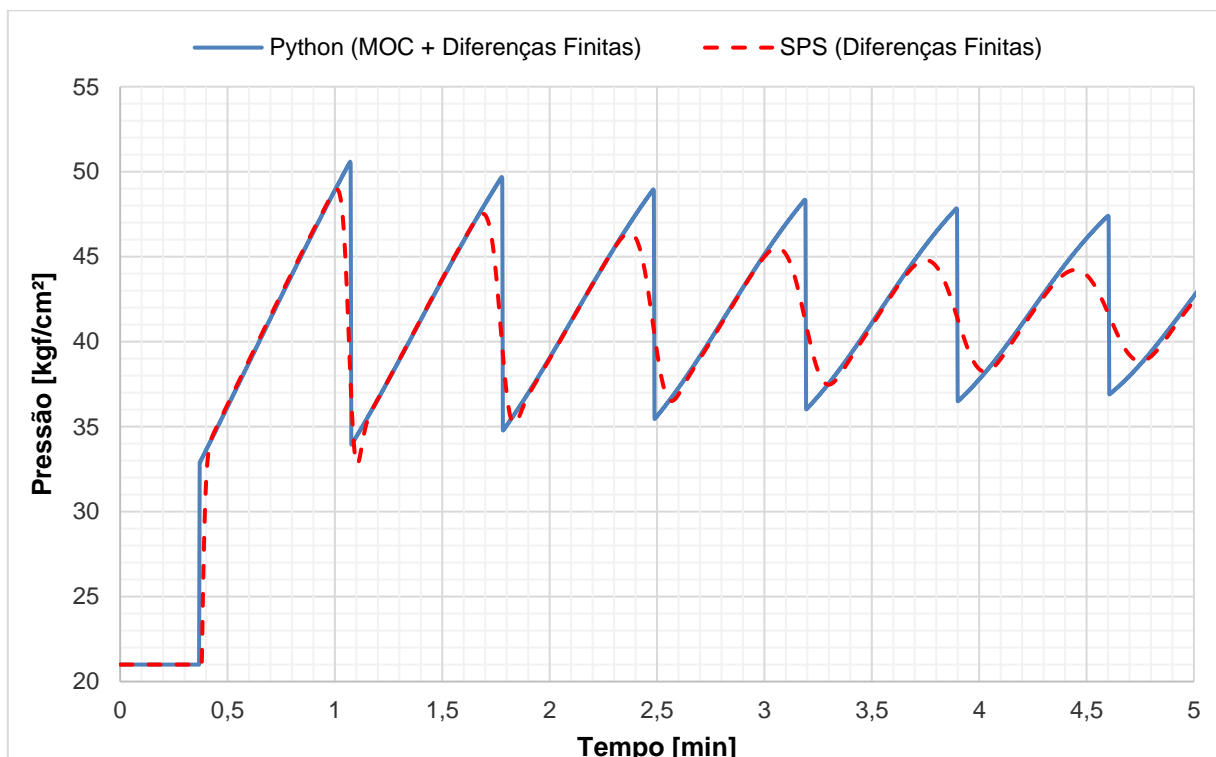


Figura 21 – Comparação entre a variação da pressão de envio com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário mais crítico, descrito no item 3.1.1

É possível perceber o mesmo comportamento observado para a pressão de recebimento: o primeiro pulso de pressão apresenta comportamento similar entre os dois simuladores, porém os seguintes apresentam um erro cada vez maior por consequência da diferença da atenuação. Novamente ressalta-se a diferença entre os

valores de pressão máxima obtidos no envio, que é maior que a diferença observada entre os valores de pressão máxima no recebimento, para os três casos.

Dito isso, considerando os baixos erros relativos para as pressões máximas em todos os três cenários simulados e o comportamento similar das variações de vazão e pressão no recebimento, determinadas pela modelagem das válvulas de bloqueio, em ambos os simuladores, a modelagem do caso 1 para o programa em Python foi considerada validada.

#### 4.1.2 Influência da Curva da Válvula no Transiente Hidráulico

A Figura 22 apresenta os resultados de pressões máximas obtidos pelo programa em Python para o fechamento da válvula de fechamento rápido, em azul, da válvula de fechamento linear, em verde, e da válvula esfera, em vermelho. A linha tracejada em preto representa a pressão de referência para o limite de resistência mecânica do oleoduto.

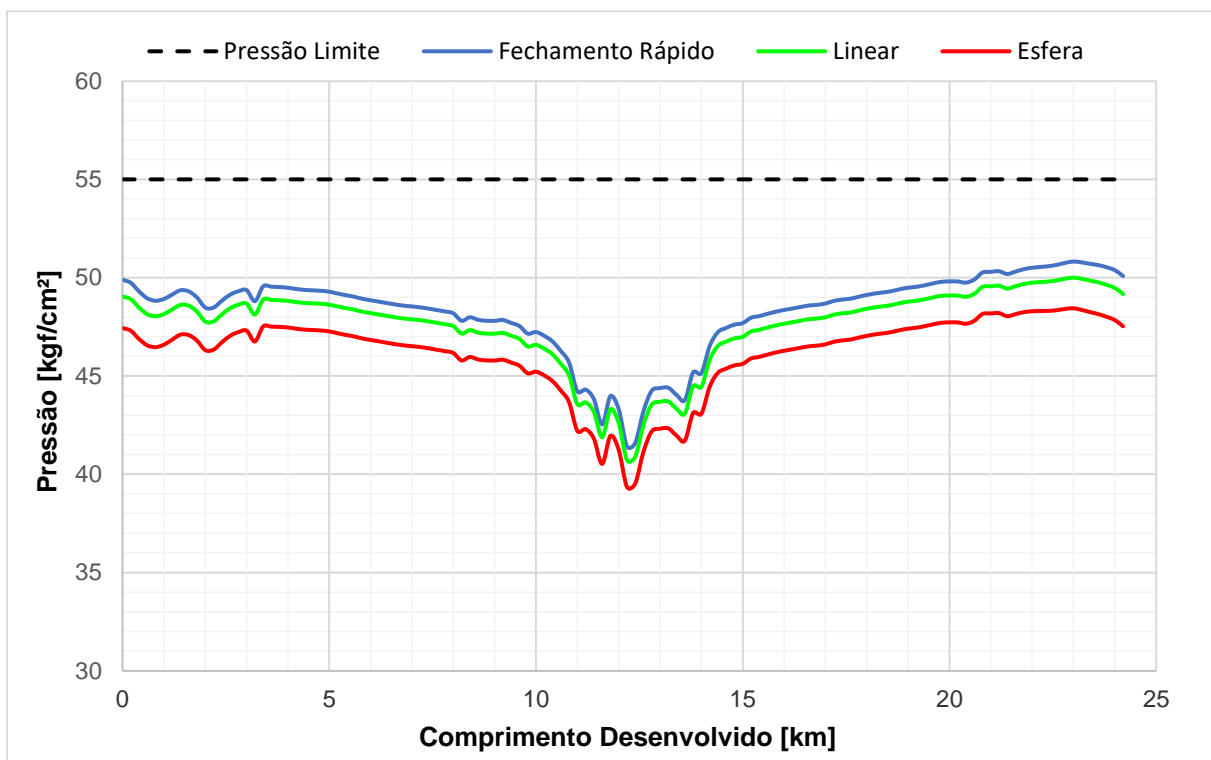


Figura 22 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos pelo código em Python para os diferentes tipos de válvula

Analisando-se os resultados, percebe-se que as pressões máximas para o fechamento da válvula de fechamento rápido alcançaram o maior valor dentre os três tipos de válvula, seguida pela válvula linear e, por último, a válvula esfera. Isso ocorre pois há uma maior variação no  $C_v$  (e conseqüentemente na vazão) em um menor intervalo de tempo na curva característica da válvula de fechamento rápido comparada às demais, conforme pôde ser visto na Figura 13. O resultado obtido está de acordo com a teoria fundamental do golpe de aríete desenvolvida por Allievi, Joukowsky e Frizell, conforme descrito no item 2, que diz que a variação da pressão decorrente do transiente hidráulico é diretamente proporcional a variação na vazão, conforme explicitado na Equação (2.1) para um caso extremo de fechamento instantâneo.

#### **4.1.3 Influência do Tempo de Fechamento da Válvula Esfera no Transiente Hidráulico**

A Figura 23 apresenta os resultados de pressões máximas obtidas pelo programa em Python para os tempos de fechamento de 15 segundos, em azul, 30 segundos, em verde, 60 segundos, em vermelho e 90 segundos, em amarelo. A linha tracejada em preto representa a pressão de referência para o limite de resistência mecânica do oleoduto.

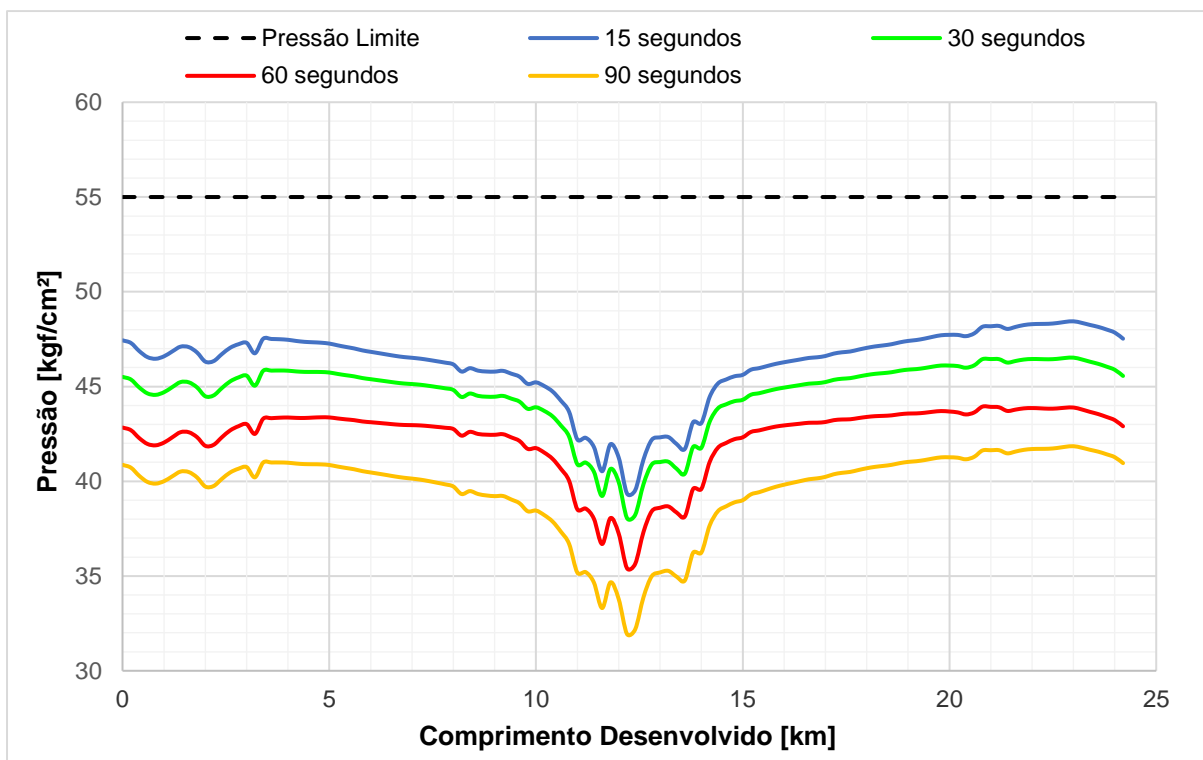


Figura 23 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos pelo código em Python para os diferentes tempos de fechamento

Analisando-se os resultados, percebe-se que as válvulas com menor tempo de fechamento provocaram as maiores pressões resultantes do transiente hidráulico. Nota-se que apesar da curva de fechamento da válvula ser a mesma em todos os casos, quanto menor o tempo de fechamento das válvulas maior será a variação de vazão com o tempo, como pode ser visto pela Figura 24, que apresenta a variação do  $C_v$  da válvula em função do tempo. Portanto, assim como discutido na análise de sensibilidade da curva da válvula, descrita no item 4.1.2, as maiores pressões observadas são consequência da maior variação de velocidade de escoamento com o tempo.

Nota-se também que apesar dos casos de fechamentos de 15 e 30 segundos serem ambos considerados de fechamento instantâneo, uma vez que ambos os tempos de fechamento são inferiores ao tempo crítico (de aproximadamente 39 segundos para o sistema modelado), a pressão máxima obtida para a válvula com menor tempo de fechamento foi significativamente maior. O mesmo ocorre para os casos de fechamento em 60 e 90 segundos, em que apesar de ambos serem



fechamento não instantâneo, o caso com fechamento em 60 segundos resultou em maiores pressões máximas.

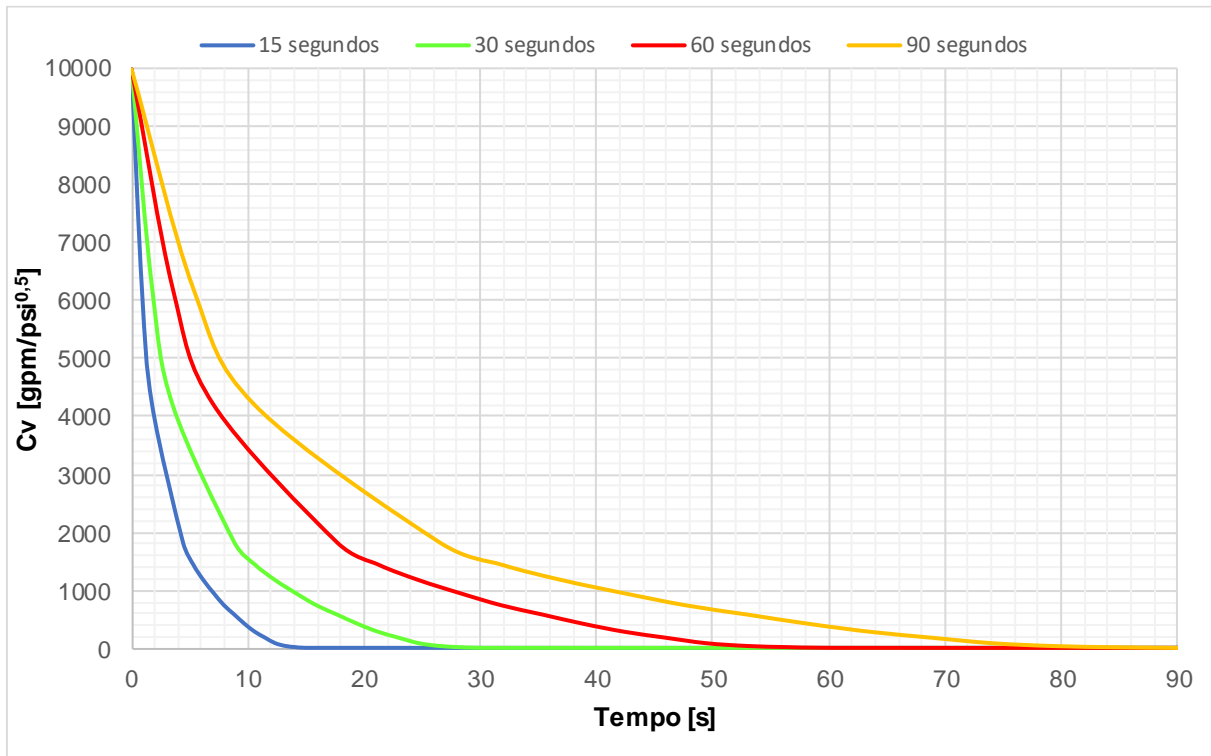


Figura 24 – Variação do  $C_v$  em função do tempo de simulação para cada válvula

#### 4.1.4 Influência da Massa Específica no Transiente Hidráulico

Ao contrário das demais análises de sensibilidade realizadas, que só alteraram os resultados do transiente hidráulico, a variação da massa específica do produto altera também o regime permanente inicial do sistema, uma vez que tanto a vazão no regime permanente quanto o perfil de pressão dependem da massa específica do produto, conforme descrito nos itens A.3 e A.4. Além disso, conforme discutido no item 2.2.3, a massa específica do produto afeta inversamente a celeridade da onda de pressão, de modo que quanto maior a massa específica do produto, menor a celeridade. Portanto, a vazão no regime permanente e a celeridade da onda de pressão para o produto 1, com massa específica  $1.200 \text{ kg/m}^3$ , para o produto de referência, com massa específica de  $998 \text{ kg/m}^3$  e para o produto 2, com massa específica de  $600 \text{ kg/m}^3$  estão representadas na Tabela 11.

Tabela 11 – Vazão no regime permanente para os produtos com diferentes massas específicas

Produto	Massa Específica	Vazão
Produto 1	1.200 kg/m <sup>3</sup>	1455,3 m <sup>3</sup> /h
Referência	998 kg/m <sup>3</sup>	1592,2 m <sup>3</sup> /h
Produto 2	600 kg/m <sup>3</sup>	2036,0 m <sup>3</sup> /h

A Figura 25 apresenta o perfil de pressão no regime permanente para o produto 1, em vermelho, para o fluido de referência, em azul, e para o produto 2, em verde.

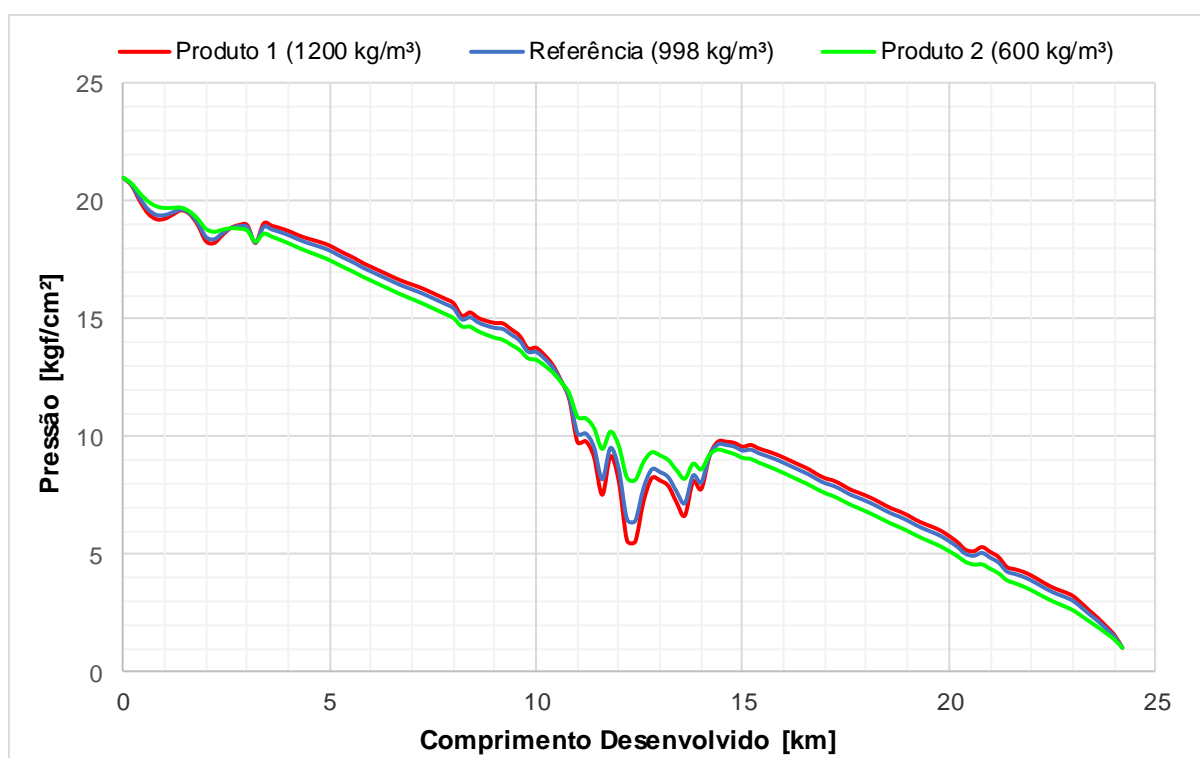


Figura 25 – Comparação entre os perfis de pressão no regime permanente para o produto 1, produto 2 e o produto de referência

Como a pressão em qualquer ponto do oleoduto é a soma da pressão do escoamento (dada pela conversão da carga piezométrica em pressão) com a pressão hidrostática (dada pela pressão da coluna de líquido, em função da elevação no ponto), percebe-se que quanto maior a massa específica, maior a influência do perfil de elevação nas pressões no oleoduto.

A Figura 26 apresenta os resultados de pressões máximas obtidas pelo programa em Python para o produto 1, em vermelho, para o produto de referência, em azul, e para o produto 2, em verde. A linha tracejada em preto representa a pressão de referência para o limite de resistência mecânica do oleoduto.

Os resultados obtidos coincidem com o esperado, uma vez que o fluido de maior massa específica apresentou as maiores pressões máximas decorrente do transiente hidráulico. Isso ocorre pois, para um mesmo volume de fluido, o produto com maior massa específica possui maior massa, que resulta numa maior quantidade de movimento, e conseqüentemente maior força de impacto na válvula fechada, decorrente da inércia das camadas de fluido ainda em movimento.

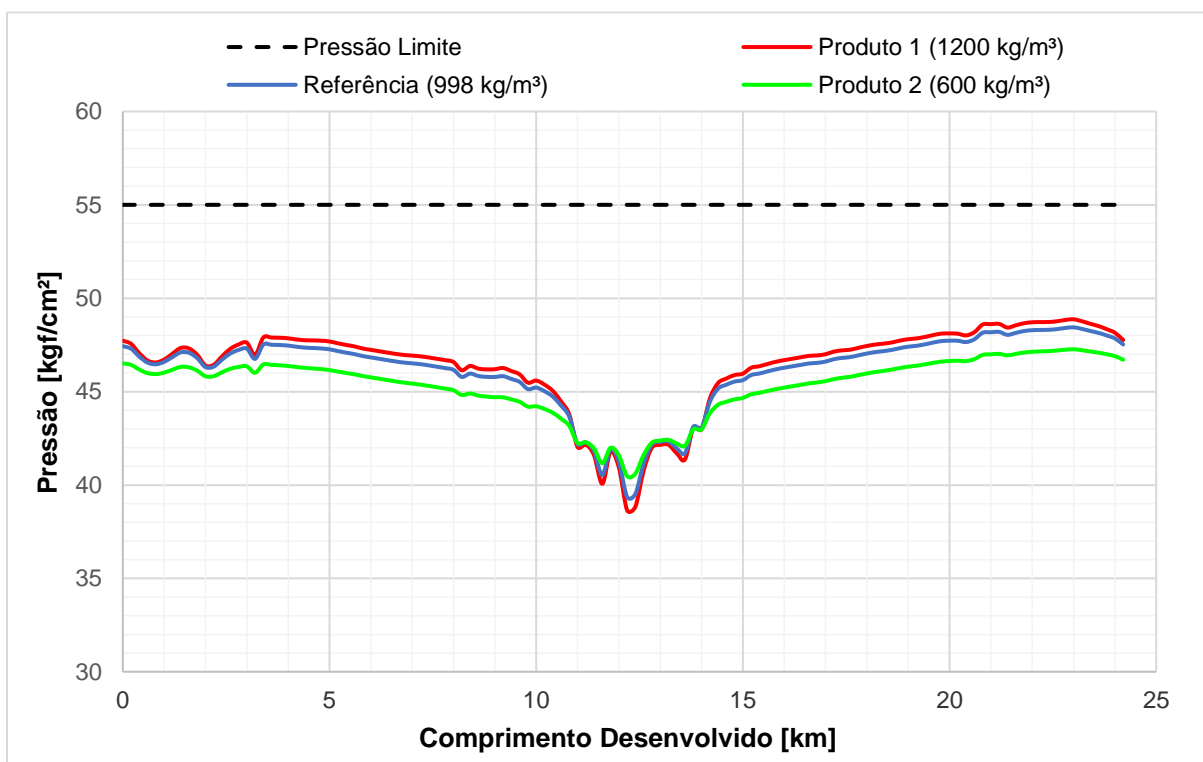


Figura 26 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos pelo código em Python para os produtos com diferentes massas específicas

Pelos resultados obtidos, percebe-se que mesmo com menores vazões de regime permanente (e conseqüentemente menores variações de velocidade do fluido com o tempo durante o fechamento da válvula) e com menor celeridade da onda de pressão, o cenário de escoamento do fluido com maior massa específica resultou nas maiores pressões máximas após o fechamento da válvula.

A Tabela 12 apresenta a variação de pressão calculada pela Equação de Joukowski (2.1) para cada produto considerado. A variação na velocidade foi obtida dividindo a vazão no regime permanente, descrita na Tabela 11, pela área transversal do duto, de aproximadamente 0,183 m<sup>2</sup>.

Tabela 12 – Variação na pressão por Joukowski para cada produto

<b>Produto</b>	<b>Massa Específica</b>	$\Delta v$	<b>Celeridade</b>	$\Delta P$ (Joukowski)
<b>Produto 1</b>	1.200 kg/m <sup>3</sup>	2,210 m/s	1142,768 m/s	30,904 kgf/cm <sup>2</sup> (3,031 MPa)
<b>Referência</b>	998 kg/m <sup>3</sup>	2,418 m/s	1253,093 m/s	30,835 kgf/cm <sup>2</sup> (3,024 MPa)
<b>Produto 2</b>	600 kg/m <sup>3</sup>	3,092 m/s	1616,118 m/s	30,573 kgf/cm <sup>2</sup> (2,998 MPa)

Percebe-se que os resultados obtidos na análise de sensibilidade são compatíveis com a teoria fundamental do golpe de aríete, uma vez que o produto com maior massa específica apresenta o maior ganho de pressão. Isso ocorre pois o aumento percentual da massa específica de um produto para o outro, neste caso, compensa a redução percentual na variação da velocidade e na variação da celeridade. Nota-se, entretanto, que a variação de pressão obtida pela equação de Joukowski não é a mesma obtida pelo código em Python, uma vez que a equação de Joukowski apresenta um caso simplificado, desconsiderando a perda de carga por atrito, considerando fechamento imediato da válvula de bloqueio, dentre outras suposições.

#### 4.1.5 Influência do Módulo de Compressibilidade no Transiente Hidráulico

A Figura 27 apresenta os resultados de pressões máximas obtidas pelo programa em Python para o produto de referência, com módulo de compressibilidade de 2,2 GPa, em azul; para o produto 3, com módulo de compressibilidade de 1,75 GPa, em vermelho; e para o produto 4, com módulo de compressibilidade de 1,3 GPa, em verde. A linha tracejada em preto representa a pressão de referência para o limite de resistência mecânica do oleoduto.

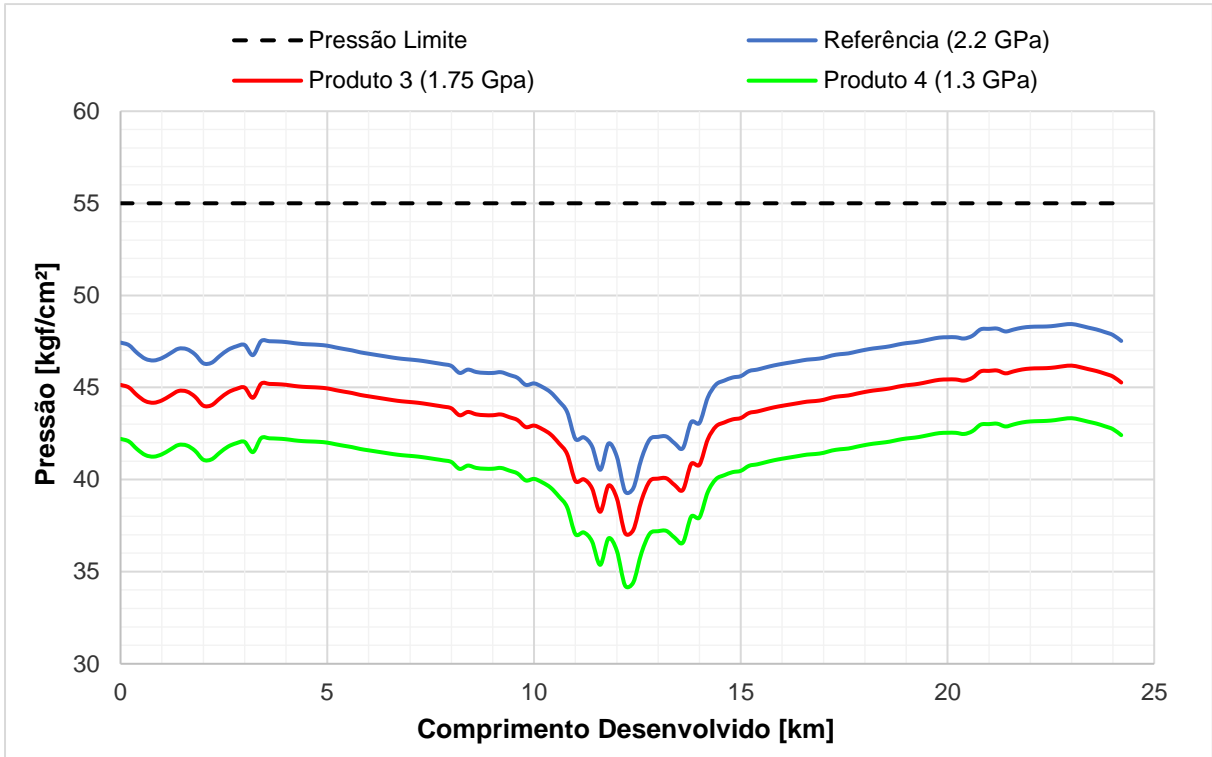


Figura 27 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos pelo código em Python para os produtos com diferentes módulos de compressibilidade

Conforme discutido no item 2.2.3, o módulo de compressibilidade do fluido altera diretamente a celeridade da onda de pressão. Quanto maior o módulo de compressibilidade, ou seja, quanto mais incompressível for o fluido, maior é a celeridade. A Tabela 13 apresenta a celeridade da onda de pressão em cada cenário, em função da variação do módulo de compressibilidade dos produtos.

Tabela 13 – Módulo de compressibilidade dos produtos e celeridade da onda de pressão

<b>Produto</b>	<b>Módulo de Compressibilidade</b>	<b>Celeridade</b>
<b>Referência</b>	2,2 GPa	1253,093 m/s
<b>Produto 3</b>	1,75 GPa	1152,021 m/s
<b>Produto 4</b>	1,3 GPa	1025,493 m/s

Os resultados obtidos coincidem com o esperado, uma vez que quanto mais incompressível for o fluido menor é o amortecimento do impacto do fluido em movimento na válvula fechada, resultando em um maior pico de pressão. Além disso,

a maior celeridade faz com que a onda de pressão atinja as camadas adjacentes de fluido mais rapidamente, resultando num aumento de pressão mais súbito. Por fim, os resultados estão de acordo com a teoria fundamental do golpe de aríete, que afirma que o aumento de pressão no golpe de aríete é diretamente proporcional à celeridade da onda de pressão, conforme a Equação (2.1).

## 4.2 CASO 2: SISTEMA COM BOMBA CENTRÍFUGA

### 4.2.1 Validação do Programa

A Figura 28 apresenta o perfil de pressões máximas resultantes do Python (MOC + Diferenças Finitas) e do SPS (Diferenças Finitas) para o cenário intermediário. Ao contrário do observado na validação do caso 1, o cenário mais crítico com a bomba centrífuga apresentou os menores erros relativos, e o cenário intermediário apresentou os maiores erros relativos. Por isso, a discussão deste item será voltada para os resultados do cenário intermediário, porém as justificativas apresentadas neste item são válidas para os resultados de todos cenários. Os perfis de pressões máximas do cenário mais crítico e menos crítico estão representados na Figura 46 e na Figura 52, respectivamente, disponíveis no item B.4.

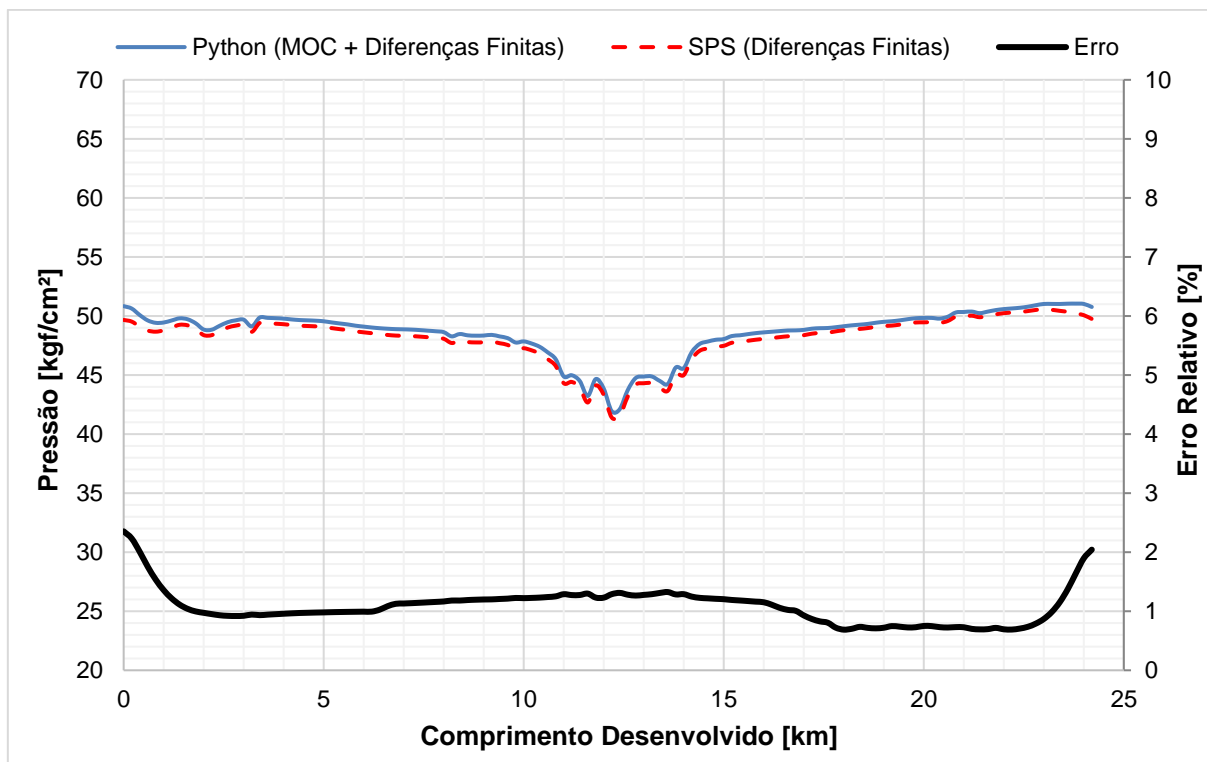


Figura 28 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos pelo código em Python e pelo SPS para o cenário intermediário, descrito no item 3.2.1

A Tabela 14 apresenta os erros relativos mínimos, médios e máximos para os três cenários. Os erros relativos médios foram calculados pela média aritmética dos erros em cada ponto da malha característica.

Tabela 14 – Comparação entre o erro relativo mínimo, máximo e médio entre os resultados do Python e do SPS nos três cenários avaliados, descritos no item 3.2.1

Cenário	Erro Relativo Mínimo	Erro Relativo Máximo	Erro Relativo Médio
<b>Mais crítico</b>	0,044%	0,094%	0,067%
<b>Intermediário</b>	0,688%	2,353%	1,088%
<b>Menos crítico</b>	0,301%	1,035%	0,679%

Analisando a Figura 28, referente ao perfil de pressões máximas do caso intermediário, percebe-se que os maiores erros relativos entre o Python (MOC + Diferenças Finitas) e o SPS (Diferenças Finitas) ocorre justamente próximo às condições de contorno das extremidades, sendo o erro relativo significativamente

menor no meio do duto. Analisando a Figura 29 e a Figura 30, que apresentam a variação na pressão de recebimento e envio, respectivamente, para o caso intermediário, percebe-se que apesar do formato geral da curva ser semelhante entre os dois simuladores, os resultados do programa em Python (MOC + Diferenças Finitas) apresentam picos mais pontiagudos que os apresentados pelo SPS (Diferenças Finitas). Essa diferença pode estar relacionada a diferenças de cálculo entre os métodos numéricos adotados nos simuladores ou a alguma rotina de tratamento de dados adotada no SPS. Nota-se que desconsiderando essa diferença nas extremidades, o erro relativo das pressões máximas no resto do duto fica em torno de 1%. A variação da pressão de recebimento e envio com o tempo são apresentadas na Figura 47 e na Figura 48, para o cenário mais crítico, e na Figura 53 e na Figura 54, para o cenário menos crítico, respectivamente, disponíveis no item B.4.

Como a válvula de recebimento já foi considerada validada na discussão do item 4.1.1 e o objetivo da validação do caso 2 é a análise comparativa da modelagem das bombas centrífugas, o foco da discussão deste item será na variação da vazão e pressão com o tempo no envio do oleoduto, para avaliação do comportamento das bombas modeladas.



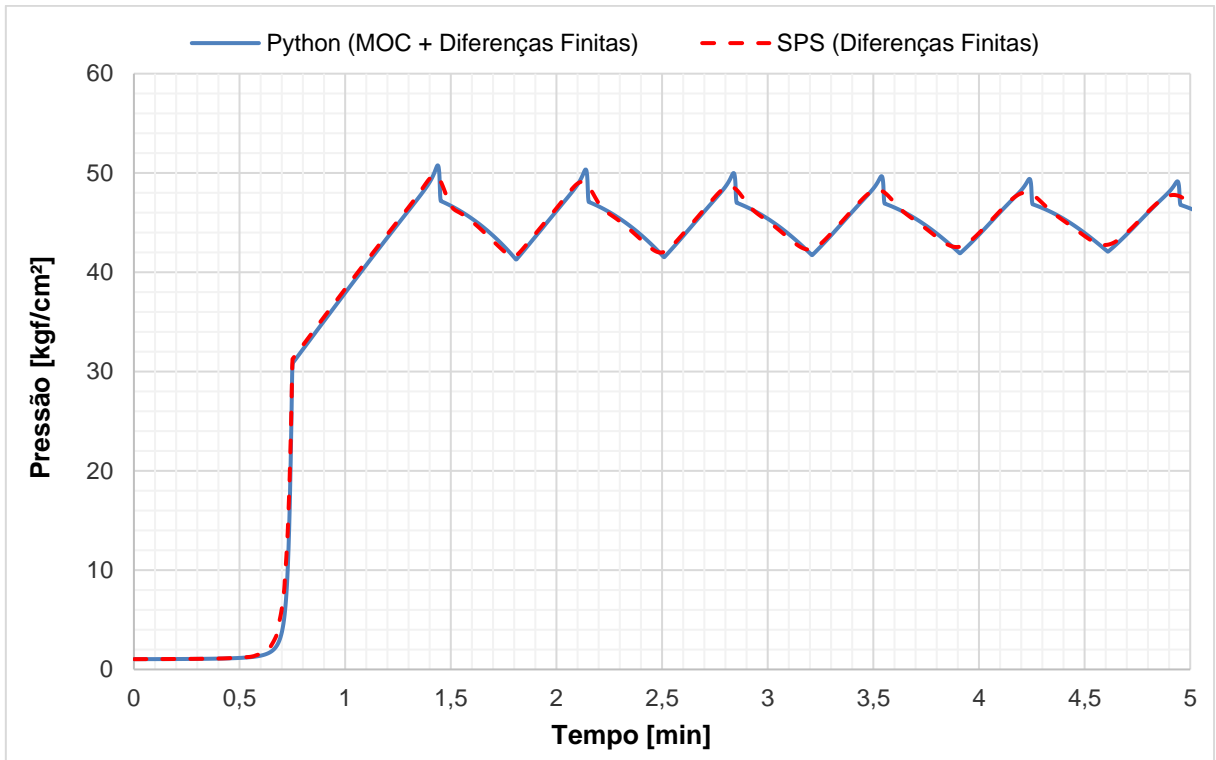


Figura 29 – Comparação entre a variação da pressão de recebimento com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário intermediário, descrito no item 3.2.1

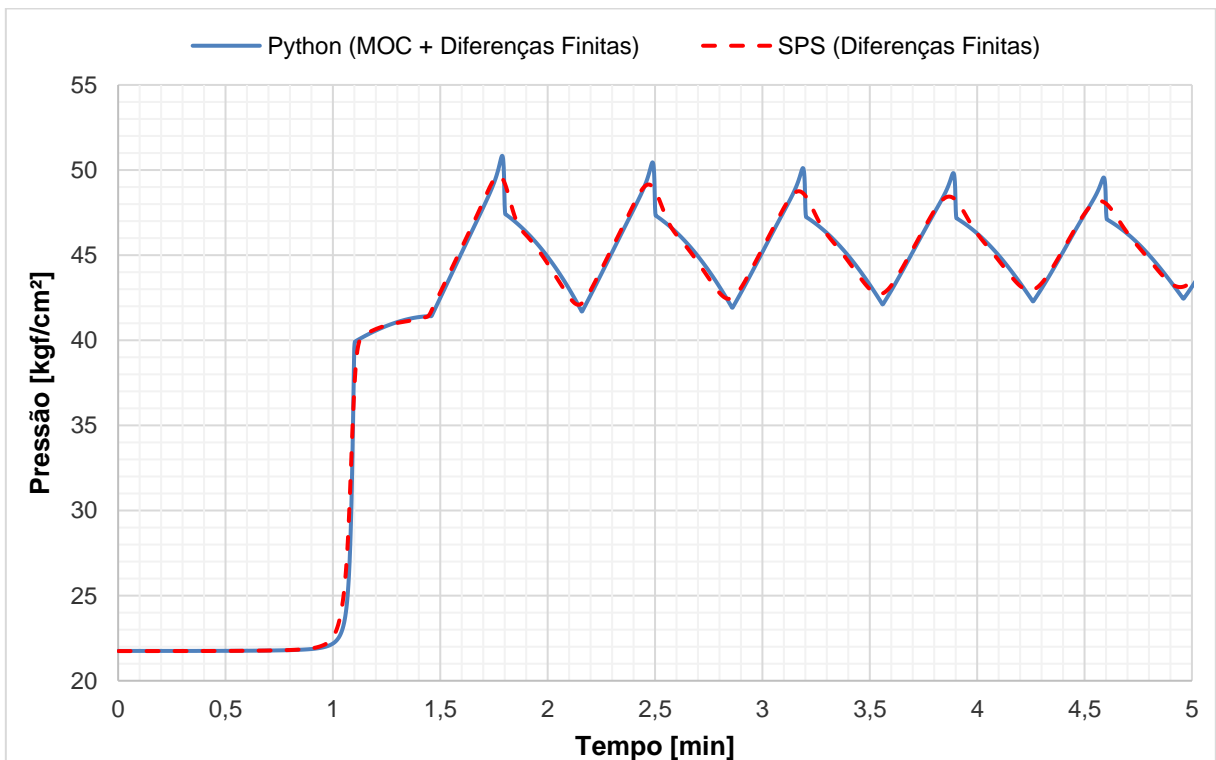


Figura 30 – Comparação entre a variação da pressão de envio com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário intermediário, descrito no item 3.2.1

Analisando-se primeiramente a variação da pressão de envio com o tempo, apresentada na Figura 30, percebe-se que o comportamento de todas as curvas é semelhante em ambos os simuladores. Interpretando as curvas do cenário crítico e intermediário: o primeiro aumento de pressão, entre o minuto 1 e 1,1, para o cenário intermediário, e entre o minuto 0,3 e 0,4, para o cenário crítico, é consequência da onda de pressão decorrente do fechamento da válvula de recebimento. Porém, ao contrário do que ocorre no caso 1, em que a pressão no tanque é constante, a pressão de descarga da bomba varia em função da vazão e de sua curva característica. Portanto, a vazão na bomba diminui em ambos os casos até que a bomba atinja uma vazão que, correlacionada por sua respectiva curva característica, resulte numa pressão de descarga superior a pressão do golpe de aríete. O segundo aumento de pressão, entre o minuto 1,1 e 1,45, para o cenário intermediário, e entre o minuto 0,4 e 1,1, para o cenário crítico, ocorre pois a medida que o restante do duto é pressurizado a vazão na bomba diminui gradativamente, buscando equilibrar a pressão de descarga com a pressão no início do oleoduto. Nota-se que o ponto de pressão máximo atingido nesta etapa coincide com a pressão de descarga máxima de cada bomba (dada pela pressão no tanque, de 1 kgf/cm<sup>2</sup>, somada ao  $\Delta P$  máximo de cada bomba, conforme Tabela 7). Por fim, o terceiro aumento de pressão, a partir do minuto 1,1, no cenário crítico, e a partir do minuto 1,45, no cenário intermediário, é consequência do fechamento da válvula de retenção no início do duto. No cenário menos crítico, porém, a pressão máxima de descarga da bomba é de 17,199 kgf/cm<sup>2</sup> (dada pela pressão no tanque, de 1 kgf/cm<sup>2</sup>, somada ao  $\Delta P$  máximo da bomba, igual a 16,199 kgf/cm<sup>2</sup> para o cenário menos crítico, conforme Tabela 7), que não é maior que a pressão do golpe de aríete resultante do fechamento da válvula. Por isso, a variação da pressão de envio com o tempo ocorre em apenas duas etapas: o primeiro aumento de pressão, decorrente do fechamento da válvula simultâneo ao aumento de pressão em função da variação da pressão de descarga da bomba, por consequência da variação da vazão, entre o minuto 0,5 e 1,55, e o segundo aumento de pressão, decorrente do fechamento da válvula de retenção, a partir do minuto 1,55.

As mesmas etapas descritas acima podem ser analisadas pelos gráficos de variação de vazão no envio com o tempo, apresentados na Figura 31, para o cenário

intermediário, e na Figura 50 e Figura 56 para o cenário mais crítico e menos crítico, respectivamente, disponíveis no item B.4.

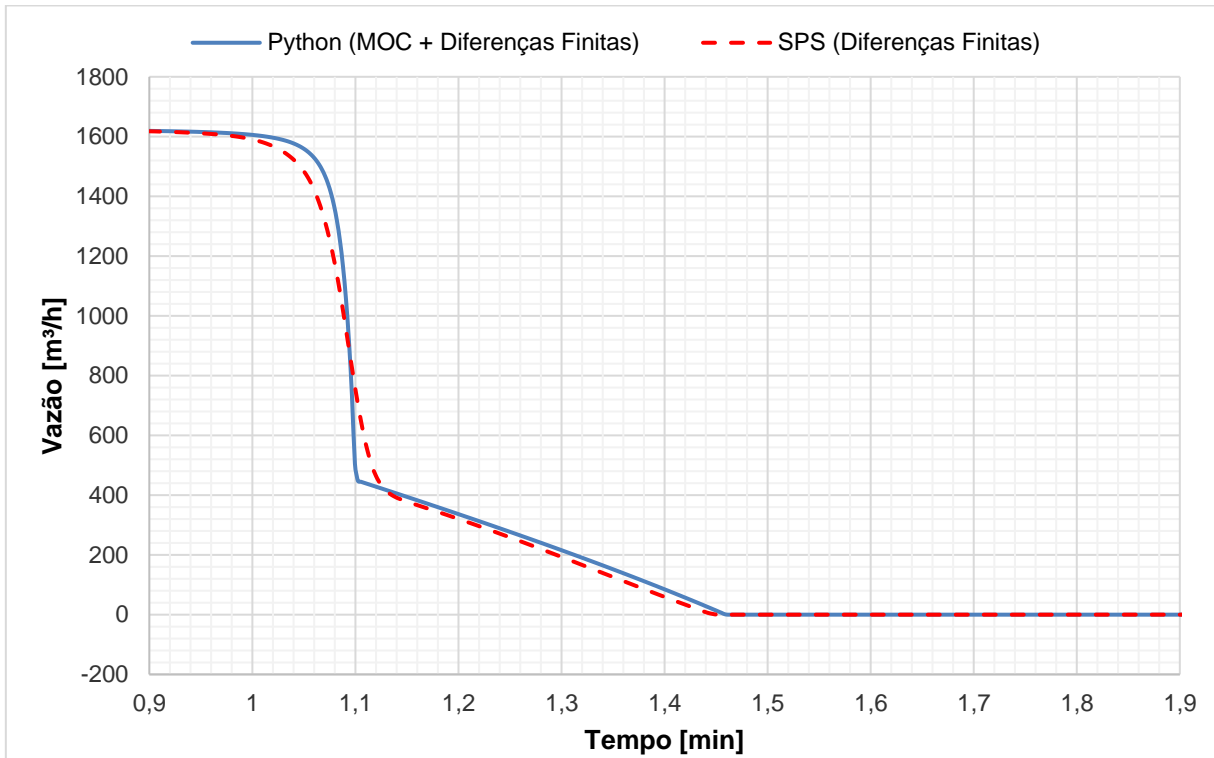


Figura 31 – Comparação entre a variação da vazão no envio com o tempo obtida pelo código em Python e pelo SPS para o cenário intermediário, descrito no item 3.2.1

Dito isso, considerando os baixos erros relativos para as pressões máximas em todos os três casos simulados e o comportamento similar das bombas em ambos os simuladores, a modelagem das bombas para o programa em Python foi considerada validada.

#### 4.2.2 Influência da Curva da Bomba no Transiente Hidráulico

Conforme descrito no item 3.2.2, as curvas das bombas 1 e 2 foram definidas de modo a se obter uma vazão (e conseqüentemente um perfil de pressão) de regime permanente igual ao da bomba de referência. A Tabela 15 apresenta a vazão e a pressão de descarga em regime permanente obtidas para cada bomba modelada.

Tabela 15 – Vazão e pressão de descarga no regime permanente para os três cenários modelados

	Vazão	Pressão de Descarga
<b>Regime Permanente</b>	1623,6 m <sup>3</sup> /h	21,75 kgf/cm <sup>2</sup>

A Figura 32 apresenta os resultados de pressões máximas obtidas pelo programa em Python para a bomba 1, em vermelho, para a bomba 2, em verde, e para a bomba de referência, em azul. A linha tracejada em preto representa a pressão de referência para o limite de resistência mecânica do oleoduto.

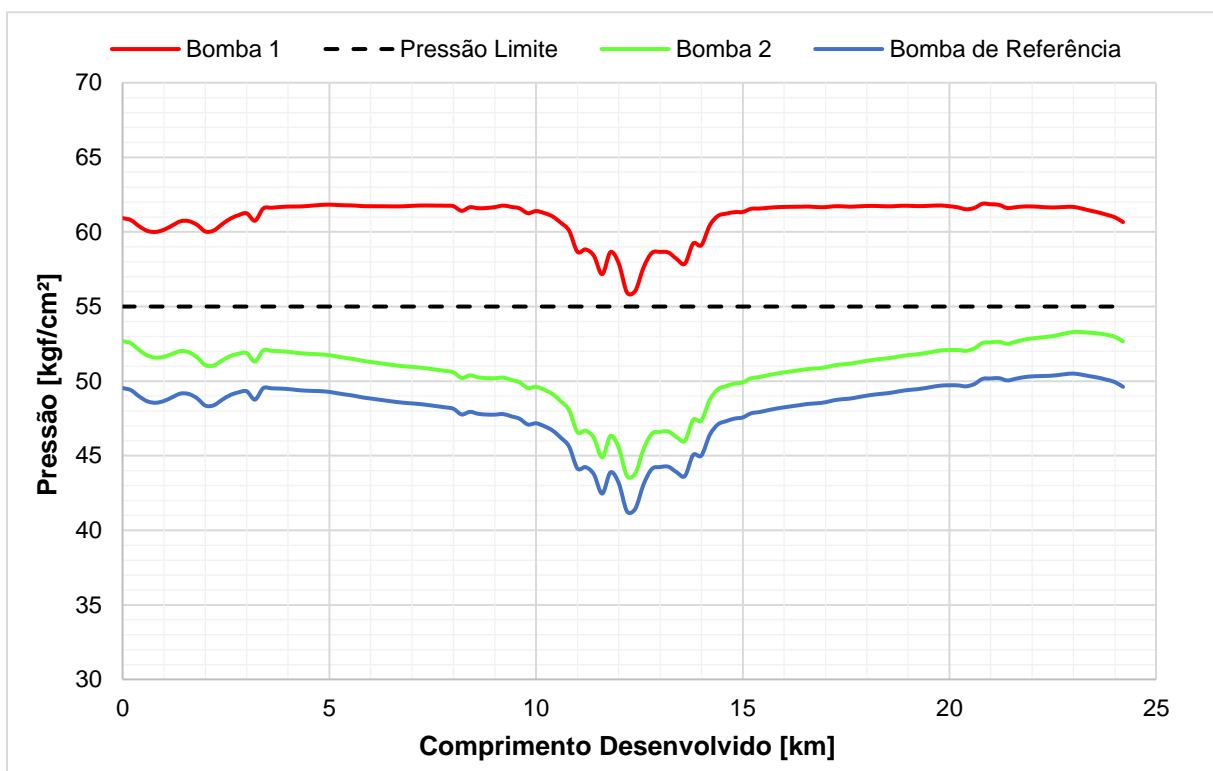


Figura 32 – Comparação entre os perfis de pressões máximas obtidos pelo código em Python para as diferentes bombas modeladas

Analisando-se a Figura 32, percebe-se que, como esperado, as pressões máximas no cenário com a bomba de maior carga máxima foram consideravelmente maiores que nos demais, sendo inclusive maiores que a pressão limite de resistência do oleoduto. Isso ocorre pois além do aumento de pressão no duto decorrente do fechamento da válvula, há também um aumento da pressão de envio em função da redução da vazão na bomba, relacionada pela sua respectiva curva característica,

conforme Figura 15. Analisando a curva característica de cada uma, percebe-se que uma pequena variação da vazão na bomba 1 altera significativamente a pressão de descarga na bomba, ao contrário da bomba de referência, por exemplo, que quase não sofre influência da variação da vazão na pressão de descarga.

A Tabela 16 apresenta as pressões de descarga máximas para cada bomba, considerando a massa específica do produto bombeado.

Tabela 16 – Carga máxima e variação de pressão máxima nas bombas em cada cenário

<b>Cenário</b>	<b>Carga Máxima</b>	<b>Pressão de Descarga Máxima</b>
<b>Bomba 1</b>	540 m	54,888 kgf/cm <sup>2</sup> (5,285 MPa)
<b>Bomba 2</b>	405 m	41,416 kgf/cm <sup>2</sup> (3,963 MPa)
<b>Bomba de Referência</b>	270 m	27,944 kgf/cm <sup>2</sup> (2,642 MPa)

Nota-se que apesar da pressão de descarga máxima da bomba 1 ser inferior à pressão limite do oleoduto, as pressões resultantes do golpe de aríete são significativamente maiores, indicando que esta bomba não poderia ser utilizada no sistema considerado.

Analisando a Figura 57, a Figura 59 e a Figura 61, disponíveis no item B.5, que apresentam a variação da pressão de envio para a bomba 1, para a bomba 2 e para a bomba de referência, respectivamente, percebe-se que as pressões máximas alcançadas no minuto 1,14, para a bomba 1, no minuto 0,78, para a bomba 2 e no minuto 0,54, para a bomba de referência, correspondem às pressões máximas de descarga, que ocorrem quando a vazão na bomba chega a zero. As etapas de pressurização são as mesmas descritas no item 4.2.1: o primeiro aumento de pressão em função da redução súbita de vazão decorrente do fechamento da válvula; o segundo aumento de pressão, decorrente da tentativa de estabilização da pressão de descarga da bomba com a pressão no restante do duto; e o terceiro aumento de pressão, decorrente do fechamento da válvula de retenção. Assim como observado no item 4.2.1, o cenário com a bomba de referência não apresenta o segundo aumento

de pressão, uma vez que a sua pressão máxima de descarga não é o suficiente para vencer o aumento de pressão decorrente do fechamento da válvula de bloqueio.

## 5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Considerando os baixos erros relativos entre as pressões máximas obtidas pelo simulador em Python (MOC + Diferenças Finitas) e o SPS (Diferenças Finitas) para os cenários avaliados, considerou-se que o simulador desenvolvido é capaz de capturar com acurácia as consequências de um transiente hidráulico em sistemas que respeitam as premissas do programa. Nota-se que em todos os cenários simulados em que se observaram maiores erros relativos entre ambos os simuladores as pressões máximas resultantes do programa em Python (MOC + Diferenças Finitas) foram superiores às registradas pelo SPS (Diferenças Finitas), indicando resultados mais conservadores no programa desenvolvido.

Pela análise de sensibilidade realizada, percebe-se que os resultados do programa desenvolvido correspondem com os esperados ao se variar as principais propriedades do fluido e dos equipamentos do sistema. Verifica-se também que os resultados atendem à teoria fundamental do golpe de aríete. Nota-se que de todos os cenários analisados para ambos os casos modelados, apenas no cenário utilizando a bomba 1 as pressões resultantes do transiente hidráulico superaram as pressões limites do oleoduto, destacando-se a importância da escolha da bomba adequada para o sistema. Entretanto, mesmo não ultrapassando a pressão limite estipulada, percebe-se que os perfis de pressões máximas variaram consideravelmente nos demais cenários, principalmente na análise de sensibilidade da curva e do tempo de fechamento da válvula, indicando a relevância da correta seleção e configuração das válvulas de bloqueio do oleoduto a fim de garantir uma operação segura.

Destacam-se as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Análise de sensibilidade da rigidez do oleoduto e do tempo de fechamento da válvula de retenção, para avaliações adicionais da robustez da rotina desenvolvida;
- Implementação do cálculo do fator de atrito em função do regime de escoamento, a fim de constatar a causa dos erros de atenuação observados;
- Implementação das equações de energia, a fim de se considerar alterações na temperatura do sistema;

- Otimização das rotinas de cálculo, para melhoria da performance do simulador;
- Desenvolvimento de uma interface gráfica;



## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDERSON, A. Menabrea's Note on Waterhammer: 1858. **Journal of the Hydraulics Division**, v. 102, n. 1, p. 29–39, 1976.

BOSSERMAN II, B. E.; HUNT, W. A. Chapter 6 - Fundamentals of Hydraulic Transients. . **Pumping Station Design (Third Edition)**. 2008. 6.1-6.13 p.

FOUST. **Princípios das Operações Unitárias**. LTC, 1982.

GERE, J. M. **Mechanics of Materials**. 6. ed. Thomson Learning, Inc, 2004.

GHIDAOU, M. S.; ZHAO, M.; MCINNIS, D. A.; AXWORTHY, D. H. A review of water hammer theory and practice. **Applied Mechanics Reviews**, v. 58, n. 1–6, p. 49–75, 2005.

DNV GL. **User Guide Synergi Pipeline Simulator 10.5.0**. 2018.

HYDRAULIC INSTITUTE. **Engineering Data Book**. 1990.

KAHE. File:Check\_valve\_swing.png. In: WIKIMEDIA COMMONS, a midiateca livre. Flórida: Wikimedia Foundation, 2006. Disponível em: <[https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Check\\_valve\\_swing.png](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Check_valve_swing.png)> sob CC BY-SA 3.0. Acesso em: 27 nov. 2020.

MATTOS, E. E. DE; FALCO, R. DE. **Bombas Industriais**. 2. ed. Interciência, 1998.

PARMAKIAN, J. **Waterhammer Analysis**. 1955.

PASETTI, G. **Válvulas de Controle**. Disponível em: <<http://professor.luzerna.ifc.edu.br/giovani-pasetti/wp-content/uploads/sites/35/2018/10/Instrumentação-Parte-8-Válvulas.pdf>>. Acesso em: 25 nov. 2020

PICKFORD, J. **Analysis of Surge**. 1. ed. Macmillan and Co, Ltd, 1969.

PIRES, L. F. G.; LADEIA, R. C. C.; BARRETO, C. V. Análise de transientes devido a fechamento rápido de válvulas em dutos curtos. **Conem2004**, 2004.

RICHARDS, J. File: Centrifugal\_pump\_volute\_Richards\_1894.png In: WIKIMEDIA COMMONS, a midiateca livre. Flórida: Wikimedia Foundation, 2011.

Disponível em: < [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Centrifugal\\_pump\\_volute\\_Richards\\_1894.png](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Centrifugal_pump_volute_Richards_1894.png)>. Acesso em: 11 dez. 2020.

STREETER, V. L. **Mecânica Dos Fluidos**. 5. ed. McGraw-Hill, 1975.

THORLEY, A. R. D. Check valve behavior under transient flow conditions: A state-of-the-art review. **Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME**, v. 111, n. 2, p. 178–183, 1989.

WAN, W. Y.; ZHU, S.; HU, Y. J. Attenuation analysis of hydraulic transients with laminar-turbulent flow alternations. **Applied Mathematics and Mechanics (English Edition)**, v. 31, n. 10, p. 1209–1216, 2010.

WOOD, F. M. **History of Water-Hammer**. Report No. 65, Abril de 1970.

WYLIE, E. B.; STREETER, V. L. **Fluid transients**. McGraw-Hill, 1978.

ZHANG, B.; WAN, W.; SHI, M. Experimental and numerical simulation of water hammer in gravitational pipe flow with continuous air entrainment. **Water (Switzerland)**, v. 10, n. 7, 2018.

## A. APÊNDICE: METODOLOGIA DE CÁLCULO DO REGIME PERMANENTE

Como discutido no item 2.3.2, é necessário um valor inicial de vazão e carga piezométrica em cada nó da malha característica para a aplicação das equações de transiente hidráulico, ou seja, é necessário determinar as condições de regime permanente iniciais, antes do fechamento da válvula. Este apêndice descreve a metodologia adotada para determinação de vazão e carga piezométrica no duto, assim como todas as etapas preliminares necessárias à preparação da malha característica.

### A.1 DISCRETIZAÇÃO DA MALHA DE CÁLCULO

Para aplicação do método de diferenças finitas é necessário que a malha característica esteja discretizada igualmente, com os pontos de cálculo separados entre si por um intervalo  $dx$  constante. Portanto, primeiramente deve ser informado um intervalo de discretização  $dx$  desejado, onde tal intervalo deve ser divisor do comprimento total do oleoduto, uma vez que é necessário um número inteiro de intervalos igualmente espaçados. É importante notar que quanto menor o intervalo  $dx$  escolhido, mais pontos de cálculo serão gerados. Além disso, como o intervalo de tempo no método das características é definido pela relação  $dt = \frac{dx}{a}$ , quanto menor a discretização adotada menor será o intervalo de tempo, resultando em mais iterações no cálculo do transiente hidráulico. Portanto, apesar de um  $dx$  pequeno melhorar a precisão dos resultados obtidos, o esforço computacional necessário para os cálculos numéricos aumenta exponencialmente, de modo que se faz necessário a escolha de um  $dx$  que equilibre a precisão dos resultados com o esforço computacional. Considerando que o comprimento total do oleoduto modelado é de 24,2 km, adotou-se um  $dx$  de 0,2 km, totalizando 121 pontos de cálculo, tanto no Python quanto no SPS.

### A.2 DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO OLEODUTO NOS PONTOS DE CÁLCULO

Para o cálculo da vazão e do perfil de pressão no oleoduto em regime permanente, é necessário determinar as características físicas do mesmo em cada

ponto de cálculo. O programa desenvolvido importa automaticamente os dados de comprimento desenvolvido (em quilômetros), cota de elevação (em metros), diâmetro externo (em polegadas) e espessura (em polegadas) do oleoduto através de uma planilha csv. O destino da planilha deve ser inserido como texto na variável “caminhoPerfil”, contendo as informações descritas anteriormente na ordem especificada, separada por vírgulas. O programa interpola linearmente os valores de cota de elevação informados na planilha para cada ponto de cálculo definido na rotina de discretização.

Apesar da rotina de construção da malha ser capaz de considerar variações de diâmetro e espessura ao longo do oleoduto, informados na planilha csv de referência, e atribuir o valor equivalente ao respectivo ponto de cálculo, a rotina de cálculo da celeridade e as equações características do sistema adotadas nesta versão do programa não são capazes de considerar variação no diâmetro interno do oleoduto, conforme descrito com mais detalhes no item A.5. Por isso, para todos os casos modelados, foi considerado um oleoduto de diâmetro e espessura constantes e iguais a 20” e 0,500”, respectivamente, valores comuns para oleodutos de transporte.

A Figura 33 representa o perfil de elevação de referência (em verde), o perfil interpolado aos pontos de cálculo no Python (em azul) e o perfil interpolado aos pontos de cálculo no SPS (em laranja).

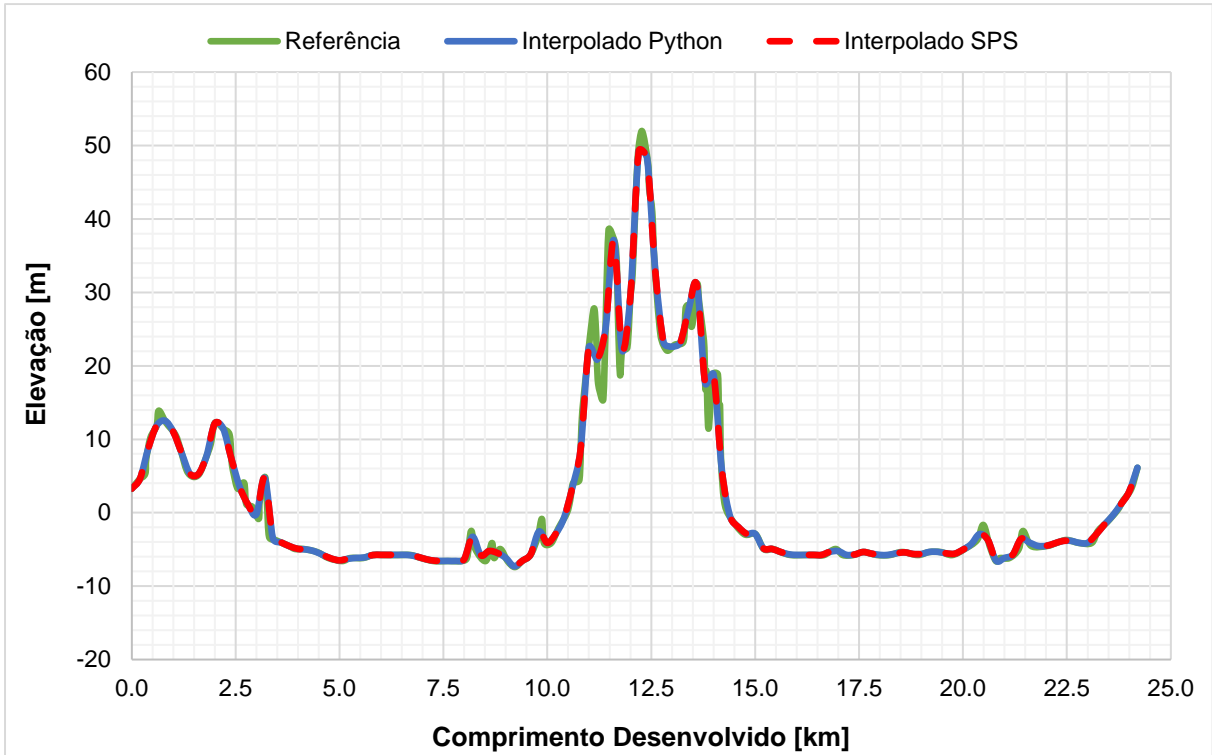


Figura 33 – Comparativo entre o perfil de referência e os perfis interpolados pelo código em Python e pelo SPS

### A.3 DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE REGIME PERMANENTE

A vazão no regime permanente foi obtida a partir da equação de energia, considerando a perda de carga por atrito ( $\Delta P_f$ ) e a perda de carga na válvula ( $\Delta P_{valv}$ ), descrita na Equação (A.1), sendo  $P_i$  a pressão,  $h_i$  a cota de elevação e  $v_i$  a velocidade do fluido no envio e  $P_o$  a pressão,  $h_o$  a cota de elevação e  $v_o$  a velocidade do fluido no recebimento do oleoduto. A perda de carga na válvula de retenção foi considerada desprezível.

$$P_i + \rho g h_i + \frac{\rho v_i^2}{2} = P_o + \rho g h_o + \frac{\rho v_o^2}{2} + \Delta P_f + \Delta P_{valv} \quad (\text{A.1})$$

Como não está sendo considerada variações na área transversal da tubulação, a velocidade do fluido no envio é igual a velocidade do fluido no recebimento ( $v_i = v_o$ ) de modo que os termos cinéticos se cancelam, resultando na Equação (A.2):

$$P_i + \rho g h_i = P_o + \rho g h_o + \Delta P_f + \Delta P_{valv} \quad (A.2)$$

Agrupando-se os termos estáticos e utilizando a variável auxiliar  $P_h$  para denotar a diferença de pressão hidrostática, obtêm-se a Equação (A.3).

$$P_h = \Delta P_f + \Delta P_{valv} , \quad \text{onde } P_h = P_i - P_o + \rho g (h_i - h_o) \quad (A.3)$$

A perda de carga por atrito é dada pela equação de Darcy-Weisbach, descrita em termos de perda de carga piezométrica ( $h_f$ ) na Equação (A.4), sendo  $f$  o fator de atrito de Darcy-Weisbach,  $L$  o comprimento da tubulação,  $D$  o diâmetro interno da tubulação,  $v$  a velocidade do fluido e  $g$  a aceleração da gravidade.

$$h_f = f \frac{L v^2}{D 2g} \quad (A.4)$$

Considerando um oleoduto cilíndrico ( $A = \frac{\pi D^2}{4}$ ) e sendo  $v = \frac{Q}{A}$  e  $h_f = \frac{P}{\rho g}$ , a Equação (A.4) pode ser reescrita em termos de variação de pressão, que é a contribuição da perda de carga por atrito na queda de pressão total no duto, conforme descrito na Equação (A.5).

$$\Delta P_f = f \frac{8\rho L Q^2}{\pi^2 D^5} \quad (A.5)$$

O fator de atrito  $f$  é obtido por um procedimento iterativo a partir da equação de Colebrook, descrita na Equação (A.6), onde  $\varepsilon$  é a rugosidade do duto,  $D$  é o diâmetro interno do duto e  $Re$  é o número de Reynolds, calculado conforme Equação (A.7), onde  $\rho$ ,  $v$  e  $\mu$  são, respectivamente, a massa específica, velocidade e viscosidade do fluido. Para chute inicial da velocidade do fluido e para início do procedimento iterativo foi considerado um  $f = 0,02$ .

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (\text{A.6})$$

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (\text{A.7})$$

A perda de carga na válvula ( $\Delta P_{valv}$ ) pode ser obtida isolando-se o termo  $\Delta P$  na equação da válvula, conforme descrito na Equação (A.8), onde  $Q$  é a vazão através da válvula,  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $\rho_w$  é a massa específica da água e  $C_v$  é o coeficiente da válvula (totalmente aberta, para regime permanente).

$$\Delta P_{valv} = \frac{\rho}{\rho_w} \frac{Q^2}{C_v^2} \quad (\text{A.8})$$

Portanto, substituindo-se as Equações (A.8) e (A.5) na Equação (A.3), obtêm-se a Equação (A.9).

$$P_h = Q^2 \left( f \frac{8\rho L}{\pi^2 D^5} + \frac{\rho}{\rho_w} \frac{1}{C_v^2} \right), \quad \text{onde } P_h = P_i - P_o + \rho g(h_i - h_o) \quad (\text{A.9})$$

Nota-se, portanto, que o cálculo da vazão no regime permanente é um procedimento iterativo, uma vez que o fator de atrito  $f$  depende da vazão no duto. Além disso, apesar de nos cenários de escoamento por diferencial de pressão (caso 1) a pressão de envio  $P_i$  ser constante e igual à pressão no tanque (definida em 21,0 kgf/cm<sup>2</sup> nos cenários do caso 1), nos cenários com bomba centrífuga (caso 2), a pressão de envio  $P_i$  é dada pela soma da pressão do tanque (definida em 1,0 kgf/cm<sup>2</sup> nos cenários do caso 2) com o diferencial de pressão fornecido pela bomba, que é relacionada pela vazão na bomba através de sua curva característica. Portanto, no caso 2, a pressão de envio é atualizada a cada iteração em função da vazão calculada naquela iteração. O procedimento iterativo é realizado até que seja atendida a igualdade denotada pela Equação (A.9) entre a diferença de pressão hidrostática  $P_h$  e a perda de carga no sistema, considerando um erro admissível de  $10^{-8}$ .

#### A.4 DETERMINAÇÃO DO PERFIL DE PRESSÃO NO REGIME PERMANENTE

Uma vez determinada a vazão, é possível calcular a pressão em cada ponto da malha de cálculo a partir da equação de Bernoulli, descrita na Equação (A.10), sendo as variáveis com índice  $i$  referentes ao ponto calculado e as variáveis com índice  $i-1$  referentes ao ponto anterior da malha característica.

$$P_{i-1} + \rho g h_{i-1} + \frac{\rho v_{i-1}^2}{2} = P_i + \rho g h_i + \frac{\rho v_i^2}{2} + P_f \quad (\text{A.10})$$

Desconsiderando-se os termos cinéticos, uma vez que não há variação na área transversal do oleoduto, substituindo a Equação (A.5) na Equação (A.10) e isolando  $P_i$ , obtêm-se a Equação (A.11), sendo  $L = dx$  a distância entre o ponto  $i$  e o ponto  $i-1$ .

$$P_i = P_{i-1} - f \frac{8\rho L Q^2}{\pi^2 D^5} + \rho g (h_{i-1} - h_i) \quad (\text{A.11})$$

Primeiramente é definida a pressão no primeiro ponto do duto, que é equivalente à pressão no tanque, no caso 1, ou à pressão do tanque somada ao diferencial de pressão fornecido pela bomba na vazão calculada, no caso 2. A partir da pressão no primeiro ponto da malha, é calculada a pressão em todos os demais pontos aplicando-se a Equação (A.11) para cada ponto  $i$ , de forma iterativa.

#### A.5 DETERMINAÇÃO DA CELERIDADE DA ONDA DE PRESSÃO

Conforme explicitado na Equação (2.23), desenvolvida no item 2.2.3, a celeridade da onda de pressão depende exclusivamente das propriedades do fluido, especificamente a massa específica e o módulo de compressibilidade, e do oleoduto, especificamente do diâmetro, espessura, módulo de elasticidade e ancoragem.

Segundo as premissas adotadas, a massa específica e o módulo de compressibilidade do fluido são constantes ao longo do duto e durante o transiente, uma vez que foi considerado escoamento isotérmico e desconsiderada a variação da massa específica com a pressão.

Conforme descrito por Wylie e Streeter (1978), caso fossem considerados trechos com alterações nas características físicas do oleoduto, como diâmetro,



espessura ou material, além de ser necessário calcular a celeridade para cada um desses trechos, uma vez que tais propriedades impactam diretamente a Equação (2.23), seria necessário adaptar a malha característica. Como o intervalo de tempo de cálculo depende da celeridade pela relação  $dt = \frac{dx}{a}$ , trechos com celeridade diferente resultariam em intervalos de cálculo  $dt$  diferentes, caso fosse adotada a estratégia de cálculo tradicional, utilizada no presente trabalho. Para manter um único  $dt$  de cálculo para todo o sistema seria necessário adotar algumas aproximações que fugiriam do escopo atual do trabalho, além de resultar num maior esforço computacional.

## B. APÊNDICE: GRÁFICOS E TABELAS DE RESULTADOS

### B.1 REGIME PERMANENTE PARA FLUIDO COM MASSA ESPECÍFICA 600 KG/M<sup>3</sup>

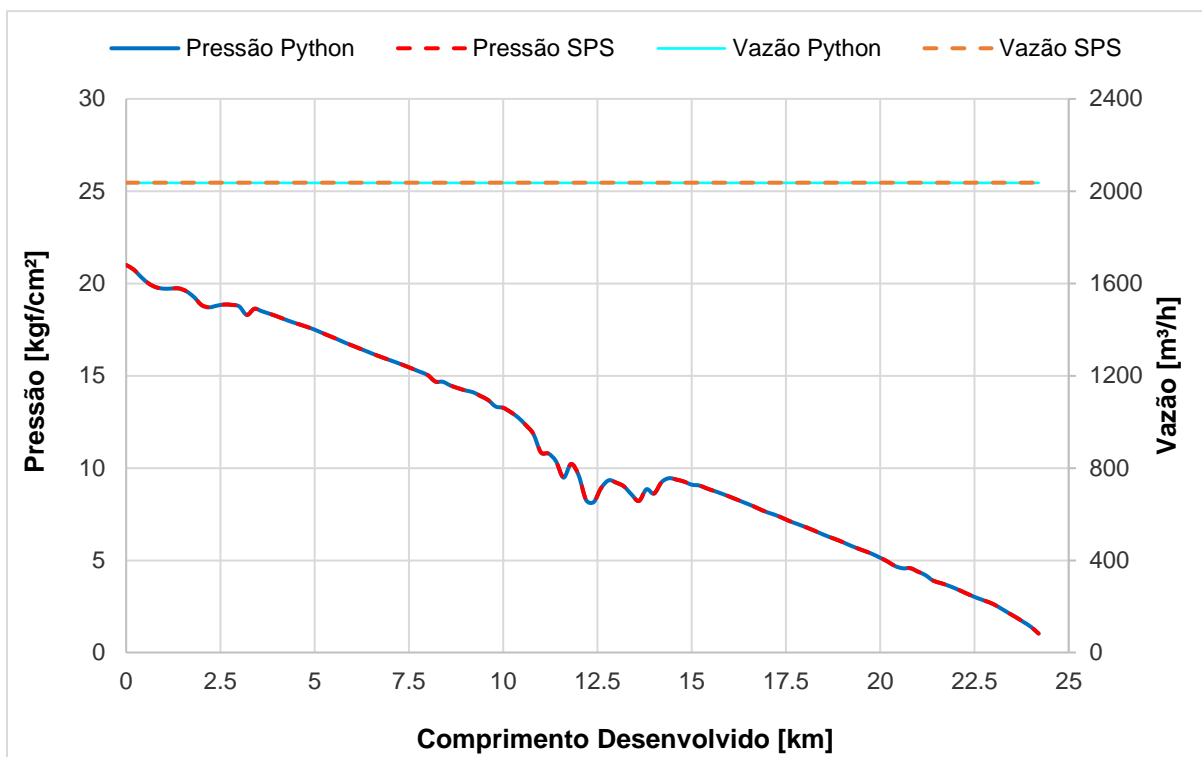


Figura 34 – Comparação entre os regimes permanentes obtidos pelo código em Python e pelo SPS para o fluido com massa específica 600 kg/m<sup>3</sup>

Tabela 17 – Pressão e vazão no regime permanente para o fluido de massa específica 600 kg/m<sup>3</sup>

	Python	SPS	Erro Relativo
<b>Pressão</b>	8,263 kgf/cm <sup>2</sup> (0,810 MPa)	8,271 kgf/cm <sup>2</sup> (0,811 MPa)	0,096%
<b>Vazão</b>	2035,974 m <sup>3</sup> /h	2036,85 m <sup>3</sup> /h	0,043%

## B.2 REGIME PERMANENTE PARA FLUIDO COM MASSA ESPECÍFICA 1.200 KG/M<sup>3</sup>

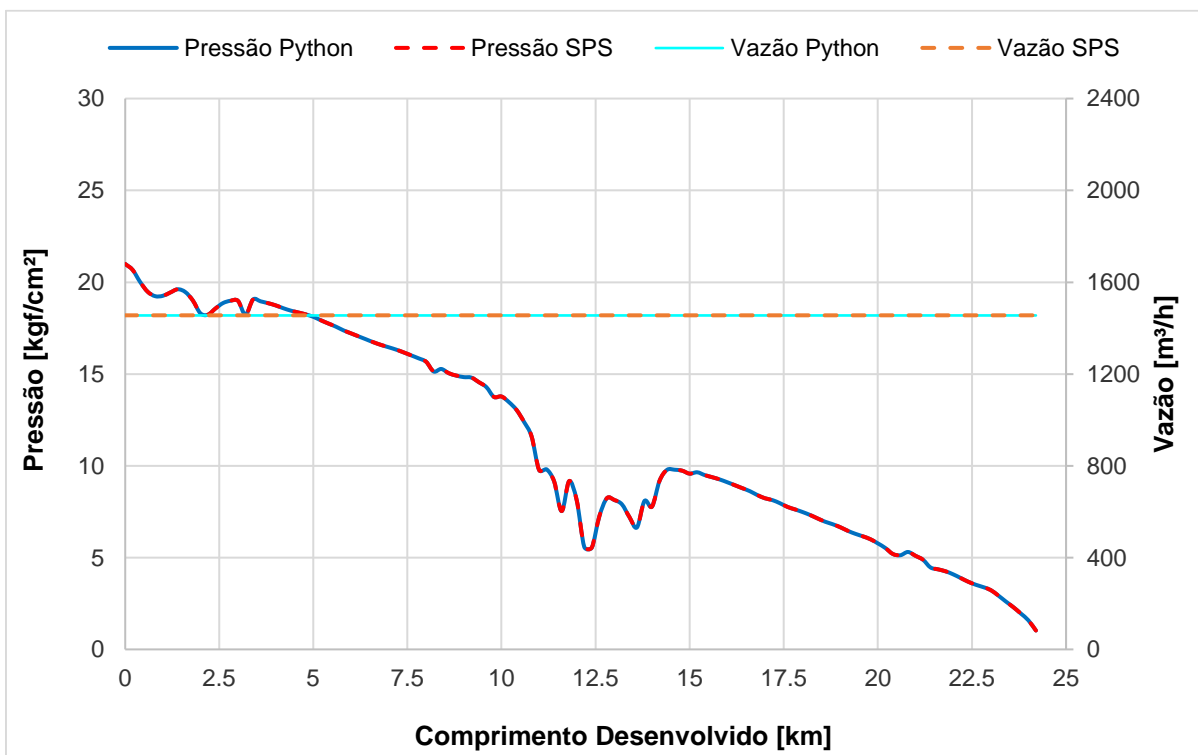


Figura 35 – Comparação entre os regimes permanentes obtidos pelo código em Python e pelo SPS para o fluido com massa específica 1.200 kg/m<sup>3</sup>

Tabela 18 – Pressão e vazão no regime permanente para o fluido de massa específica 1.200 kg/m<sup>3</sup>

	Python	SPS	Erro Relativo
<b>Pressão</b>	5,592 kgf/cm <sup>2</sup> (0,548 MPa)	5,599 kgf/cm <sup>2</sup> (0,549 MPa)	0,118%
<b>Vazão</b>	1455,263 m <sup>3</sup> /h	1455,91 m <sup>3</sup> /h	0,044%

### B.3 VALIDAÇÃO DO PROGRAMA: CASO 1

#### B.3.1 Cenário Intermediário

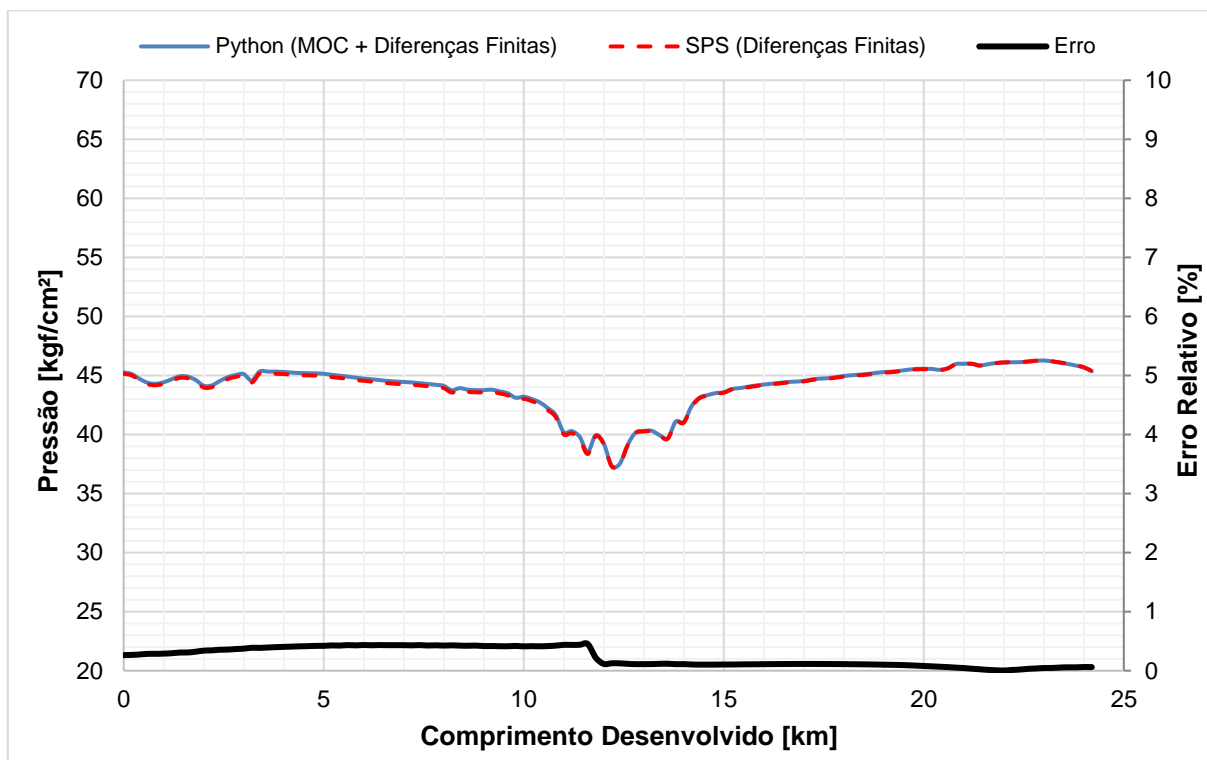


Figura 36 – Perfil de pressões máximas: cenário intermediário

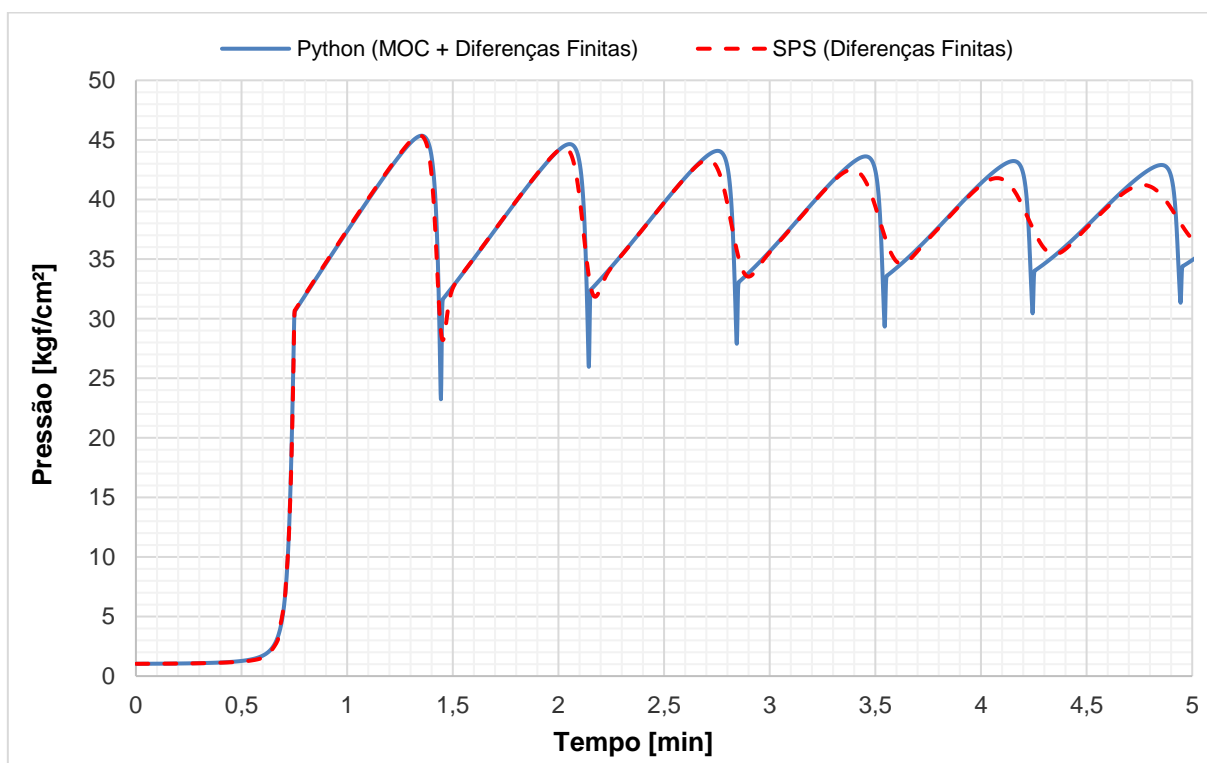


Figura 37 – Variação da pressão de recebimento com o tempo: cenário intermediário

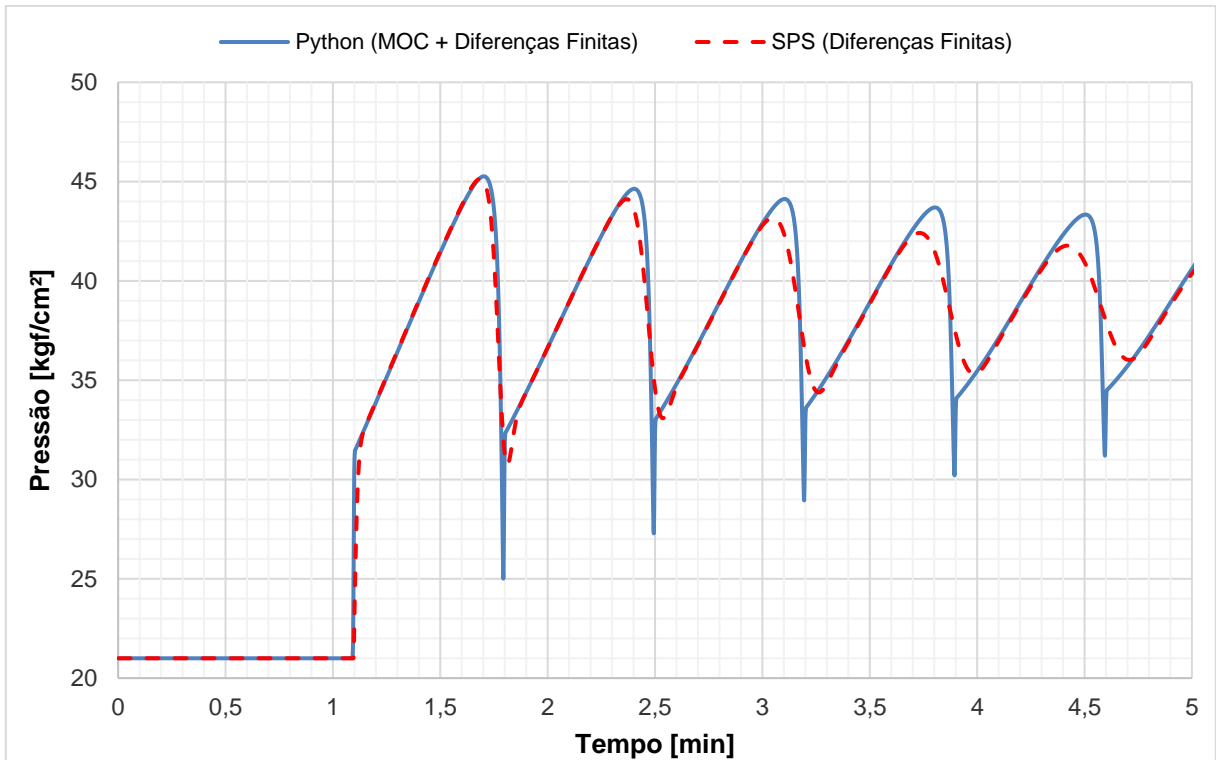


Figura 38 – Variação da pressão de envio com o tempo: cenário intermediário

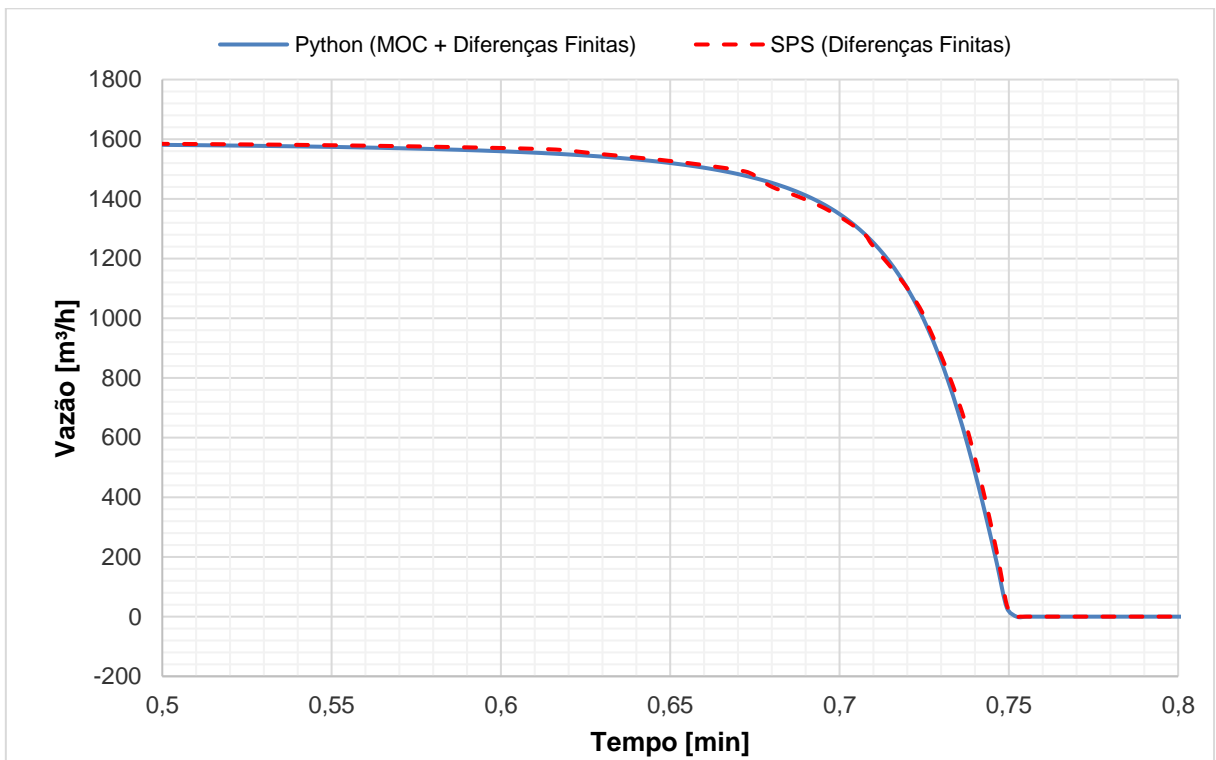


Figura 39 – Variação da vazão no recebimento com o tempo: cenário intermediário

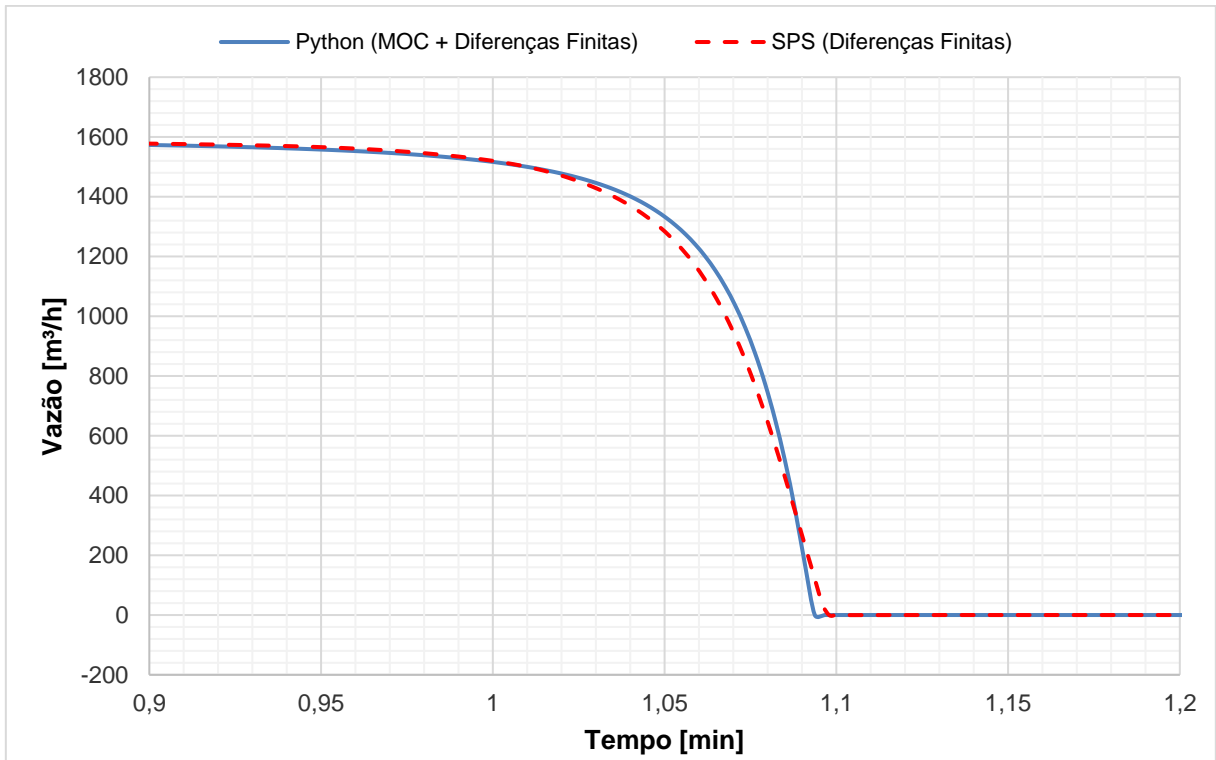


Figura 40 – Variação da vazão no envio com o tempo: cenário intermediário

### B.3.2 Cenário Menos Crítico

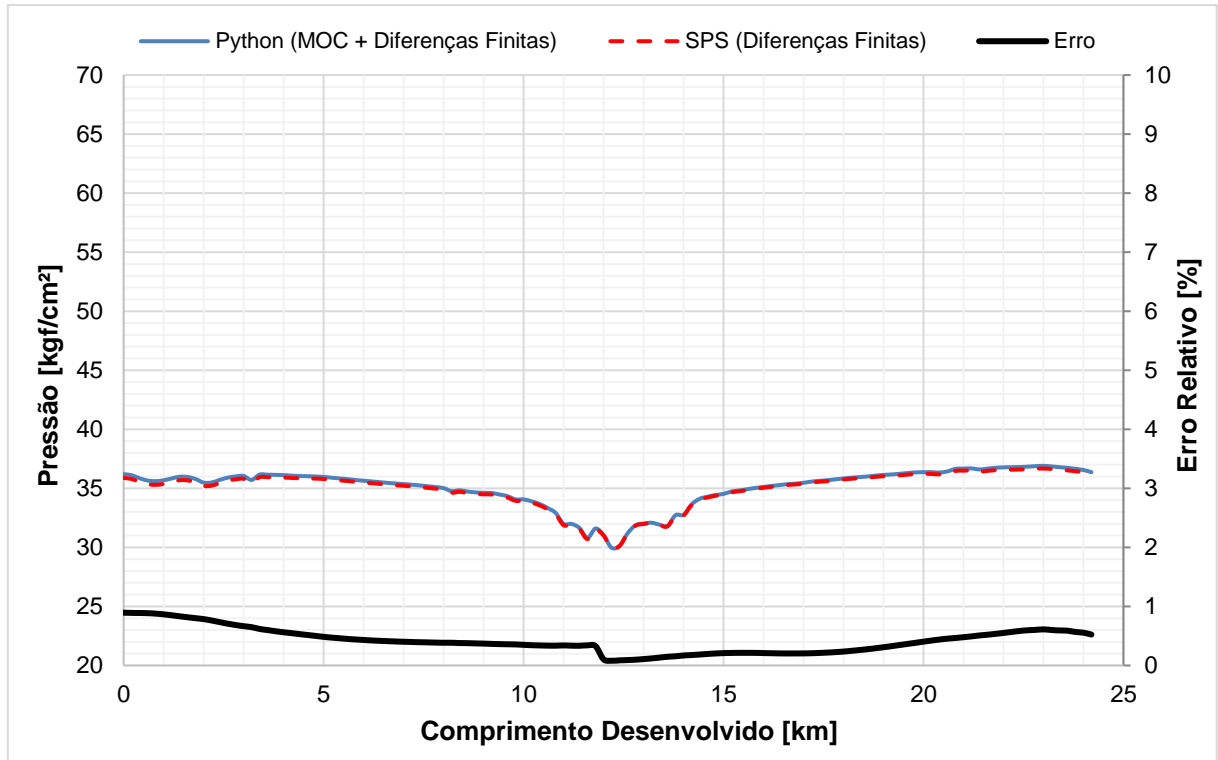


Figura 41 – Perfil de pressões máximas: cenário menos crítico

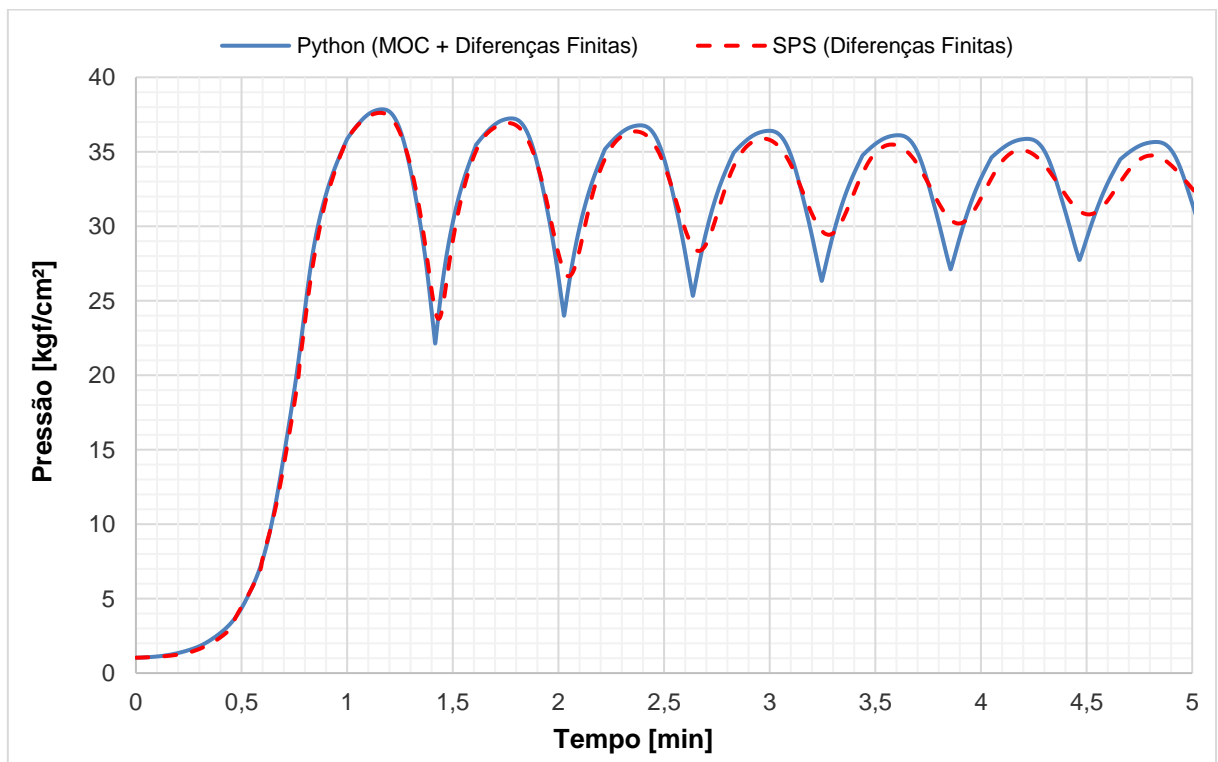


Figura 42 – Variação da pressão de recebimento com o tempo: cenário menos crítico

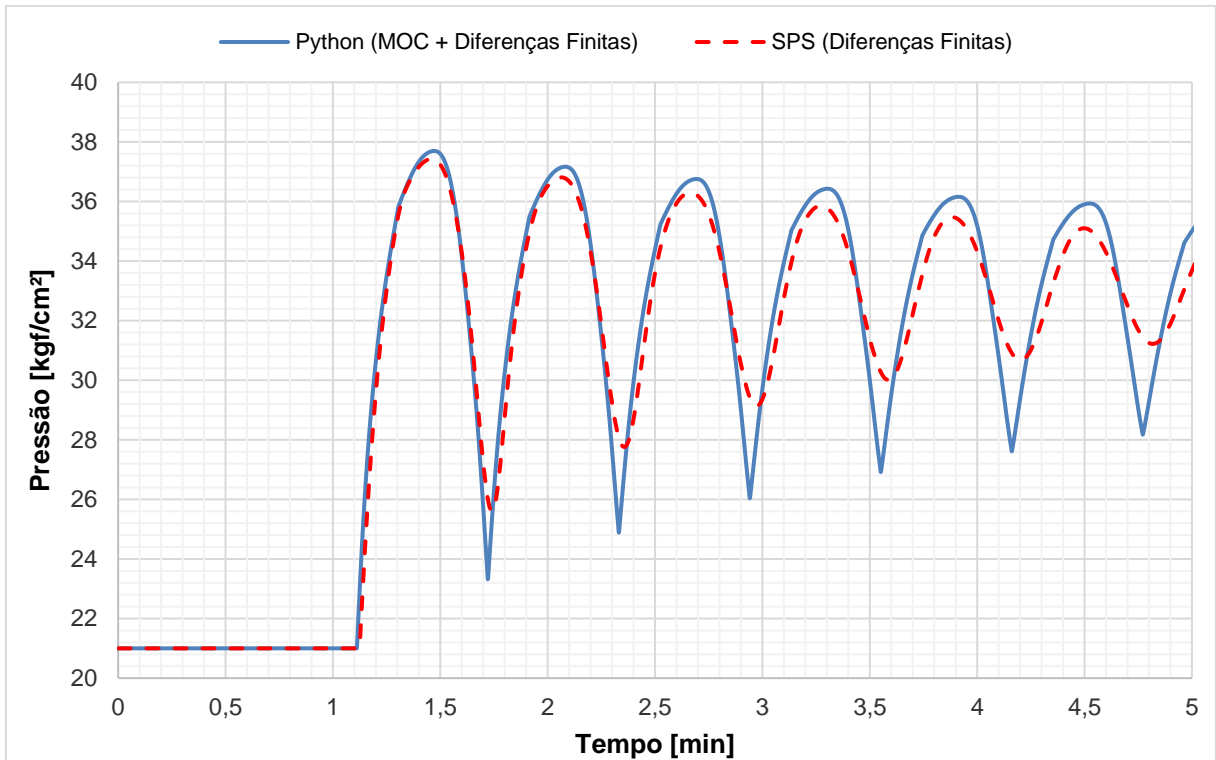


Figura 43 – Variação da pressão de envio com o tempo: cenário menos crítico

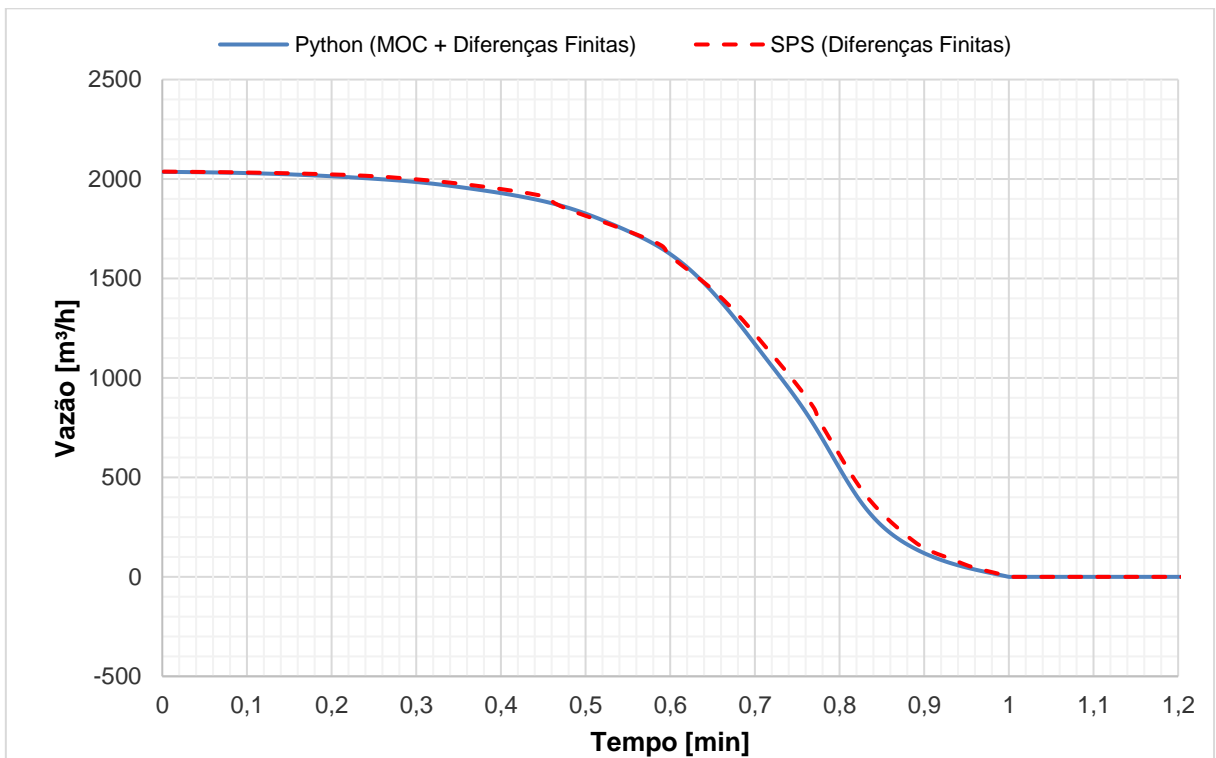


Figura 44 – Variação da vazão no recebimento com o tempo: cenário menos crítico



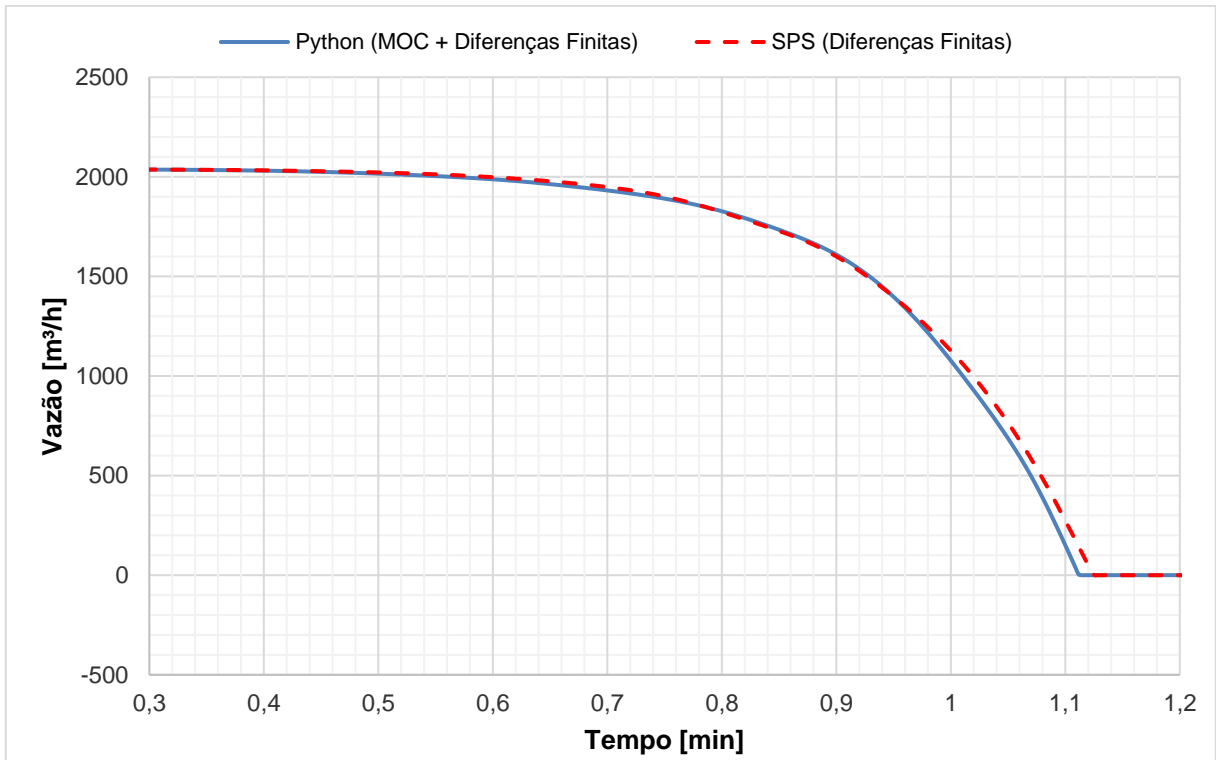


Figura 45 – Variação da vazão no envio com o tempo: cenário menos crítico

## B.4 VALIDAÇÃO DO PROGRAMA: CASO 2

### B.4.1 Cenário Mais Crítico

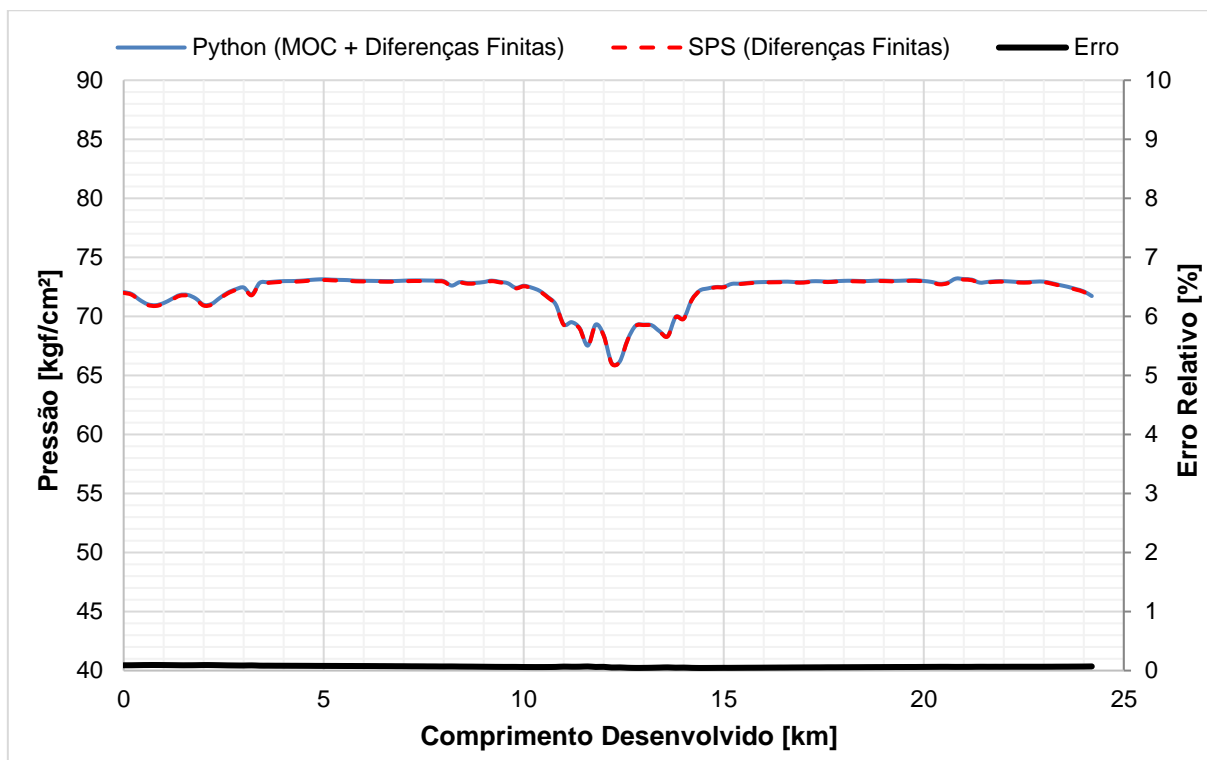


Figura 46 – Perfil de pressões máximas: cenário crítico

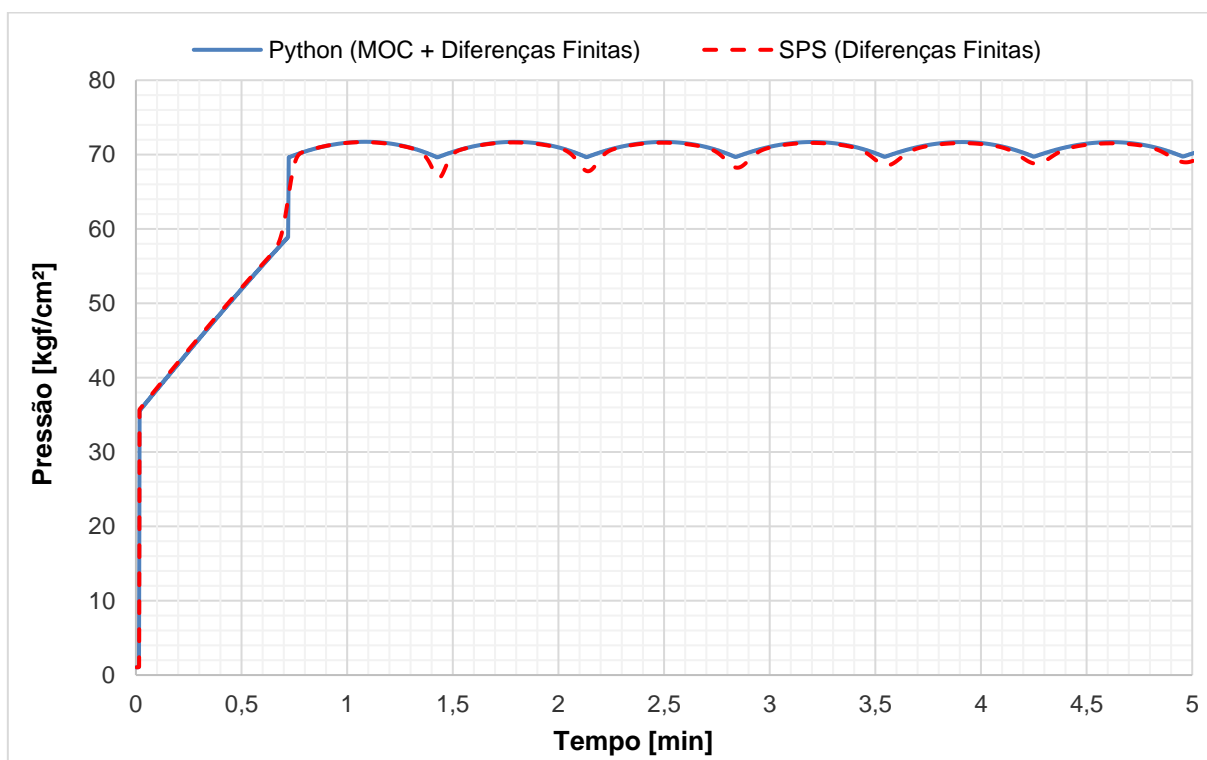


Figura 47 – Variação da pressão de recebimento com o tempo: cenário mais crítico

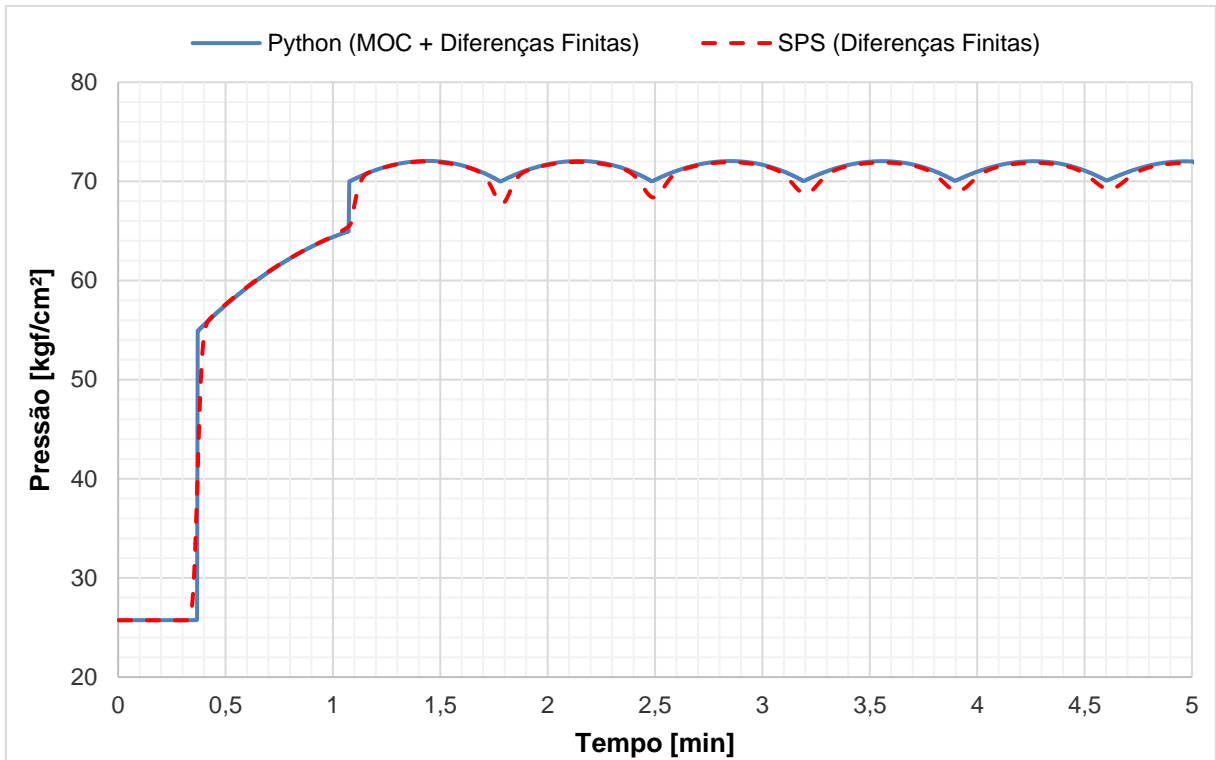


Figura 48 – Variação da pressão de envio com o tempo: cenário mais crítico

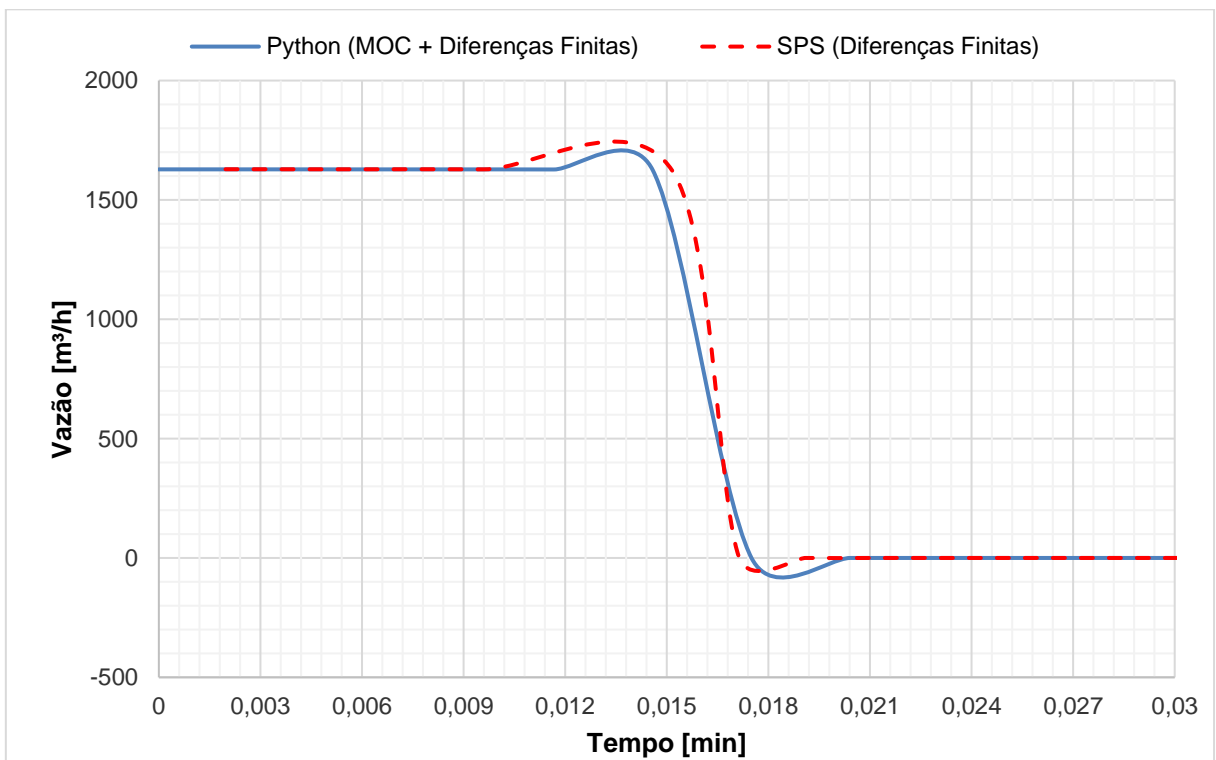


Figura 49 – Variação da vazão no recebimento com o tempo: cenário mais crítico

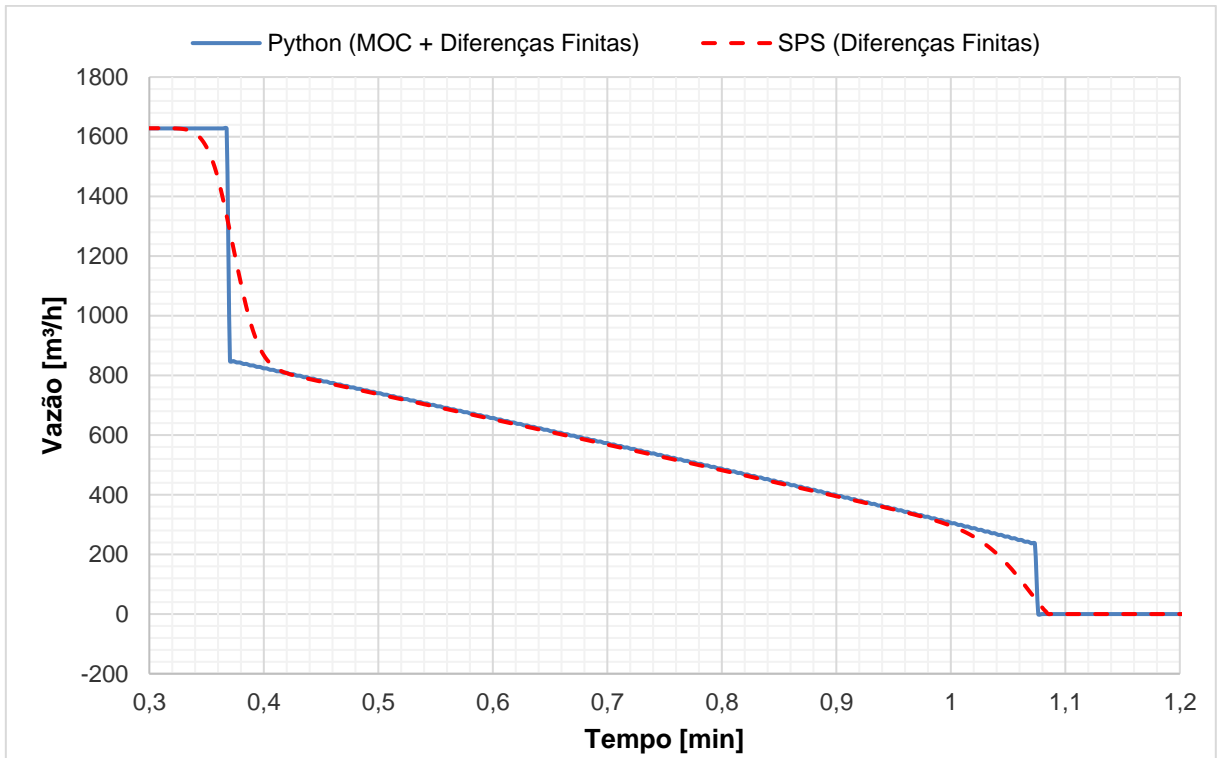


Figura 50 – Variação da vazão no envio com o tempo: cenário mais crítico

#### B.4.2 Cenário Intermediário

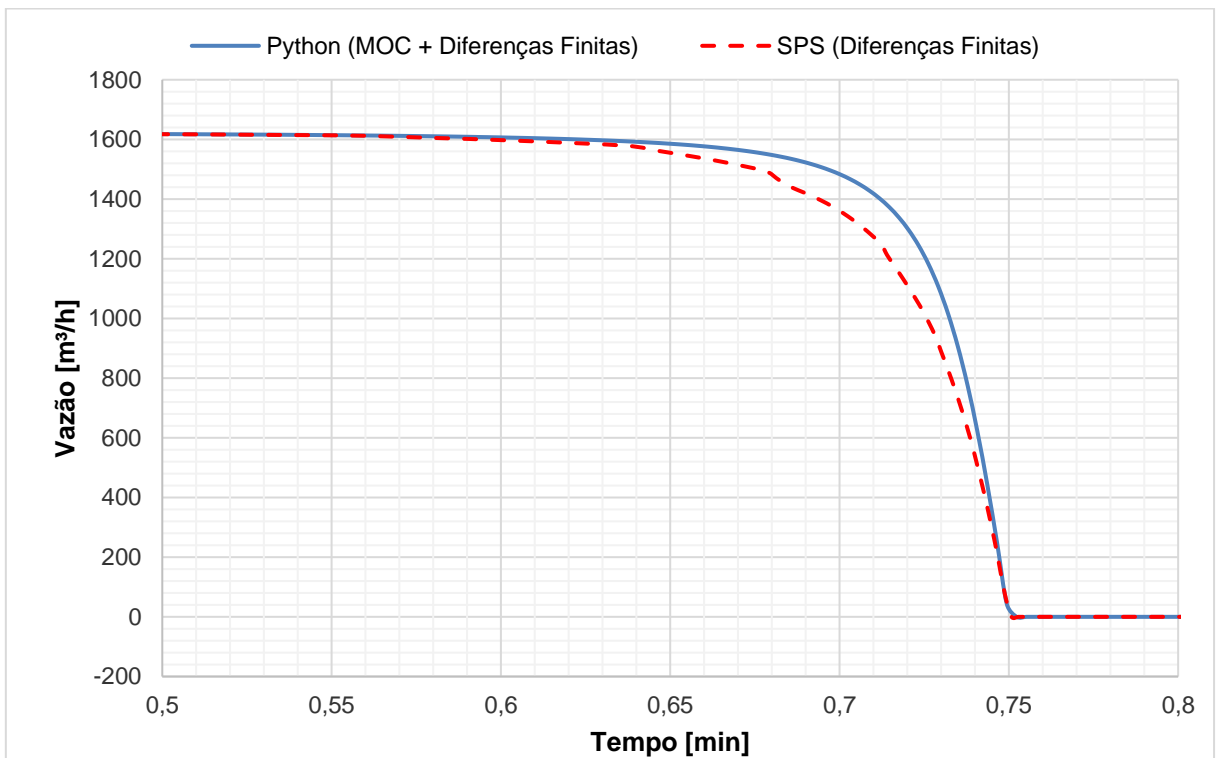


Figura 51 – Variação da vazão no recebimento com o tempo: cenário intermediário

### B.4.3 Cenário Menos Crítico

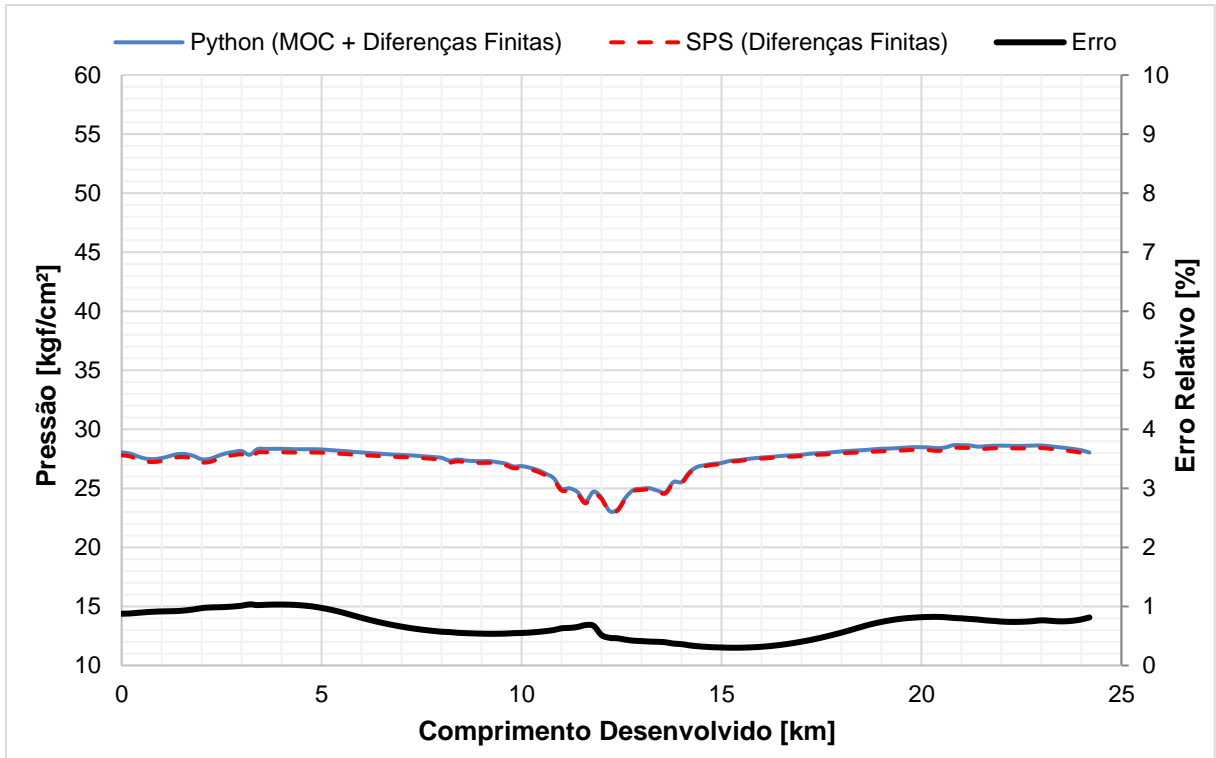


Figura 52 – Perfil de pressões máximas: cenário menos crítico

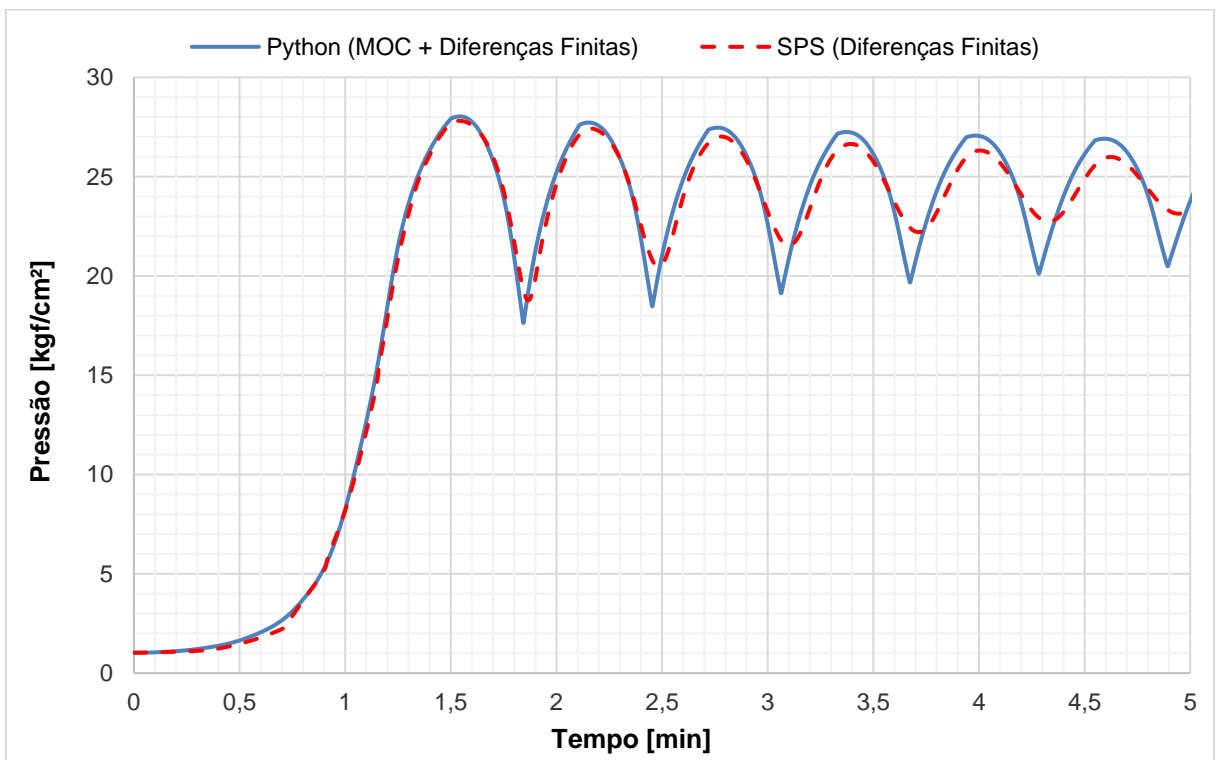


Figura 53 – Variação da pressão de recebimento com o tempo: cenário menos crítico

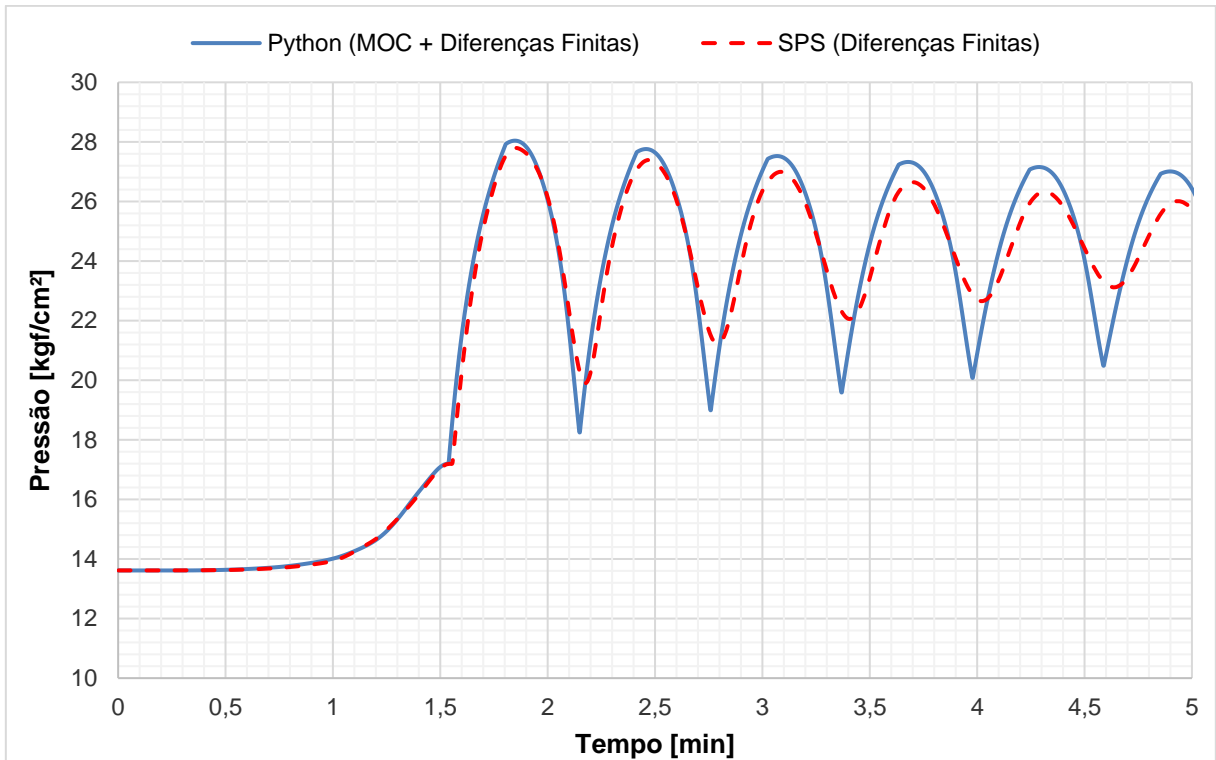


Figura 54 – Variação da pressão de envio com o tempo: cenário menos crítico

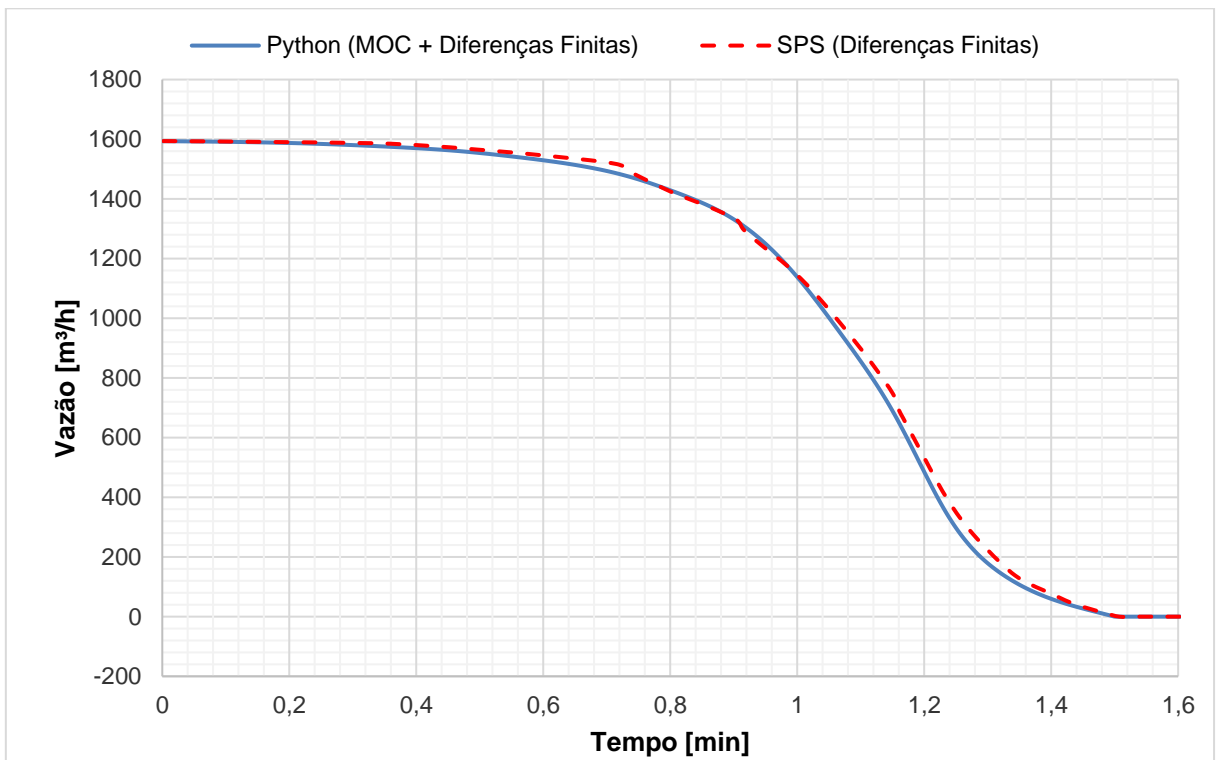


Figura 55 – Variação da vazão no recebimento com o tempo: cenário menos crítico

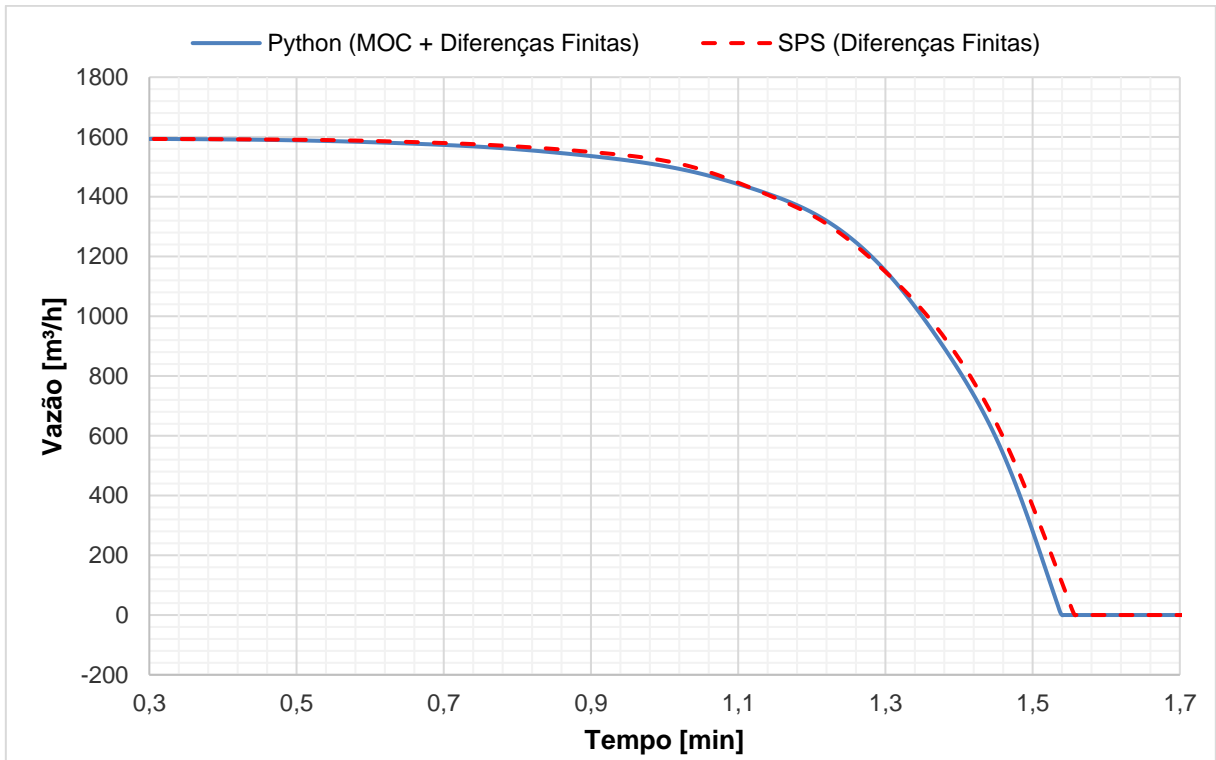


Figura 56 – Variação da vazão no envio com o tempo: cenário menos crítico

## B.5 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DA CURVA DA BOMBA

### B.5.1 Bomba 1

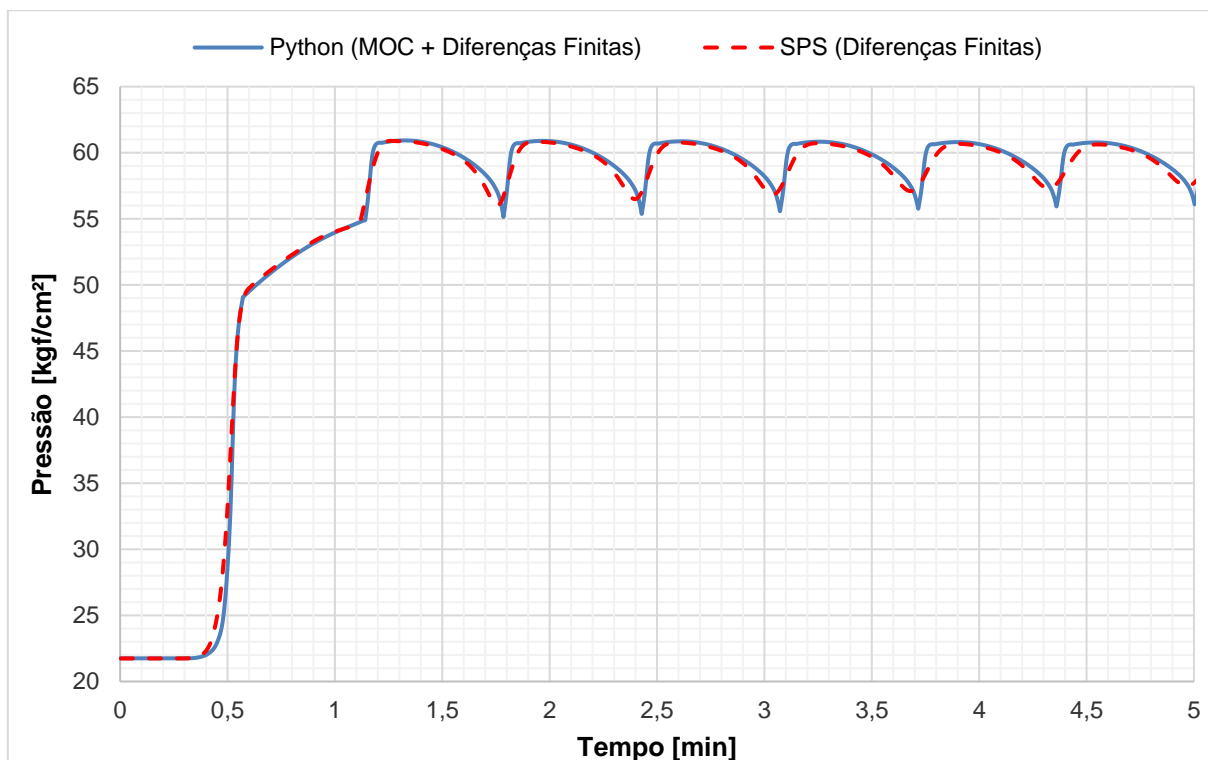


Figura 57 – Variação da pressão de envio com o tempo: bomba 1

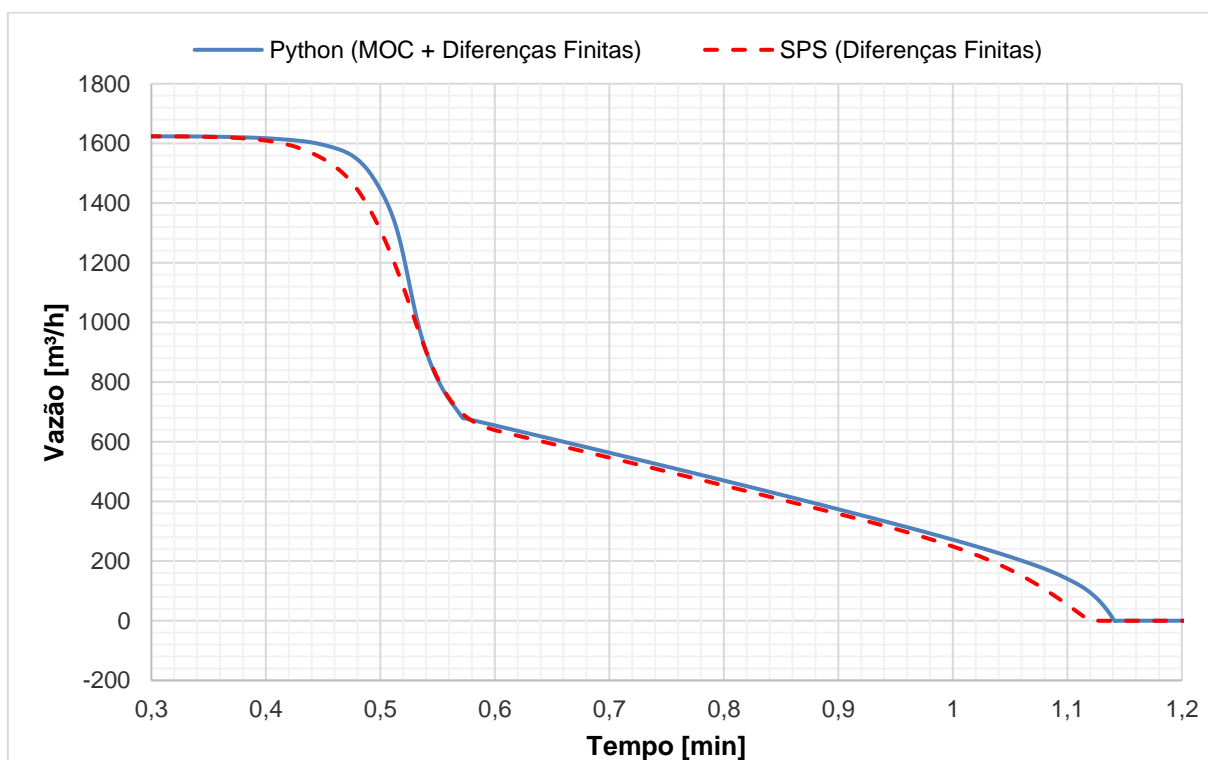


Figura 58 – Variação da vazão no envio com o tempo: bomba 1



### B.5.2 Bomba 2

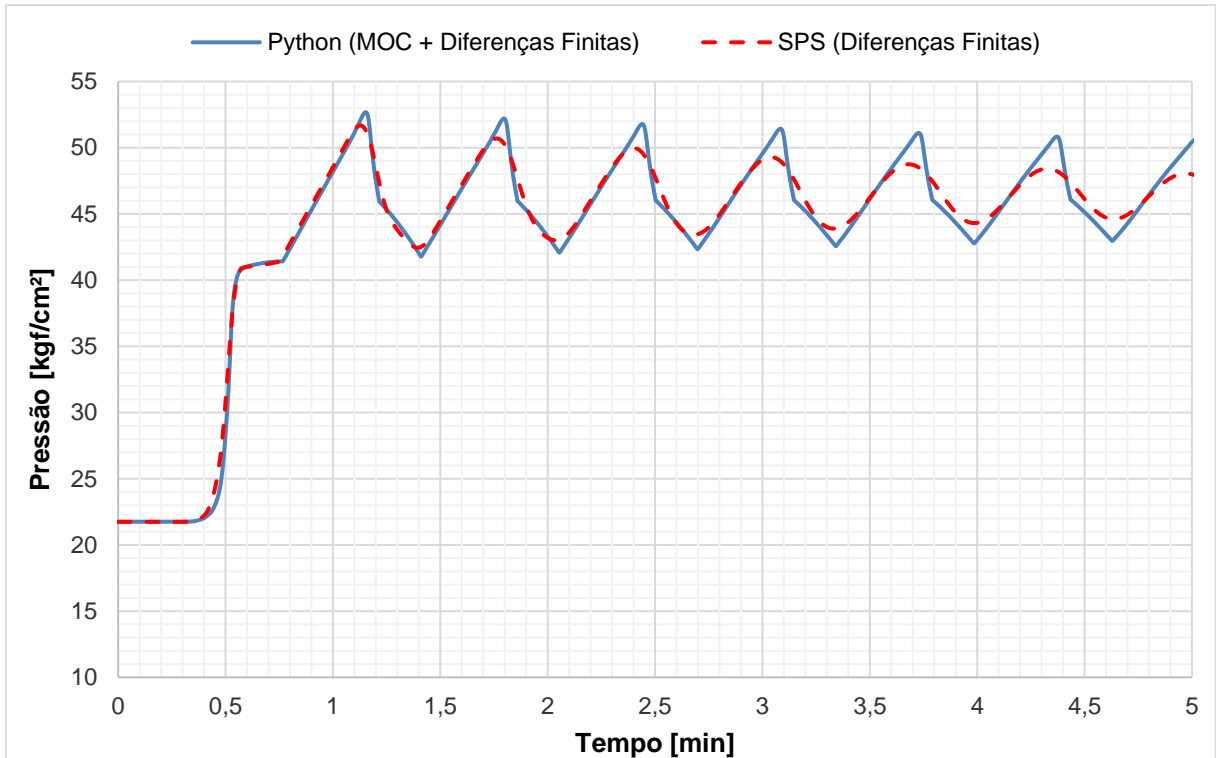


Figura 59 – Variação da pressão de envio com o tempo: bomba 2

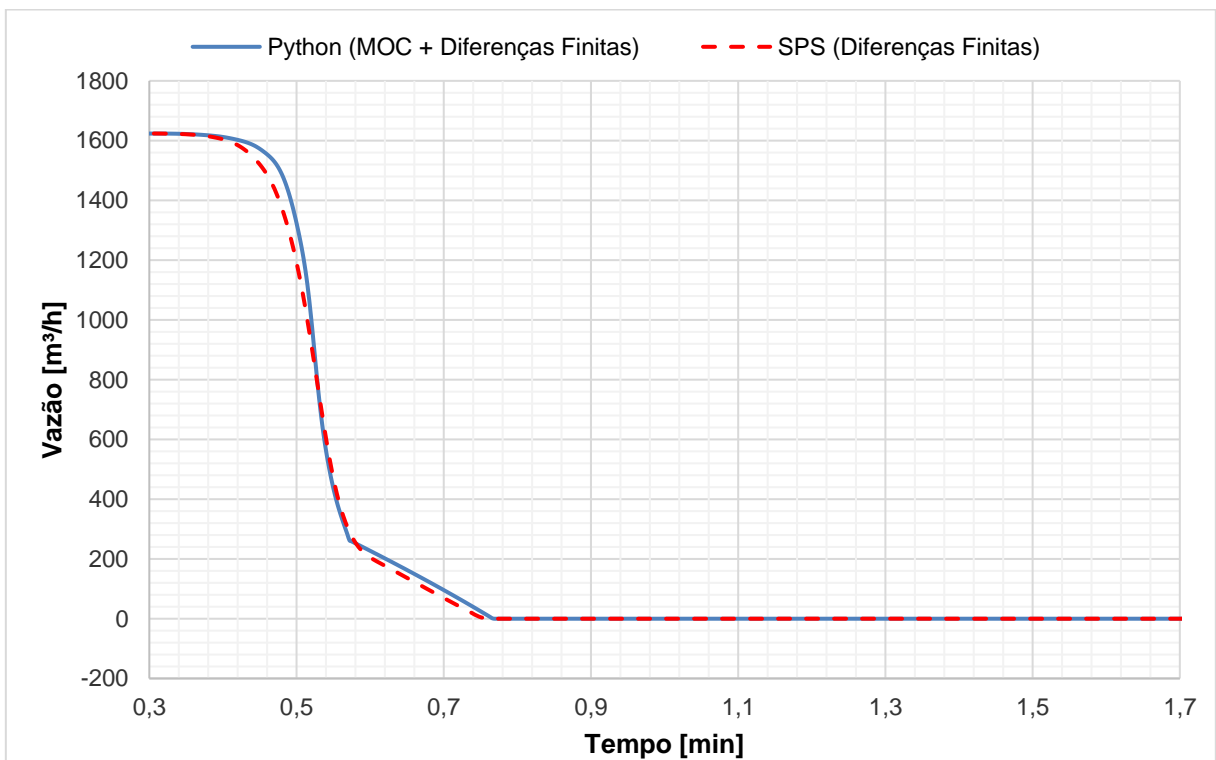


Figura 60 – Variação da vazão no envio com o tempo: bomba 2

### B.5.3 Bomba de Referência

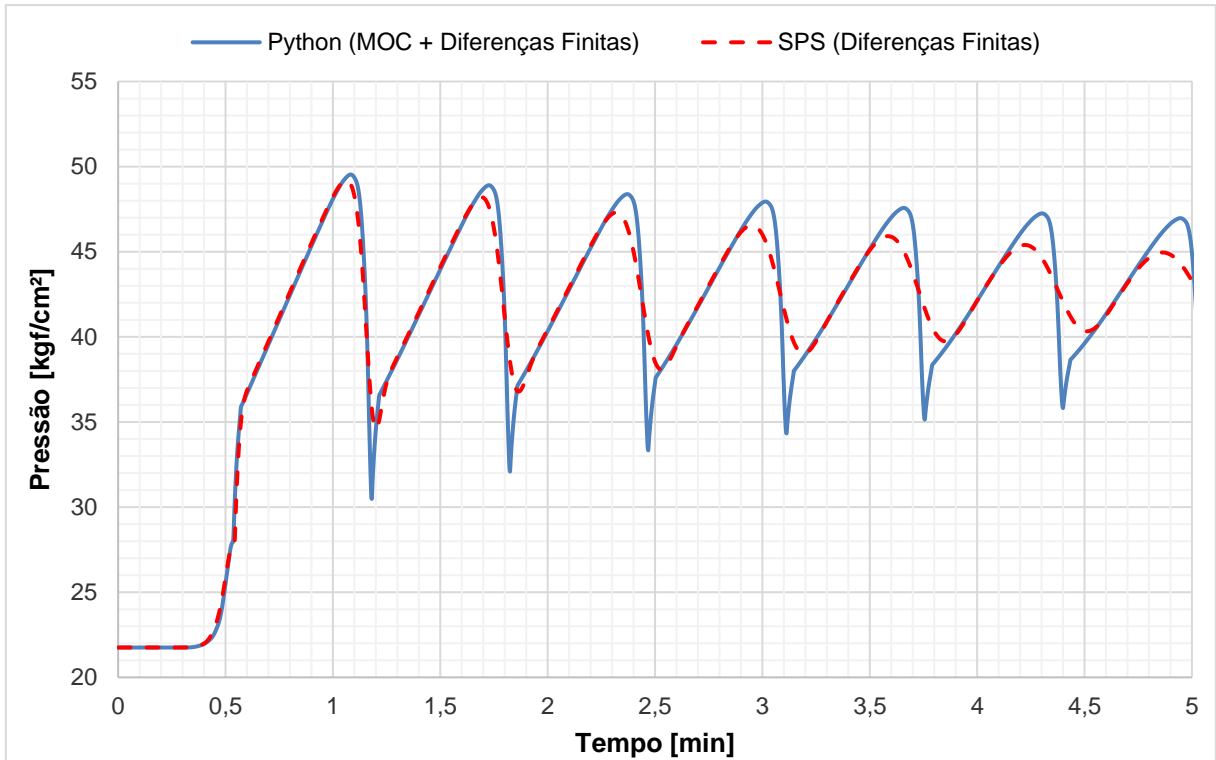


Figura 61 – Variação da pressão de envio com o tempo: bomba de referência

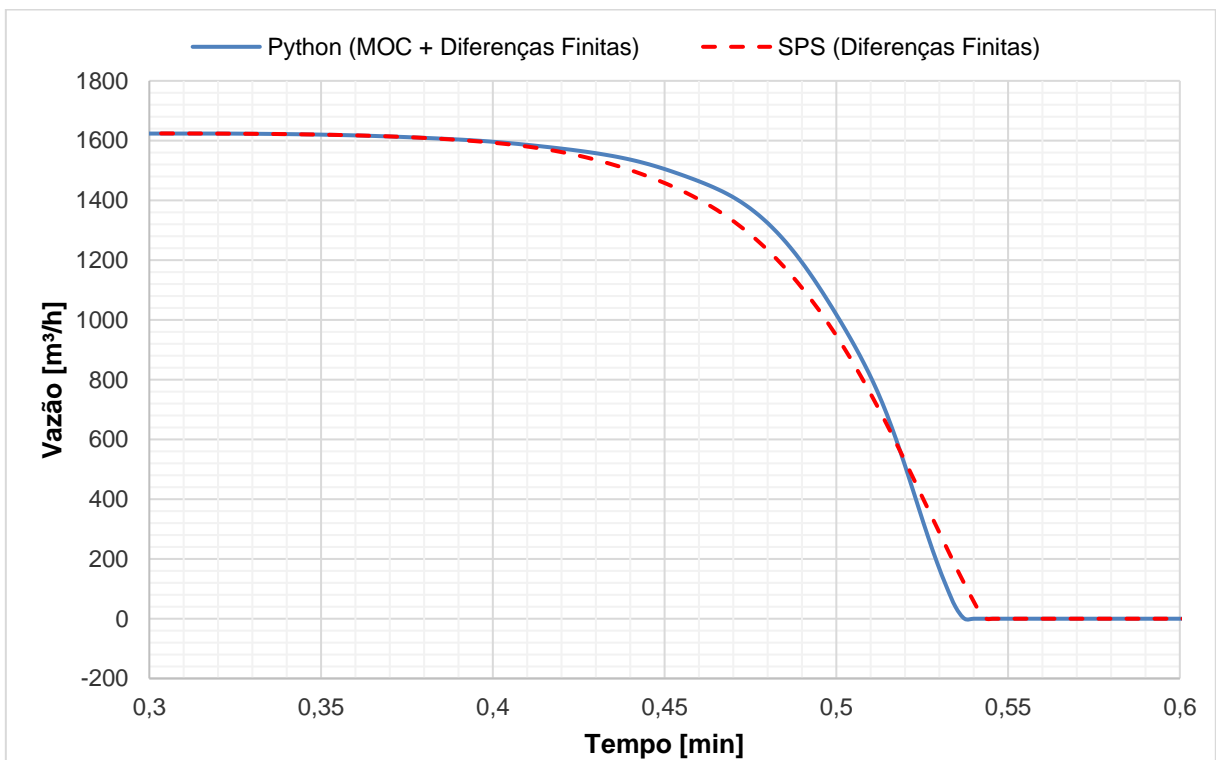


Figura 62 – Variação da vazão no envio com o tempo: bomba de referência