

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

**UTILIZAÇÃO DE OBSERVADOR DE ESTADO EM
SUBSTITUIÇÃO A MEDIDOR DE VAZÃO**

TESE SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA
OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM ENGENHARIA QUÍMICA

AUDREI GIMÉNEZ BARAÑANO

ORIENTADOR: PROF. DR. NESTOR ROQUEIRO

FLORIANÓPOLIS, 2006.

Aos meus pais, por tudo.

AGRADECIMENTOS

A Deus.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Nestor Roqueiro, pela colaboração e paciência.

Ao Prof. Dr. Ricardo Machado pela acolhida no LCP/ENQ/UFSC e pelo espaço cedido para a montagem da unidade experimental.

Ao CNPQ pela bolsa de estudo cedida.

À Motorola, por gentilmente ceder os sensores de pressão necessários às medições experimentais.

Aos meus pais, Flávio e Helena, e meu irmão Christian por terem sempre me incentivado a estudar e pelo apoio irrestrito em todas as horas.

Ao Adriano, pelo amor, companheirismo, compreensão nos momentos de solidão e momentos de felicidade compartilhados.

Ao Marco Antônio, pelo grande auxílio na montagem experimental.

À Ana Paula, pela enorme paciência, contribuição e amizade.

Aos amigos Cíntia, Eliana, Ricardo, Ledir pelo auxílio e amizade.

À Lia, pela inspiração e amizade.

Aos colegas do LCP/ENQ/UFSC pela convivência e momentos de descontração.

Aos membros da banca examinadora, contribuindo para este trabalho.

Ao secretário da coordenação do CPGENQ, Edivilson, pela atenção e auxílio.

Enfim, a todos que direta ou indiretamente contribuíram para a realização desta pesquisa.

“N3o desista. Faça outra vez, outra vez e outra vez, at3e conseguir.”

Luiz Marins, Ph. D

RESUMO

O objetivo deste trabalho é estimar, indiretamente, a vazão de escoamento em tubulações, tanto em estado estacionário quanto em transientes, que são comuns em processos de fluxo de fluidos em tubulações. A idéia é utilizar medidas de pressão nos extremos do duto, que sempre são disponíveis e mais confiáveis que as medidas de vazão, e utilizar informação das válvulas localizadas nos extremos como medidores de vazão baseados em pressão diferencial de orifício variável. Isso pode ser feito a partir da informação de abertura das válvulas. Desta forma, é possível quantificar a vazão com o conhecimento prévio da abertura da válvula e a pressão lida à sua jusante ou montante, através do uso da equação do orifício. Foi utilizada uma formulação não-linear e uma linearizada para o escoamento dinâmico de um fluido compressível, em espaço de estados. O modelo não-linear para este tipo de problema é composto de um conjunto de equações diferenciais parciais hiperbólicas, e a forma de resolução adotada é a discretização por diferenças finitas centrais. Os contornos do problema abordado são duas válvulas de controle nos extremos da tubulação. As equações que descrevem o movimento dessas válvulas são linearizadas e acopladas ao modelo dinâmico, de forma que elas são utilizadas como medidores de orifício variável para fins de medição de vazão. O modelo não-linear é resolvido nas condições de escoamento experimentais para sua validação. Esse modelo também é linearizado e acoplado a uma matriz de ganho (formando o observador de estado) e assim corrige as diferenças entre a simulação do modelo linearizado e as medições experimentais.

Palavras-chave: escoamento, modelagem, observadores de estado, vazão.

ABSTRACT

The goal of this work is to estimate the flowrate in steady-state and also transient conditions, that are common in the operation, using pressure measurements at the ends of the pipeline, that are usually available and more trustworthy than the flowrate measurements, and also using valve's information, from the valves located at the pipeline ends, using that valves as flowrate device based on differential pressure by variable orifice. From this point it is possible to quantify the flow with the valve's opening knowledge and the pipeline ends pressure. It was used a nonlinear and linear model for the liquid flow dynamic, in space of states. The nonlinear model for this type of problem is composed of a set of hyperbolic partial differential equations, and the adopted resolution was the central discretization. This problem boundaries are two control valves in pipeline ends. The equations that describe the movement of these valves had been linearized and connected to the dynamic model, this way they had been used as variable plate orifice for flowmeasurement. This nonlinear model was used in intention to simulate the pipeline experimental behavior. This model also was linearized and connected to a calculated gain matrix to compensate the differences between the flow model and experimental measurements.

Keywords: flowrate, modelling, states observer.

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1 - Teste de inspeção com pig</i>	16
<i>Figura 2 - Distribuição de medidores instalados em linha de transporte</i>	17
<i>Figura 3 - Volume de controle para equação da continuidade</i>	23
<i>Figura 4 – Representação dos estados discretos na tubulação</i>	25
<i>Figura 5 - Volume de controle para equação do movimento</i>	26
<i>Figura 6 - Compressão do Fluido</i>	30
<i>Figura 7 - Histórico da Pressão para uma válvula terminal numa tubulação simples a qual, está reduzindo sua descarga a 80%, para uma faixa de tempo de operação, TC.</i>	32
<i>Figura 8 - Perfis da pressão e diâmetro da tubulação para diferentes momentos após o fechamento instantâneo de uma válvula</i>	33
<i>Figura 9 - Variações da pressão após fechamentos instantâneos em pontos ao longo de duas tubulações idênticas entre os reservatórios</i>	37
<i>Figura 10 - Elevação da Pressão na Válvula como resultado de fechamento de Válvula em 1 para 12 períodos de tubo</i>	38
<i>Figura 11 -Aumento de pressão uma tubulação com alta fricção ($f = 0,1$), $Q = 0,004$ m^3/s. Tempo de fechamento da válvula de $0,001$ s. Amortecimento e recuperação/queda de pressão devido à vazão zero</i>	40
<i>Figura 12 - Esquema simplificado de observador de estado</i>	41
<i>Figura 13 - Esquema de fluxo através de placa de orifício</i>	46
<i>Figura 14- Propagação da onda e cálculos no plano x-t</i>	51
<i>Figura 15 - Verificação de Modelos para Respostas de pressão)</i>	54
<i>Figura 16 - Verificação dos modelos (Resposta detalhada da pressão) 1: Dados medidos, 2: Modelo de Parâmetros Distribuído Não-Linear, 3: Modelo de parâmetros Distribuído Linear, 4: Modelo Linear de Parâmetros Concentrados (Matko et al., 2000).</i>	55
<i>Figura 17 – Princípio do método de onda de pressão negativa</i>	58
<i>Figura 18 - Representação dos estados discretos na tubulação</i>	61
<i>Figura 19 - Representação dos estados discretos na tubulação</i>	64
<i>Figura 20 - Representação dos estados discretos na tubulação</i>	67
<i>Figura 21 - Representação dos estados discretos na tubulação</i>	69

<i>Figura 22. Representação dos estados discretos na tubulação</i>	74
<i>Figura 23 - Esquema da tubulação e medições disponíveis</i>	76
<i>Figura 24 - Esquema de observador de estado</i>	84
<i>Figura 25 - Esquema do experimento montado</i>	86
<i>Figura 26 - Tomadas de pressão</i>	88
<i>Figura 27. Unidade experimental</i>	89
<i>Figura 28 - Placas de Orifício</i>	89
<i>Figura 29 – Curva de calibração da placa de orifício</i>	90
<i>Figura 30 - Válvula de controle da extremidade da tubulação</i>	91
<i>Figura 31 – Característica da válvula</i>	91
<i>Figura 32 – Característica da válvula instalada à jusante</i>	92
<i>Figura 33 - Coeficiente de vazão de válvula</i>	94
<i>Figura 34 – Coeficiente de vazão da válvula à jusante: (a) em relação à abertura, (b) em relação ao número de Reynolds</i>	94
<i>Figura 35 – Histerese</i>	95
<i>Figura 36 – (a) Detalhe da placa de comando de uma válvula, (b) quadro de comando das válvulas</i>	96
<i>Figura 37 - Placa Mônica</i>	97
<i>Figura 38. Sensor de pressão</i>	98
<i>Figura 39. Borneira dos sensores de pressão lado 1</i>	99
<i>Figura 40. Borneira dos sensores de pressão lado 2</i>	99
<i>Figura 41 - Tela do simulink de manipulação das válvulas</i>	100
<i>Figura 42 – Tela do Simulink de leitura dos dados de pressão</i>	101
<i>Figura 43 - Manipulação da válvula à jusante - Experimento 1</i>	107
<i>Figura 44 – Perfil de pressões medidas na tubulação</i>	108
<i>Figura 45 – Perfil de vazão medida na tubulação</i>	109
<i>Figura 46 - Manipulação da válvula à jusante – Experimento 2</i>	110
<i>Figura 47 - Perfil de pressões medidas na tubulação</i>	111
<i>Figura 48 - Resposta do Modelo Não-linear - Experimento 1</i>	112
<i>Figura 49 – Previsão de Vazão do Modelo Não-linear - Experimento 1</i>	113
<i>Figura 50 - Pressão estimada com um C_v para cada região</i>	114
<i>Figura 51 – Detalhe da transição de pressão</i>	115
<i>Figura 52 – Momento do início do transiente: (a) manipulação da válvula à jusante, (b) transiente de pressão do modelo não-linear e experimental</i>	115

<i>Figura 53 – (a) Vazão estimada com um C_v para cada região, (b) erro relativo, _</i>	116
<i>Figura 54 – Detalhe do transiente de vazão em detalhe - Exp. 1 _____</i>	117
<i>Figura 55 - Comparação do modelo não-linear e experimento 2 _____</i>	118
<i>Figura 56 - Transiente do modelo não-linear e experimento 2 em detalhe: (a) fechando a válvula (100% →18%), (b) abrindo a válvula (18% →100%) _____</i>	119
<i>Figura 57 - Transiente do modelo não-linear e experimento 2 em detalhe: (a) fechando a válvula (100% →12%), (b) abrindo a válvula (12% →100%) _____</i>	120
<i>Figura 58 - Resultado de vazão do modelo não-linear - Exp.2 _____</i>	121
<i>Figura 59 – Predição de pressão do modelo linear - Experimento 1_____</i>	123
<i>Figura 60 - Predição de vazão do modelo linear - Experimento 1_____</i>	123
<i>Figura 61 - Detalhe do transiente de pressão (a) e vazão (b) – Experimento 1__</i>	124
<i>Figura 62 - Pressão e Erro relativo estimados com um C_v para cada região ____</i>	125
<i>Figura 63 - Vazão estimada com um C_v para cada região _____</i>	126
<i>Figura 64 – Modelo linear – experimento 2 _____</i>	127
<i>Figura 65 - Modelo linear - Experimento 2 _____</i>	128
<i>Figura 66 – Observador: (a)predição de vazão, (b) erro relativo do observador__</i>	130
<i>Figura 67 – Transientes em destaque: (a) fechando a válvula (24% → 18%), (b) fechando a válvula (12% → 6%) _____</i>	131
<i>Figura 68 – Comparação de comportamentos em relação a desvios na entrada – Exp. 2 _____</i>	132
<i>Figura 69 – Teste de Convergência do observador _____</i>	133
<i>Figura 70 – Pontos de pressão para fins de medição e simulação_____</i>	134
<i>Figura 71 – Perfil de pressão intermediária_____</i>	134
<i>Figura 72 – Variação do fator de atrito experimental em relação à abertura da válvula: (a) experimento 1, (b) experimento 2 _____</i>	135
<i>Figura 73 – Variação do fator de atrito experimental em relação ao Reynolds____</i>	136
<i>Figura 74 - Reynolds experimental _____</i>	137
<i>Figura 75 - Curva de bomba _____</i>	138
<i>Figura 76 – Esquema para a simulação do experimento no software WaterCad _</i>	139
<i>Figura 77 - Comparação de pressão ao longo do duto - válvula à jusante 100% aberta_____</i>	139
<i>Figura 78 - Comparação de pressão ao longo do duto - válvula à jusante 25% aberta _____</i>	140

LISTA DE NOMENCLATURA

Arábicos

A	área [m ²]
A ^o	matriz
a _j	abertura da válvula à jusante [%]
a _m	abertura da válvula à montante [%]
A _L	matriz n x n
B	matriz n x r
b	velocidade do som [m/s]
b ₀	ganho estático
C	coeficiente de válvula
C _d	coeficiente de descarga
C _r	condição de Courant
C _v	coeficiente de vazão
\mathcal{C}	matriz
D	diâmetro da tubulação [m]
dP	pressão diferencial medida através do medidor
E	módulo de elasticidade [Pa]
E ₁	módulo de elasticidade do primeiro elemento do modelo Kelvin-Voigt
e	espessura da parede do tubo [m];
f	fator de fricção
F	matriz m x n
F _L	matriz m x n
g	aceleração da gravidade [m/s ²]
G	densidade específica
\mathcal{G}	matriz
H	altura piezométrica [m]
H ^o	matriz m x r
h _f	fricção dinâmica [m]
h _L	perdas de energia [m]
h _P	ganho de energia por bomba [m]

K	módulo de Bulk [Pa]
L_i	Indutância
L	comprimento da tubulação [m]
M	vazão mássica de fluido [kg/s]
MM	transformada dupla de Laplace de M
M_{real}	vazão real [kg/s]
$M_{\text{teórico}}$	vazão teórica [kg/s]
\dot{M}	derivada temporal da vazão mássica de fluido
N	constante numérica
\mathbf{N}	covariância dos ruídos
P	erro de covariância em regime permanente
p	pressão [Pa]
p_0	pressão na saída da válvula 1 [Pa]
p_{ex}	pressão na saída da válvula 2 [Pa]
p_{in}	pressão na entrada da válvula 1 [Pa]
p_n	pressão na entrada da válvula 2 [Pa]
\dot{p}	derivada temporal da pressão
PP	transformada dupla de Laplace de p
\mathbf{Q}	covariância do ruído do processo
R	resistência
\mathbf{R}	covariância do ruído das medidas
T	temperatura [°C]
t	tempo [s]
u	vetor de entradas (vetor r)
V	velocidade instantânea [m/s]
v	velocidade [m/s]
\mathbf{v}	ruído de medida
w	ruído do processo
x	distância ao longo da tubulação [m]
Y	fator de expansão
y	vetor de saída (vetor m)
z	fator de compressibilidade [Pa]
Z_k	impedância característica

Gregas

ε_1	tensão do primeiro elemento do modelo Kelvin-Voigt
ρ	densidade [kg/m ³]
μ	módulo de Poisson
μ	viscosidade [Ns/m ²]
λ	fator de atrito
δx	comprimento do volume de controle
Δx	intervalo de discretização espacial [m]
Δt	intervalo de discretização temporal [s]
Δp	queda de pressão
τ_1	tempo de atraso do primeiro elemento do modelo Kelvin-Voigt

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
2 OBJETIVOS	20
3 JUSTIFICATIVA	21
4 DESCRIÇÃO TEÓRICA	22
4.1 ESCOAMENTO TRANSIENTE.....	22
4.1.1 EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE	23
4.1.2 EQUAÇÃO DO MOVIMENTO	26
4.1.3 EQUAÇÃO DE BERNOULLI.....	28
4.2 VELOCIDADE DE PROPAGAÇÃO DA ONDA	30
4.2.1 MECANISMOS DE PROPAGAÇÃO DE ONDAS DE PRESSÃO	31
4.2.2 A IMPORTÂNCIA DO TEMPO DE FECHAMENTO DA VÁLVULA.	38
4.2.3 A IMPORTÂNCIA DOS EFEITOS DE ATRITO.....	39
4.2.4 RUÍDO	40
4.3 OBSERVADORES DE ESTADO	41
4.4 MEDIÇÃO DE VAZÃO.....	45
4.4.1 MEDIDORES DE PRESSÃO DIFERENCIAL	45
4.5 MÉTODO IMPLÍCITO	48
5 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	50
5.1 MODELOS DE ESCOAMENTO TRANSIENTE.....	50
5.2 VELOCIDADE DE PROPAGAÇÃO DE ONDA	57
5.3 OBSERVADORES DE ESTADO.....	59
5.4 MEDIÇÃO DE VAZÃO	71
6 MODELAGEM MATEMÁTICA	74
6.1 DETALHAMENTO DO MODELO DE ESCOAMENTO EM ESPAÇO DE ESTADO	74
6.1.1 MODELO DE ESCOAMENTO NÃO-LINEAR	74
6.1.2 MODELO DE ESCOAMENTO LINEAR.....	79
6.2 OBSERVADOR DE ESTADOS	82
7 UNIDADE EXPERIMENTAL.....	85
7.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA	85
7.2 CARACTERIZAÇÃO DA TUBULAÇÃO.....	86
7.3 CARACTERÍSTICAS DO FLUIDO	87

7.4	ESPECIFICAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS.....	89
7.4.1	PLACA DE ORIFÍCIO	89
7.4.2	VÁLVULAS DE CONTROLE	90
7.4.3	QUADRO DE COMANDO DAS VÁLVULAS	95
7.4.4	PLACA MÔNICA.....	96
7.4.5	SENSORES DE PRESSÃO	98
7.4.6	BORNEIRA PARA SENSORES.....	98
7.4.7	PROGRAMA DE COMANDO DAS VÁLVULAS	100

8 RESULTADOS E DISCUSSÕES 103

8.1	IMPLEMENTAÇÃO.....	103
8.1.1	MODELO NÃO-LINEAR	103
8.1.2	MODELO LINEAR.....	104
8.1.3	OBSERVADOR	104
8.2	RESULTADOS SIMULADOS.....	105
8.3	DISCRETIZAÇÃO.....	105
8.4	EXPERIMENTOS	106
8.5	MODELO NÃO-LINEAR E EXPERIMENTO	111
8.6	MODELO LINEAR E EXPERIMENTO	121
8.7	OBSERVADOR	128
8.8	CARACTERIZAÇÃO DO ESCOAMENTO.....	134
8.9	SOFTWARE COMERCIAL.....	137

9 CONCLUSÕES E SUGESTÕES 141

9.1	MUDANÇA DE ESCALA	142
-----	-------------------------	-----

ANEXO A – FOLHA DE DADOS DOS SENSORES DE PRESSÃO MOTOROLA SÉRIE MPX 5700 151

1 INTRODUÇÃO

O fenômeno de transientes de pressão é um assunto já conhecido e amplamente estudado desde o século XIX. Os primeiros estudos eram puramente teóricos, desde o emprego de transformadas de Laplace, até discussões de métodos de análise em condições particulares de plantas individuais ou sistemas de fluidos.

O estudo dos transientes de operações em dutos é importante devido à enorme aplicação em instalações hidrelétricas, usinas de energia nucleares e térmicas, sistemas de suprimento de combustível e especialmente em dutos de transporte de óleo, gás e água, (TAO & FANG, 1988a).

Escoamentos em tubulações e canais ocorrem usualmente em estado transiente, porém sua primeira análise é geralmente realizada empregando a hipótese de estado estacionário, a qual não trata o começo ou parada dos escoamentos.

Mudanças na vazão causam diferenciais de pressão ou flutuações graves, as quais podem ameaçar a integridade das tubulações e canais, e são os mais perigosos eventos de operação aos quais podem ser expostas. Tais flutuações de pressão são chamadas transientes de pressão e o estado do escoamento pelo qual é apresentado o fenômeno, é chamado fluxo transiente.

Assim, a geração de transientes de pressão ou *waterhammer*, denominação pela qual este fenômeno é reconhecido, é completamente normal e acontece em todos os sistemas fluidos sujeitos a mudanças nas condições de fluxo.

Na indústria petrolífera, especificamente nos transportes de petróleo e derivados por tubulações é grande a necessidade do desenvolvimento de ferramentas computacionais para a sua simulação dinâmica, que se baseia em modelar os transientes de vazão e pressão do fluido ao longo dos dutos, o que compõe um aspecto relevante na sua concepção e operação, bem como no projeto de dispositivos

de proteção, como válvulas de segurança e sistemas de detecção de falhas, Neto (2001).

Um oleoduto está exposto à corrosão, que causa a redução da espessura das paredes da tubulação. A corrosão, apesar de evoluir lentamente, pode chegar a perfurar a parede, causando o vazamento de produtos tóxicos e inflamáveis. Desta forma, oleodutos devem ser inspecionados periodicamente para localizar e reparar pontos de corrosão, antes que se transformem em vazamentos. A inspeção interna de oleodutos requer a utilização de um equipamento especial denominado *pig*, como na Figura 1, que mostra um teste de inspeção realizado no Departamento de Mecatrônica e Sistemas Mecânicos da USP. *Pig* (tradução para o inglês de 'porco') é um equipamento em forma cilíndrica medindo entre dois a três metros de comprimento e se desloca impulsionado pelo próprio petróleo e chega sujo ao final do duto, sendo essa a origem do nome. O dispositivo é utilizado para separar bateladas de produtos transportados pelos dutos, além de poder ser equipado com diversos sensores que dão informações sobre o duto (incrustações, por exemplo) e sobre o próprio fluido. É ainda utilizado para prevenir vazamentos nos dutos.

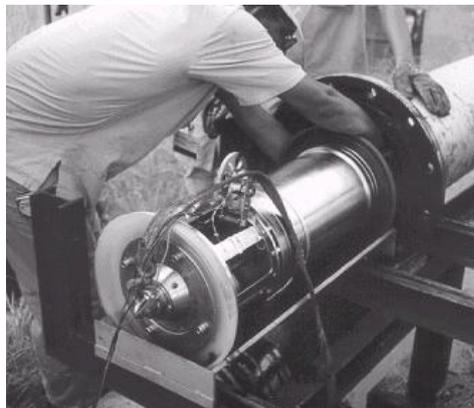


Figura 1. Teste de inspeção com pig

Fonte: Furukawa, Adamowski e Camerini (2002?).

Para a passagem desse equipamento é necessário que não haja nenhuma barreira física no interior do tubo ao qual se deseja inspecionar. Dentre os obstáculos comuns estão os medidores de vazão baseados pressão diferencial, cujo princípio de funcionamento é justamente a utilização de um obstáculo no interior da tubulação, a

fim de causar perda de carga, a qual juntamente com a utilização da equação de Bernoulli, permite o cálculo da vazão.

Medidores de vazão por diferencial de pressão são amplamente utilizados na indústria, por serem mais econômicos, no entanto, com a necessidade da utilização de *pig's* para a inspeção de tubulações, esse tipo de medidor não é indicado.

Uma forma de contornar esse problema é empregar medidores de vazão com outro princípio de funcionamento, o que, geralmente, acaba gerando um custo maior na aquisição, instalação e também de manutenção. Em virtude disso, as redes de transporte de petróleo e derivados, por exemplo, que atravessam o país interligando os pontos de extração, refino e consumo, são vastamente instrumentadas com medidores de pressão (mais econômicos), e os medidores de vazão se encontram instalados, usualmente apenas nas extremidades, como pode ser visto na Figura 2, que apresenta a distribuição dos medidores de vazão e pressão em uma linha de transporte existente no estado do Amazonas.

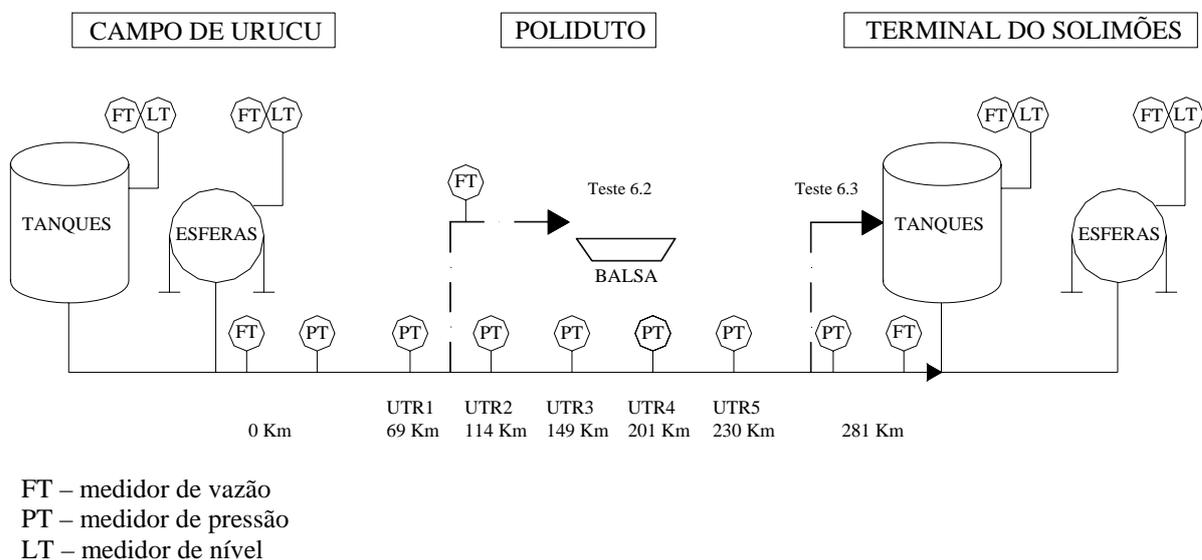


Figura 2 - Distribuição de medidores instalados em linha de transporte
 Fonte: Cruz & Oliveira (2001)

A tubulação da Figura 2 tem comprimento de 281 km e apresenta dois medidores de vazão, sendo um em cada extremo, e sete medidores de pressão

intermediários. Para o trecho de tubulação esquematizado na figura, o problema de se utilizar *pig's* instrumentados na linha (mencionado anteriormente) é contornado. Em contraposição, perde-se a informação de vazão nos pontos intermediários, que é informação chave para os sistemas de detecção de vazamentos. Muitos dos sistemas de detecção de vazamentos são diretamente dependentes de medidas de vazão, de acordo com Baptista (2000). Há, também, situações ainda mais críticas, como tubulações que não são equipadas com medidores de vazão, como a maioria dos sistemas de transporte na China, segundo Liang, Zhang e Wang (2004).

Como um elemento extra para se obter as medidas de vazão, neste trabalho é proposta uma alternativa às medições usuais de vazão na forma de estimativa, através de um observador de estados. Este observador utiliza informações de abertura de válvula e as pressões à montante ou à jusante desta. Assim, é possível se ter disponível medidas de vazão sem a necessidade da instalação física do medidor.

Isto é feito utilizando também informação das válvulas, só que neste caso, aproveitando o fato dela própria ser um obstáculo na tubulação e da mesma maneira que os medidores de vazão por diferencial de pressão, como placas de orifício, tubos de Pitot etc, causam uma perda de pressão, quando instalados na linha. Uma válvula pode ser utilizada com o mesmo fim, notando-se, apenas, que no caso da válvula, o orifício que gera o diferencial de pressão tem abertura variável. A partir dessa lógica é possível quantificar a vazão com o conhecimento prévio da abertura de válvula e a pressão à jusante ou à montante.

Para a implementação dessa concepção, foi utilizada uma formulação não-linear e uma linearizada para o escoamento dinâmico de um fluido incompressível, em espaço de estados. O modelo não-linear para este tipo de problema é composto de um conjunto de equações diferenciais parciais hiperbólicas, e a forma de resolução adotada neste trabalho é a discretização por diferenças finitas centrais. Os contornos do problema abordado são duas válvulas de controle nos extremos da tubulação. As equações que descrevem o movimento dessas válvulas e acopladas ao modelo dinâmico de forma que elas foram utilizadas como medidores de orifício variável para fins de medição de vazão.

Esse modelo não-linear foi utilizado no intuito de simular o comportamento da tubulação experimental. O modelo foi não-linear obtido foi linearizado, e projetada uma matriz de ganho baseada em Kalman, de forma a compor um observador de estados linear para estimar a vazão de escoamento, através unicamente da pressão lida nos extremos e da abertura de válvula.

O Capítulo 2, Objetivos, mostra de forma direta os objetivos deste trabalho.

O Capítulo 3, Justificativa, apresenta a motivação para o desenvolvimento desse trabalho.

O Capítulo 4, Descrição Teórica, aborda conceitos teóricos importantes para a compreensão dos fenômenos abordados.

O Capítulo 5, Revisão Bibliográfica, apresenta trabalhos referentes à modelagem fenomenológica e matemática de escoamentos transientes monofásicos com ou sem observadores de estado, detalha alguns modelos de escoamento de maior relevância, que foram utilizados como base para a formulação do modelo utilizado neste trabalho, ondas de pressão, observadores de estado e também mostra alguns sistemas de medição de vazão.

O Capítulo 6, Modelagem Matemática, apresenta os modelos de escoamento utilizados neste trabalho, na forma não-linear e linearizada, juntamente com a forma de observação de estado escolhida.

O Capítulo 7, Unidade Experimental, mostra como foi executada a montagem da tubulação que foi utilizada para validar o sistema de observador de estado proposto.

O Capítulo 8, Resultados e Discussões, traz os resultados obtidos a partir da simulação dos modelos não-linear e linear representando o experimento montado. Além disso, mostra os resultados do observador de estado baseado em filtros de Kalman,

O Capítulo 6, Conclusões e Sugestões, finaliza o trabalho com as conclusões obtidas e as sugestões para trabalhos futuros.

2 OBJETIVOS

Os objetivos deste trabalho são:

- obter um modelo não-linear em variáveis de estado, formulado de maneira que as entradas sejam abertura de válvula e uma pressão em cada uma dessas válvulas;
- projetar um observador de estados baseado na linearização em pontos de operação do escoamento;
- estimar a vazão em estado estacionário e também durante transientes, que são comuns na operação, utilizando medidas de pressão nos extremos do duto.

3 JUSTIFICATIVA

A motivação para trabalhar em modelagem de escoamentos em dutos com o objetivo de desenvolver um observador de estados para estimar a vazão do sistema, deve-se à importância da busca contínua do desenvolvimento de ferramentas para o monitoramento de tubulações, especialmente na área de quantificação vazão, já que se tem conhecimento da deficiência desse tipo de instrumentação instalada e da sua relevância para a detecção de vazamentos, acarretando redução de desperdícios no caso de água, e poluição, no caso de outros tipos de fluidos. Outro aspecto é referente ao alto custo dos medidores de vazão, pois sendo possível uma boa estimativa da vazão com a utilização da instrumentação básica para o processo de escoamento, há uma redução nos gastos, sem perda de informação.

4 DESCRIÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão abordados alguns conceitos importantes para o entendimento do processo de escoamento em tubulações. Inicialmente as equações de balanço pertinentes serão discutidas, e logo a seguir, a descrição do fenômeno de propagação de onda no interior de tubulações, medidores de vazão, bem como definições fundamentais para a compreensão da utilização de observadores de estado. Por fim, o método de resolução de equações pertinente a este trabalho.

4.1 Escoamento Transiente

O primeiro trabalho registrado em transientes de tubulações foi desenvolvido por Weber no ano de 1865 e Michaud em 1878, que notaram a natureza oscilante do fenômeno e a influência da elasticidade da tubulação, no entanto, foi Euler em 1750 que, em seus trabalhos, deu solução para as equações de propagação de ondas de som. Durante 100 anos, outros trabalhos foram feitos por autores como D'Alembert, Bernoulli, Young, Savant e Liscovious, todos baseados nos estudos de Euler. Na seqüência, muitos outros pesquisadores trabalharam no sentido de desenvolver técnicas gráficas para a solução das equações diferenciais. Com o surgimento das calculadoras e computadores, surgiu também a possibilidade de se resolver esse tipo de problema através de modelos matemáticos cada vez mais representativos da situação real.

O escoamento transiente de fluidos em tubulações pode ser descrito por um par de equações diferenciais parciais hiperbólicas, sendo esse par formado pela equação da continuidade e do momento linear em termos de duas variáveis dependentes, a velocidade e a carga (ou altura) piezométrica.

A modelagem fenomenológica, dinâmica, de escoamento em tubulações transportando fluidos, obtida da literatura, será apresentada a seguir de forma

simplificada, como equações diferenciais unidimensionais da continuidade e do movimento, cujo desenvolvimento é baseado em Wylie, Streeter e Suo (1993) e Isermann (1984).

4.1.1 Equação da continuidade

Considerando um volume de controle móvel de comprimento δx no tempo t , como mostrado na Figura 3, que pode ser considerado fixo relativamente à tubulação (move e estende somente com o movimento e distensão da superfície interna da tubulação), a lei da conservação da massa pode ser expressa como a massa que entra no volume de controle, $\rho A(V - u)$, menos a massa que sai desse mesmo elemento, $\rho A(V - u) + [\rho A(V - u)]_x \delta x$ ¹, é igual a massa acumulada ou perdida pelo volume de controle, $\frac{D'}{Dt}(\rho A \delta x)$, ou

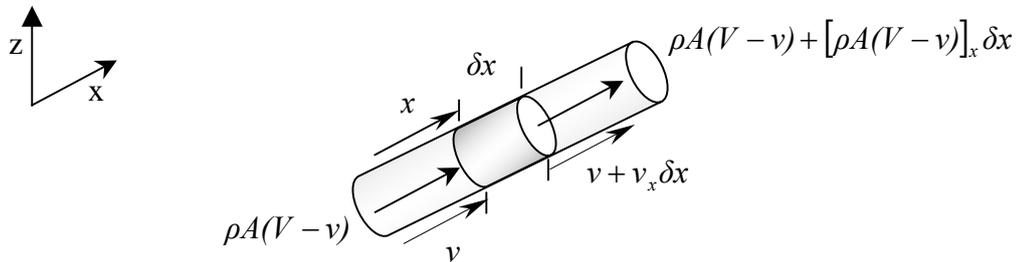


Figura 3 - Volume de controle para equação da continuidade

$$\rho A(V - v) - \{\rho A(V - v) + [\rho A(V - v)]_x \delta x\} = \frac{D'}{Dt}(\rho A \delta x)$$

resultando em:

$$-[\rho A(V - v)]_x \delta x = \frac{D'}{Dt}(\rho A \delta x) \quad (1)$$

¹ Os subscritos x e t denotam diferenciação parcial, por exemplo, $p_x = \frac{\partial p}{\partial x}$

Considerando a face à montante, x , e que u é a velocidade da parede do tubo em x . A derivada total com respeito ao movimento axial do tubo é dada por:

$$\frac{D'}{Dt} = v \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial t} \quad (2)$$

A taxa de aumento do comprimento do volume de controle é dada por δx :

$$\frac{D'}{Dt} \delta x = v_x \delta x \quad (3)$$

Pela expansão de (1) com o uso da equação (3)

$$(\rho AV)_x - (\rho A)_x v + \frac{D'}{Dt}(\rho A) + \rho Av_x = 0 \quad (4)$$

Expandindo (4), utilizando (2), leva a:

$$(\rho AV)_x - (\rho A)_x v - \rho Av_x + v(\rho A)_x + (\rho A)_t + \rho Av_x = 0 \quad (5)$$

ou, por simplificação:

$$\boxed{(\rho AV)_x + (\rho A)_t = 0} \quad (6)$$

A Equação (6) também pode ser apresentada em termos das derivadas totais, da seguinte forma:

$$\frac{1}{A} \frac{DA}{Dt} + \frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} + V_x = 0 \quad (7)$$

O primeiro termo da Equação (7) diz respeito à elasticidade das paredes da tubulação e sua taxa de deformação com a pressão. O segundo termo é referente à compressibilidade do fluido.

Nenhuma consideração foi feita até aqui, assim a Equação (6) e a Equação (7) são válidas para tubos convergentes ou divergentes, bem como tubos cilíndricos com elevação ou horizontais. É também válida para qualquer fluido que preencha a seção e para tubos rígidos ou altamente deformáveis.

Uma simplificação pertinente ao caso estudado neste trabalho, é a área de seção transversal constante. Além disso, pode-se assumir um fluxo isotérmico com temperatura T_0 , a equação de estado do gás é:

$$p \frac{1}{\rho} = Z(p, T_0) RT_0 = b^2(p) \quad (8)$$

onde $b(p)$ é a velocidade isotérmica do som. Então, após a introdução das variáveis $M(x, t)$ e $p(x, t)$ na equação do balanço (7), fica:

$$A \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{b^2(p)} p \right) + \frac{\partial M}{\partial x} = 0 \quad (9)$$

De acordo com Wylie, Streeter e Suo (1993), quando é considerado fluido com elasticidade linear e o material das paredes, a velocidade do som é assumida como uma constante $b(p) = b$, que incorpora a elasticidade da tubulação e do fluido. Assim a equação pode ser simplificada, e fica da seguinte forma:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + k_1 \frac{\partial M}{\partial x} = 0 \quad (10)$$

onde: $k_1 = \frac{A}{b^2}$

Para a solução da equação diferencial parcial, utiliza-se a discretização por diferenças finitas onde a tubulação é dividida (discretizada) em n seções, mostrada na Figura 4.

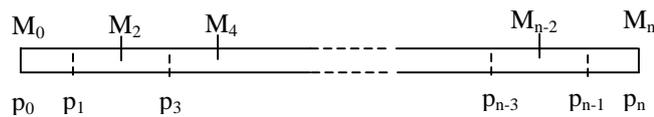


Figura 4 – Representação dos estados discretos na tubulação

A equação discretizada resultante é:

$$\boxed{\frac{\partial p_n}{\partial t} = a_1 (M_{n+1} - M_{n-1})} \quad \text{onde : } a_1 = -\frac{1}{k_1 \Delta x} \quad (11)$$

4.1.2 Equação do movimento

A equação do movimento é derivada para fluido escoando através de tubo cônico, cilíndrico ou prismático. O tubo é preenchido e permanece cheio de massa de fluido com densidade ρ . No desenvolvimento do equacionamento unidimensional é assumida que a pressão da área de seção transversal é a igual a pressão da linha central, e velocidade média para a seção.

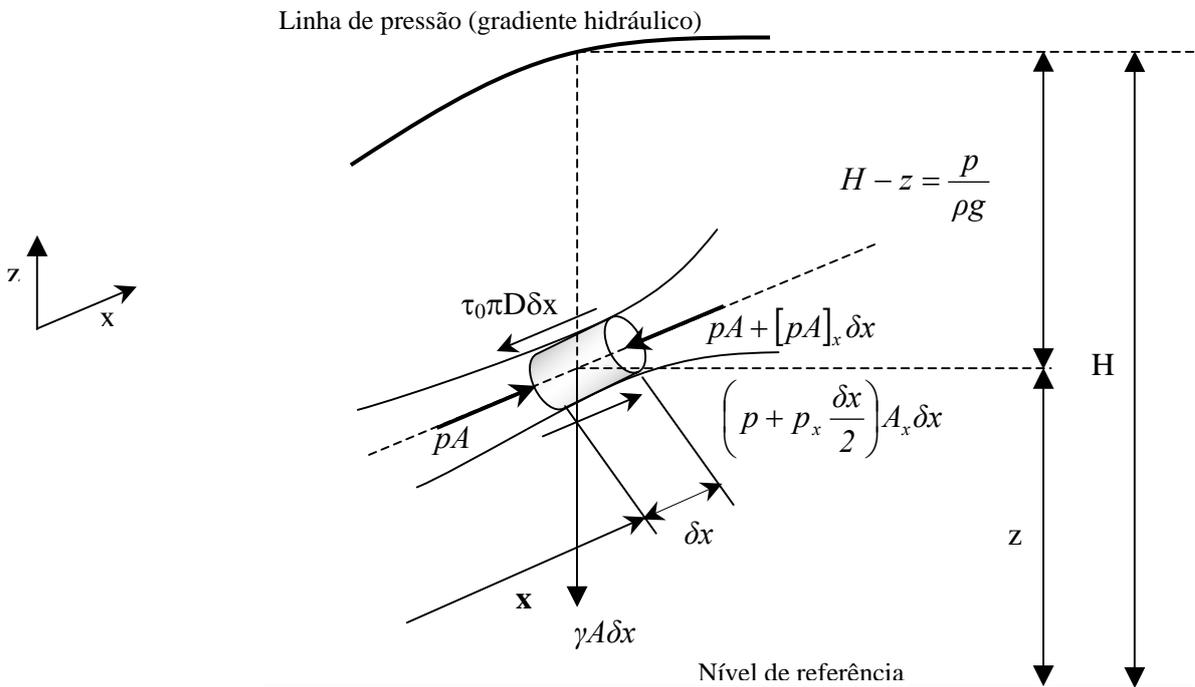


Figura 5 - Volume de controle para equação do movimento

$$\frac{\partial(A\rho v dx)}{\partial t} = A \left(p + \frac{\rho v^2}{2} \right) - A \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\rho v^2}{2} + \frac{\partial (\rho v^2)}{\partial x} dx \right) - F - Y \quad (12)$$

ou

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(p + \frac{\rho v^2}{2} \right) = -F - Y \quad (13)$$

onde o termo de fricção é, assumindo regime turbulento:

$$F = \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\lambda \rho}{2d} v |v| \quad (14)$$

e o termo da pressão estática

$$Y = \rho g \frac{dH}{dx} \quad (15)$$

pode-se assumir fluxo isotérmico com temperatura T_0 , a equação de estado do gás é

$$p \frac{I}{\rho} = Z(p, T_0) RT_0 = b^2(p) \quad (16)$$

onde $b(p)$ é a velocidade isotérmica do som. Então, após a introdução das variáveis $M(z, t)$ e $p(z, t)$, a equação do balanço fica:

$$\frac{1}{A} \frac{\partial M}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(p + \frac{M^2 b(p)}{2A^2 p} \right) = \frac{1}{A} \frac{\partial M}{\partial t} + \left(1 - \frac{M^2 b^2}{2A^2 p^2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{M b^2 \partial M}{A^2 p \partial x} = -F - Y \quad (17)$$

$$F = \frac{\lambda b^2(p)}{2dA^2 p} M |M| \quad (18)$$

$$Y = \frac{gp}{b^2(p)} \frac{dH}{dx} \quad (19)$$

Esse modelo de escoamento pode ser simplificado assumindo que:

- 1) a velocidade isotérmica do som é constante dentro de uma seção de tubulação: $b(p) = b$
- 2) a velocidade do fluido u é pequena em comparação a velocidade do som b , de forma que $v^2 \ll b^2$, que leva a:

$$\frac{M^2 b^2}{A^2 p} = \frac{v^2}{b^2} \approx 0$$

- 3) para grandes tubulações o termo a seguir pode ser descartado

$$\frac{M b^2}{A^2 p} \frac{\partial M}{\partial x} \approx 0$$

Então o modelo simplificado para tubulações longas, com a consideração que

$$\frac{\partial H}{\partial x} = 0$$

$$k_2 \frac{\partial M}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = -k_3 k_2 M \frac{|M|}{p} \quad (20)$$

onde $k_2 = \frac{1}{A}$; $\mu = \frac{\lambda b^2}{2dA^2}$; $k_3 = \frac{A}{b^2}$

Para a solução da equação diferencial parcial, utiliza-se a discretização por diferenças finitas onde a tubulação é dividida (discretizada) em n seções, mostrado na Figura 4.

$$\boxed{\frac{\partial M}{\partial t} = a_2(p_{n+1} - p_{n-1}) + \frac{\mu}{p_n} M_n |M_n|} \quad \text{onde: } a_2 = -\frac{1}{k_2 \Delta x} \quad (21)$$

onde: $n = 2, 4, \dots, L - 2$

4.1.3 Equação de Bernoulli

A equação de Bernoulli foi deduzida a partir da segunda lei do movimento, igualando-se as forças de pressão necessárias para mudar a energia potencial e a energia cinética ordenada do fluido. Sob turbulência o fluido ganha energia cinética desordenada e mais trabalho é necessário, e uma maior diferença de pressão também é necessária, para se mover um fluido a uma determinada velocidade. De acordo com Sissom e Pitts (1988) a equação de Bernoulli, Equação (22), vale somente para escoamentos sem atrito, em fluidos que não se deformam quando submetidos a uma tensão de cisalhamento, no entanto há a chamada equação de Bernoulli estendida, que leva em conta o atrito e de onde se originaram outras: “todas as fórmulas práticas para escoamento de fluidos são derivadas do teorema de Bernoulli, com modificações para levar em conta as perdas por fricção.” (CRANE, 1978 , p. 1-5).

“Os líquidos naturais em movimento não obedecem rigorosamente à fórmula de Bernoulli, como apresentada em (22).” (PIMENTA, 1981, p. 74). Surgem os efeitos da viscosidade e da turbulência, resultando em uma dissipação de energia em calor.

$$\frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad (22)$$

A água tem viscosidade baixa e por isso foi considerada como fluido perfeito² nos estudos de hidrodinâmica teórica do século XIX; todavia “problemas práticos, como o cálculo da queda de pressão para água escoando através de um conduto, não puderam ser resolvidos utilizando-se as equações da hidrodinâmica teórica.” (BENNETT, 1978, p. 122 e123).

Modernamente, como em Digital Engineering Library (2004), encontra-se a equação de Bernoulli, assim referida, contendo o termo de perdas de energia.

$$\frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + h_p = \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_L \quad (23)$$

A abordagem básica para todos os sistemas de tubulações é escrever a equação de Bernoulli entre dois pontos, conectados por uma linha de corrente, onde as condições são conhecidas. O termo h_L contém as perdas por fricção e outras perdas menores devido a conexões, entradas, saídas etc.

A energia necessária para mover a água através de uma tubulação é suprida por uma bomba. Se uma válvula é subitamente fechada no final da linha, a coluna da água é levada a parar na válvula. A energia cinética contida na coluna de água, originalmente transmitida à água pela bomba, precisa ser dissipada. Segundo Gagliardi e Liberatore (2004), a coluna de água comprime, a pressão aumenta, e uma parte da energia cinética é transformada em energia interna. A água à alta pressão age sobre as paredes da tubulação e realiza trabalho as distendendo, mas somente uma pequena porcentagem da energia será perdida nisso. A tubulação obedecerá às leis da vibração e retornará a maior parte da energia para a água. Levando isto em consideração, para a modelagem dos efeitos dos transientes de pressão

² “Fluido perfeito é aquele que não possui nenhuma viscosidade ou aquele para o qual os efeitos devidos à viscosidade podem ser desprezados.” (SISSOM e PITTS, 1988, p.326).

(*waterhammer*), que é o caso deste trabalho, utilizam-se equações que definem as relações entre a pressão e a vazão na descarga de uma linha durante uma condição de vazão transiente, as quais resultam da ação das ondas de pressão geradas.

4.2 Velocidade de propagação da onda

Uma onda de pressão pode surgir quando uma válvula é rapidamente fechada. A velocidade da massa fluida antes da válvula é reduzida e, por causa desta aceleração, acontece uma onda de pressão que se propaga dentro do tubo com a velocidade do som. Esta onda é refletida no fim do tubo (sem mudança de sinal e igual amplitude), Figura 6. Quando a onda bate na parede da tubulação, cargas mecânicas axiais e transversais consideráveis podem acontecer.

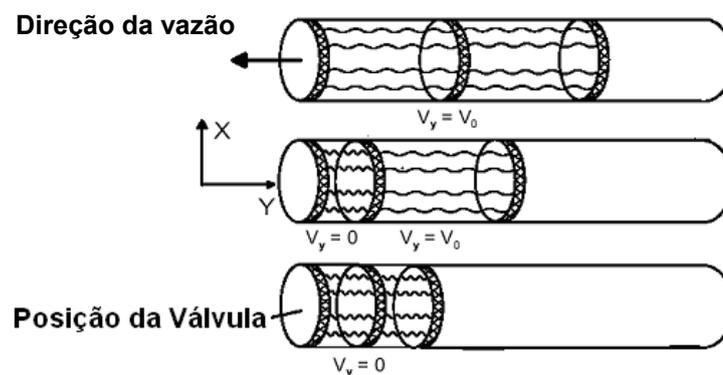


Figura 6 - Compressão do Fluido

Assim, a geração de transientes de pressão ou *waterhammer*, denominações pelas quais este fenômeno é reconhecido, é completamente normal e acontece em todos os sistemas fluidos sujeitos a mudanças nas condições de fluxo.

A equação da velocidade da onda pode ser definida como:

$$b^2 = \frac{K/\rho}{1 + [(K/E)(D/e)]c_1} \quad (24)$$

onde: E – módulo de elasticidade, K - módulo de Bulk.

Segundo Muggleton, Brennan e Pinnington (2002) a velocidade da onda, em tubulações de plástico, é altamente dependente das propriedades das paredes e do meio circundante.

Em tubulações cujas paredes são relativamente espessas em comparação com o diâmetro ($D/e < 25$), a tensão nas paredes não é distribuída uniformemente e deve ser considerado o tipo de ancoragem da tubulação. Se a tubulação é ancorada somente no extremo inicial,

$$c_1 = \frac{2e}{D}(1 + \mu) + \frac{D}{D + e} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right) \quad (25)$$

onde μ - módulo de Poisson, e - espessura da parede do tubo.

De acordo com Hunaidi e Chu (1999 apud SOUZA, CRUZ e PEREIRA, 2000) a velocidade da onda de pressão em tubulações de PVC é aproximadamente 500 m/s.

4.2.1 Mecanismos de Propagação de Ondas de Pressão

A seguir, serão discutidos os mecanismos pelos quais são propagados os transientes, transmissão e reflexão, dentro de sistemas de tubulações e o modo nos quais as variações de pressão resultantes se registram dentro dos sistemas, dependendo de variáveis tais como tempo de fechamento de válvula, velocidade de onda, velocidade de fluxo inicial, pressão de linha inicial e perdas iniciais globais de fricção de regime permanente.

A situação onde a entrega de uma válvula está sendo reduzida de um estado permanente para um segundo estado de fluxo mais baixo é ilustrada na Figura 7. No caso de fechamento rápido da válvula, os transientes gerados podem ser danosos, porém uma taxa de fechamento de válvula muito reduzida pode resultar em pouco mais que uma moderada oscilação de massa.

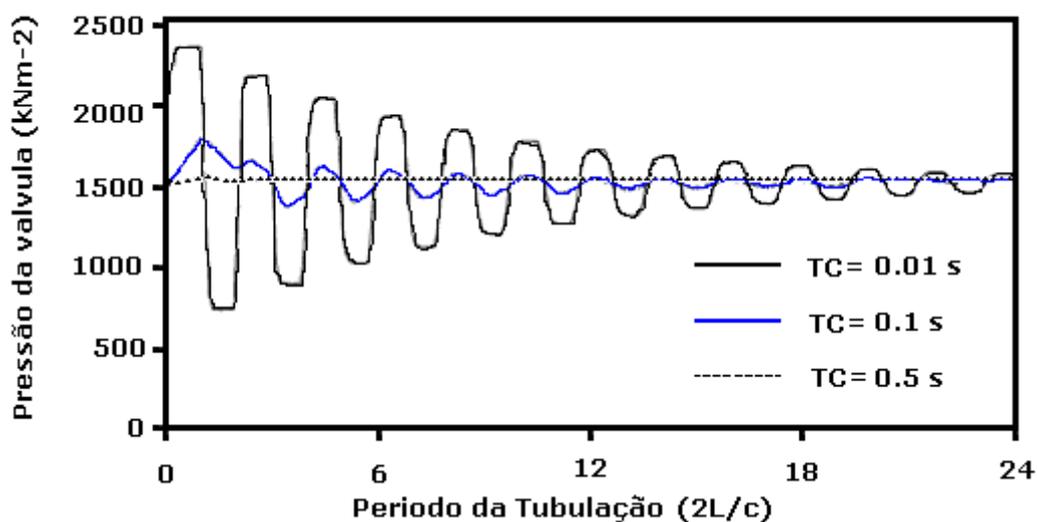


Figura 7 - Histórico da Pressão para uma válvula terminal numa tubulação simples a qual, está reduzindo sua descarga a 80%, para uma faixa de tempo de operação, TC.

A Figura 8 apresenta uma tubulação simples, uniforme, juntando-se a dois reservatórios e incluindo uma válvula em seu ponto central.

Para o fechamento da válvula, o fluido próximo ao lado à montante é retardado, com uma conseqüente compressão do fluido e uma expansão na área seccional da tubulação, o incremento na pressão que resulta no lado à montante da válvula, depende da importância relativa destes dois efeitos, para tubulações mais flexíveis, o aumento na pressão é menor, à medida que o fechamento da válvula ocorre, informações nas mudanças na pressão são transmitidos a partir do lado à montante, de novo a velocidade com a qual esta informação viaja depende do fluido e das propriedades da parede da tubulação. Uma tubulação rígida, produzirá uma transmissão de velocidade acústica ao fluido, enquanto uma parede elástica de tubulação, efetivamente reduz a velocidade de onda.

No lado à jusante da válvula um mecanismo semelhante resulta na transmissão de informação referida à redução do fluxo através da válvula, este é percebido por uma queda na pressão no lado à jusante da válvula e gera uma onda negativa de pressão que leva esta informação à jusante. A velocidade do fluxo na secção da tubulação à jusante também decresce. Nesta descrição do mecanismo de propagação transiente, é assumido que a redução da pressão é insuficiente para reduzir a pressão na linha e provocar liberação de vapor.

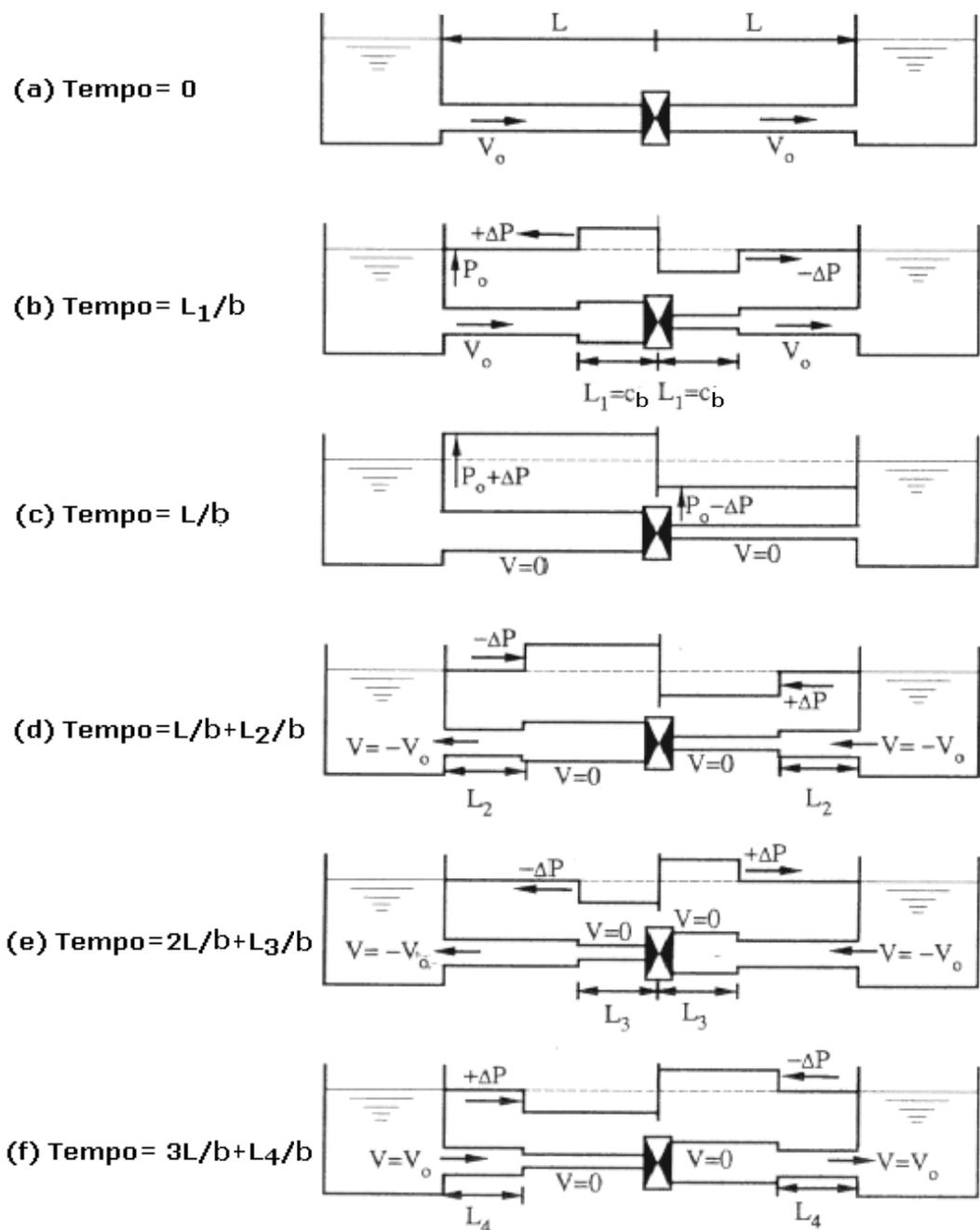


Figura 8 - Perfis da pressão e diâmetro da tubulação para diferentes momentos após o fechamento instantâneo de uma válvula (efeitos de atrito considerados desprezíveis)

Como resultado do fechamento da válvula acontece uma queda no fluxo. Em ambos os lados da tubulação, montante e jusante, gerando ondas de pressão em ambas extremidades, uma à montante positiva ou elevação de pressão, e uma redução na pressão ou pressão negativa, no lado jusante. O grau de deformação da tubulação é afetado pela onda gerada. Ocorre uma expansão na área seccional da tubulação no lado montante e uma contração no lado jusante. O grau de deformação

afeta a direção da velocidade da onda, ou a taxa na qual a informação relativa às condições das mudanças é transmitida para o resto da tubulação.

Uma vez que o movimento da válvula é iniciado, o histórico pressão – tempo na válvula depende da taxa de fechamento e da influência das limitações do sistema sobre a reflexão dos transientes de pressão gerados pelo movimento na válvula. Isto, em princípio, envolve a velocidade de onda, já que esta variável determina, para qualquer sistema, o tempo de reflexão nos contornos e a viagem da onda de volta à válvula. Deve ser levado em conta, também, que a relação entre característica – posição da válvula tem grande relevância na taxa de mudança das condições no extremo onde está localizada a válvula. Muitos tipos de válvulas não causam redução significativa na vazão até seu fechamento quase completo, assim, a medida do tempo de fechamento da válvula, sem uma referência da característica de vazão - queda de pressão adequada, pode conduzir a uma superestimação do tempo efetivo de fechamento da válvula, e, portanto, uma subsequente subestimação da severidade da propagação do transiente.

Depois do fechamento da válvula, o perfil pressão-tempo dependerá das condições do sistema, prevalecendo suas próprias limitações. A Figura 8 mostra a seqüência de eventos para tempos particulares durante a propagação de onda transiente. No fechamento da válvula, o fluido na tubulação, em ambos os lados adjacentes à válvula, pára instantaneamente, e as ondas de pressão geradas são transmitidas à velocidade do som. Para um tempo posterior t , como é mostrado na Figura 8 (b), a frente de onda está se movimentando no comprimento $L_1 = bt$.

A onda de pressão atinge o reservatório no fim da tubulação no tempo $t = L/b$, após o fechamento da válvula, Figura 8 (c). Uma situação desbalanceada surge quando o fluido na interface entre o tubo e o reservatório está a uma pressão diferente daquela no nível do reservatório. Isto não pode ser mantido e um fluxo de restauração se inicia e equaliza a pressão na interface. Ondas de pressão de magnitude suficiente para retornar à pressão do pré-fechamento da válvula são, assim, propagadas no tempo $t = L/b$ a partir de cada reservatório, e são transmitidas através da tubulação retornando à válvula fechada. Retorna uma onda de pressão negativa para o reservatório à montante e uma onda de pressão positiva para o reservatório à jusante.

Para a tubulação à montante, a propagação dessa onda também produz um fluxo de fluido em direção ao reservatório, já que o tubo a frente do transiente está a uma pressão maior que a do reservatório. Como no sistema descrito foi assumido não haver atrito, a magnitude deste fluxo reverso é igual à velocidade do fluxo inicial, como mostrado na Figura 8 (c).

Na tubulação à jusante, o mesmo raciocínio explica o estabelecimento de um fluxo a partir do reservatório à jusante tendo a mesma magnitude do fluxo inicial, mas de sinal contrário, Figura 8 (c).

Para a tubulação à montante, a onda de pressão de restauração atinge a válvula fechada no tempo $t = 2L/b$, conhecido como período do tubo. Ao mesmo tempo, todo o comprimento da tubulação a montante já retornou à sua pressão original e um fluxo foi estabelecido a partir da tubulação para o reservatório a montante. No tempo $t = 2L/b$, a onda atinge a válvula fechada e não há fluido a frente da onda para manter este fluxo restaurador e, portanto uma região de baixa pressão se forma na face à montante da válvula fechada, associada com vazão zero na válvula, (assume-se que a pressão não cai até os níveis de abertura de coluna).

A imposição da velocidade zero do fluido, na face à montante da válvula, gera uma onda de queda de pressão, que é propagada desde a válvula fechada até o reservatório à montante, reduzindo o fluxo a zero assim que ela passa, como mostrado na Figura 8(e). Novamente, como o sistema foi assumido sem atrito, todas as ondas de pressão propagadas terão a mesma magnitude que aquelas propagadas inicialmente pelo fechamento da válvula, $\pm\Delta p$. Portanto, a onda à montante propagada a partir da válvula fechada no tempo $t = 2L/b$ tem uma magnitude de $-\Delta p$, reduzindo todos os pontos ao longo da tubulação a um nível de pressão Δp abaixo da linha de pressão antes do fechamento da válvula.

Também vale notar que, para o tempo $t = 2L/b$, a mudança total na pressão instantânea na face à montante da válvula, com um valor de $-2\Delta p$, é devida à chegada simultânea da onda $-\Delta p$ vinda do reservatório a montante e à sua reflexão imediata na válvula fechada como uma onda $-\Delta p$ sendo transmitida de volta. Para fechamentos não instantâneos de válvula, em tempos menores que um período da

tubulação, este processo de chegada e reflexão resulta na variação da pressão na válvula fechada, mostrando uma taxa de mudança da pressão duas vezes maior.

O estabelecimento da linha de pressão $-\Delta p$, abaixo do valor de vazão estacionário inicial, será completo no tempo $3L/b$, quando a onda $-\Delta p$ gerada pela reflexão na válvula, no tempo $t = 2L/b$, atinge o reservatório montante.

Similarmente, a onda de restauração, proveniente do reservatório à jusante, que atinge a válvula fechada no tempo $2L/b$, estabeleceu um fluxo reverso na tubulação à jusante, ao longo do comprimento do tubo. Este fluxo é destruído pela barreira final formada pela válvula fechada. O fluxo de restauração gera um transiente $+\Delta p$ na face à jusante da válvula no tempo $t = 2L/b$, este é propagado em direção do reservatório, fazendo o fluxo reverso nesta secção da tubulação parar e incrementando a pressão em $+\Delta p$ acima do valor da linha inicial da pressão, antes do fechamento da válvula. Esta onda chega ao reservatório à jusante no tempo $t = 3L/b$, tempo no qual o fluido está se restaurando completamente ao longo da tubulação, na secção à jusante da válvula fechada.

Assim, no tempo $t = 3L/b$, uma situação desbalanceada similar àquela existente no tempo $t = L/b$, para as ambas interfaces à montante e à jusante, reservatório/tubulação, com a diferença que a tubulação à montante está a uma pressão abaixo da pressão do reservatório, e a tubulação à jusante está acima da pressão do reservatório. Em ambos os casos a vazão na secção do tubo é zero.

Se o sistema de tubulações apresentar diferentes comprimentos, as ondas de velocidade individuais serão diferentes. Os processos descritos são ainda utilizáveis, porém as variações em cada tubulação já não são sincronizadas. Para um fechamento de válvula instantâneo, os transientes de pressão em cada tubo deverão ser independentes um do outro. A natureza periódica das oscilações, que são dependentes do comprimento da tubulação e da velocidade de onda local, é determinada pelas propriedades do fluido e pela elasticidade da parede da tubulação.

Os períodos dos ciclos de pressão são descritos como $4L/b$. Assim, um termo freqüentemente empregado em análise transiente é o período do tubo. Este é definido como o tempo que leva o transiente em percorrer a distância completa entre o ponto

inicial e final da tubulação. Neste caso, o período da tubulação em ambos tubos é de $2L/b$, baseado no tempo que leva o transiente em alcançar os limites do reservatório e voltar à válvula fechada como uma onda refletida.

Swaffield e Boldy (2002) inferiram, para o ciclo transiente descrito, os perfis da pressão no tempo para pontos ao longo de ambas tubulações, como mostrado na Figura 9. Tais variações são simplesmente baseadas no cálculo de qualquer onda ($\pm \Delta p$) no sistema. É assumida uma velocidade de onda de propagação constante b , fluxo sem atrito, mantendo a linha de pressão acima dos níveis da abertura de coluna.

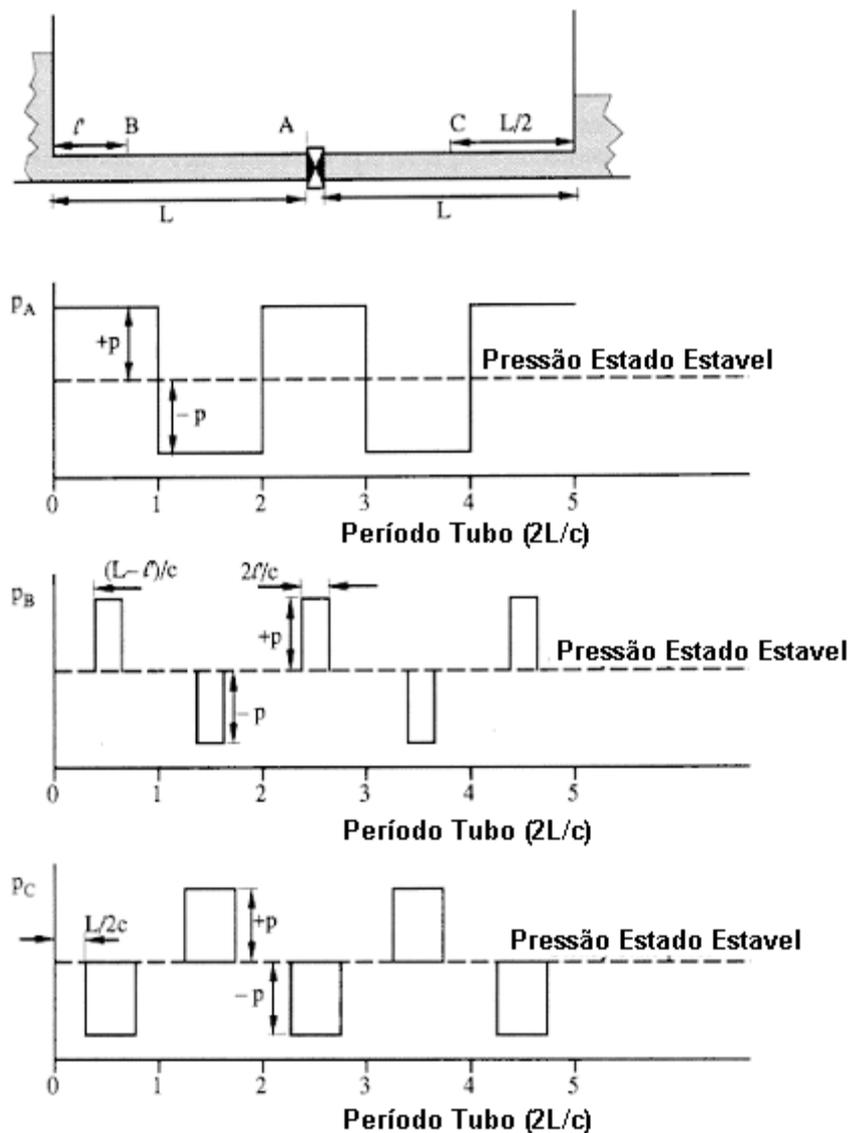


Figura 9 - Variações da pressão após fechamentos instantâneos em pontos ao longo de duas tubulações idênticas entre os reservatórios

4.2.2 A importância do tempo de fechamento da válvula.

O ponto mais importante ilustrado na Figura 8 e Figura 9 é que não há possibilidade de que a pressão atingida por um fechamento instantâneo seja menor do que a gerada por um fechamento da válvula que leva mais tempo do que um período da tubulação $2L/b$. A possível redução no pico de pressão pelo aumento do tempo de fechamento da válvula deriva do fato de que a onda refletida a partir do reservatório a montante é negativa e assim, reduz a elevação da pressão que continua na válvula. Historicamente, Allievi foi capaz de demonstrar este efeito satisfatoriamente por seu método gráfico baseado no princípio da superposição de transientes gerados e refletidos. O mesmo raciocínio limita a queda de pressão experimentada à jusante da válvula devido à chegada de reflexões positivas desde o reservatório à jusante para tempos maiores que $2L/b$.

A Figura 10, gerada para um sistema simples de tubulação, terminando em um reservatório à montante e uma válvula à jusante ilustra o efeito do tempo de fechamento da válvula nos níveis do pico de pressão na face montante da válvula.

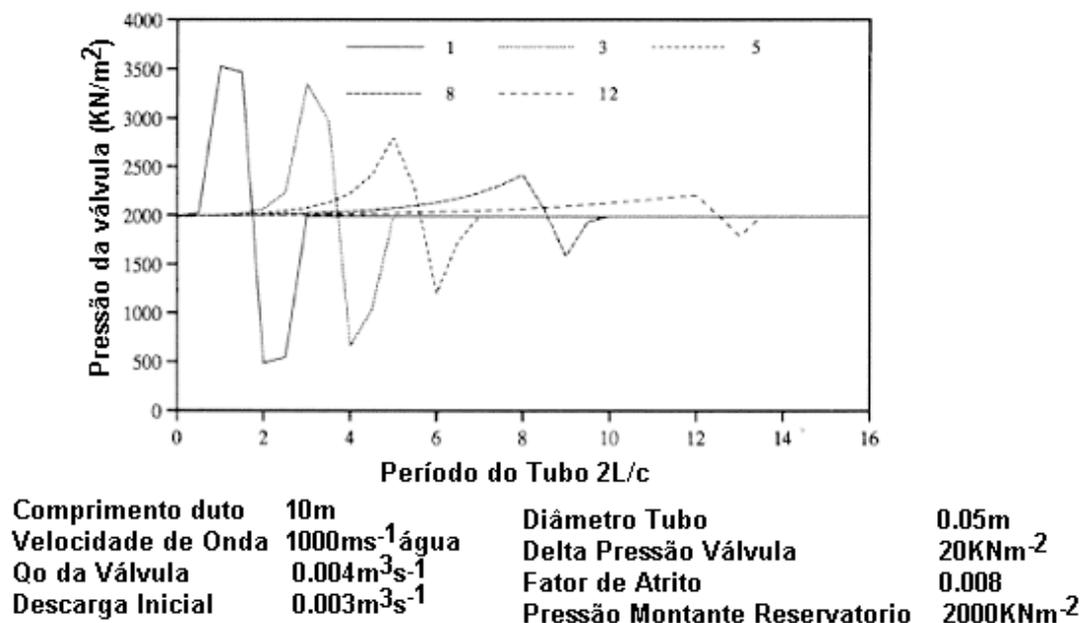


Figura 10 - Elevação da Pressão na Válvula como resultado de fechamento de Válvula em 1 para 12 períodos de tubo

O caso ilustrado também inclui a simplificação de que as variações de pressão registradas no lado à jusante final da válvula não afetam as condições da tubulação à montante, como se a válvula estivesse completamente fechada antes da chegada de alguma reflexão do reservatório à jusante. Em casos de fechamento lento de válvula, estes transientes poderão efetivamente se propagar através da válvula ainda aberta e afetariam a condição da tubulação à montante e vice-versa.

4.2.3 A importância dos efeitos de atrito

Na ausência de atrito, o ciclo mostrado pela Figura 9 continuaria indefinidamente. Na prática, a fricção amortece as oscilações de pressão dentro de uns poucos ciclos. A fricção reduz os picos de velocidade atingidos durante cada imposição de fluxo inverso sucessivo, de fato a natureza periódica das reversões de fluxo têm o efeito de aumentar o valor do fator de fricção apropriadamente.

Nos sistemas onde as perdas iniciais de fluxo por atrito são altas, negligenciar os efeitos de atrito pode resultar em uma subestimativa grosseira da elevação do pico de pressão por fechamento de válvula. Nestes casos, a pressão inicial da válvula é consideravelmente menor do que a pressão de nível do reservatório à montante, entretanto como o fluxo é retardado pelo fechamento da válvula, a perda por atrito, ao longo da tubulação, é reduzida com queda da velocidade de fluxo e a pressão na válvula aumenta no sentido do reservatório. Obviamente, para uma condição de fluxo zero, o nível de pressão na válvula fechada tem que ser igual àquele do reservatório. Como cada camada de fluido entre a válvula e o reservatório é transmitida para o restante da tubulação através da passagem de um transiente de pressão de $+\Delta p$, então uma série de ondas de pressão secundárias, cada uma de magnitude igual a pressão perdida por atrito recuperada dentro daquela camada é transmitida para a válvula fechada, resultando na completa recuperação do efeito de fricção, sendo sentido na válvula fechada ao final do primeiro período do tubo $2L/c$, Figura 11. Como o fluxo se reverte na tubulação durante o segundo período de tubo, $2L/c$ a $4L/c$, o efeito oposto é registrado na válvula devido à necessidade de restabelecer a alta perda por fricção. Em certas aplicações, tais como longas tubulações de óleo ou água,

estes efeitos podem contribuir para a maioria das ondas de pressão em fechamento de válvula.

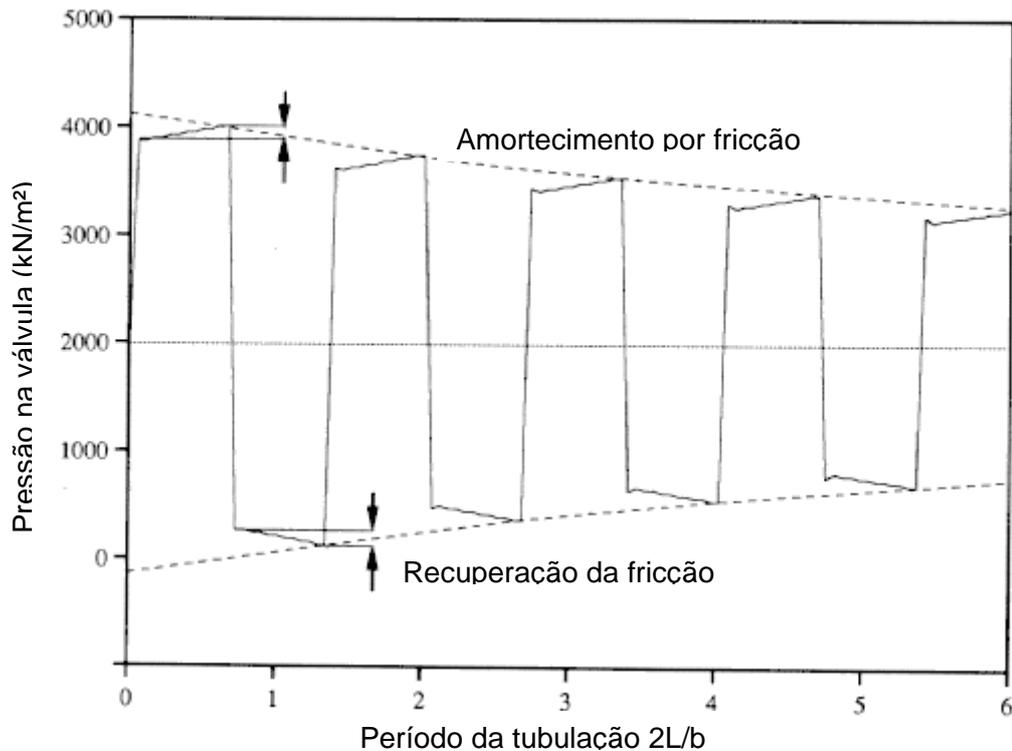


Figura 11 -Aumento de pressão uma tubulação com alta fricção ($f = 0,1$), $Q = 0,004$ m³/s. Tempo de fechamento da válvula de 0,001 s. Amortecimento e recuperação/queda de pressão devido à vazão zero

4.2.4 Ruído

A medição da pressão em um duto é influenciada por ruídos gerados devido a flutuações existentes na medição, que são causados, principalmente pelo próprio sistema de leitura (ruído de medição), pelo sistema de controle (ruído de controle) e devido às propriedades mecânicas do fluido e da tubulação (ruído hidráulico). O ruído de leitura é devido ao transdutor utilizado e ao tipo de processamento usado para converter o sinal gerado pelo transdutor em informação manipulável. O ruído de controle ocorre devido à interação da ressonância natural com os controladores de pressão e vazão. Já o ruído hidráulico surge do fato de que as propriedades

mecânicas do fluido e da tubulação não são verdadeiramente constantes. Segundo Freitas (2003), ondas de pressão viajam pela tubulação à velocidade do som e causam pequenas variações na área de seção transversal, as quais implicam em variações do volume e densidade, com constante de tempo muito pequena, produzindo variações rápidas de pressão.

4.3 Observadores de estado

Um observador de estados ou *software* sensor pode ser descrito de forma simplificada como uma associação entre um sensor (*hardware*) e um estimador conforme se observa na Figura 12. O estimador é parte de um *software* que produz estimações de estado em linha, a partir de medidas obtidas pelos sensores. Estas variações são observadas nos dados experimentais que serão apresentados no capítulo de Resultados e Discussões.

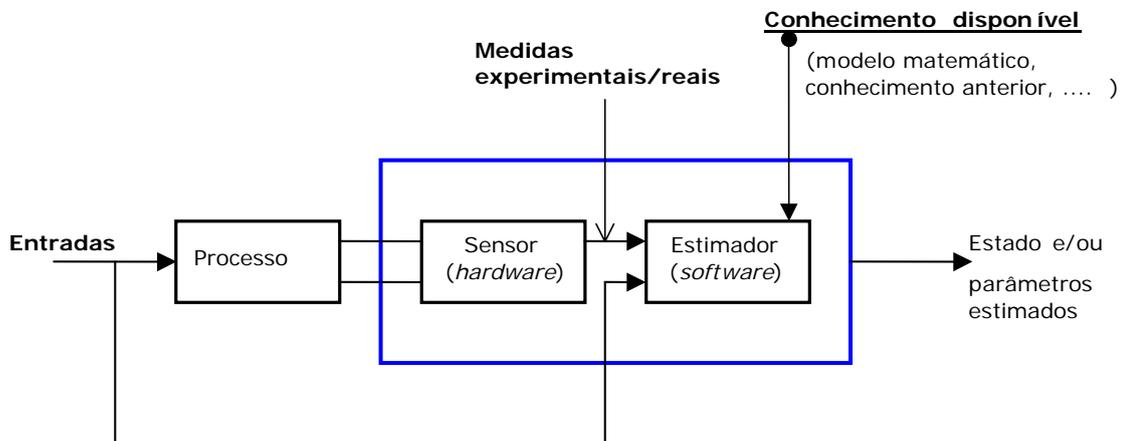


Figura 12 - Esquema simplificado de observador de estado

Nem sempre é possível ou mesmo viável economicamente a instalação de todos os sensores necessários à medição de todas as variáveis de estados. É possível se fazer uso de métodos para prever sinais e estimar variáveis de estado não-mensuráveis, parâmetros do processo e outras quantidades características do processo. O monitoramento de processos pelo uso destes, e com métodos de decisão desenvolveu uma nova área dentro do controle automático. Geralmente se usa esse

tipo de abordagem para detecção de falhas em processos através do monitoramento de sinais mensuráveis e quantidades não mensuráveis, tais como variáveis de estado, parâmetros de processos e outros.

Os métodos para detecção de falhas podem ser divididos principalmente baseados nas seguintes quantidades:

- sinais mensuráveis,
- variáveis de estado não-mensuráveis,
- parâmetros de processo não-mensuráveis,
- quantidades características não-mensuráveis.

É típico, para os mais sofisticados métodos de monitoramento, o uso de quantidades não-mensuráveis as quais podem ser obtidas por modelos de processo e métodos de estimação.

Se as falhas do processo são indicadas por variáveis de estado não-mensuráveis, pode-se tentar reconstruir ou estimar essas variáveis de estado a partir de sinais medidos pelo uso de um modelo do processo.

Se a relação entre os sinais de entrada medidos e os sinais de saída de um processo pode ser considerada como estática, é suficiente representar o processo através de um modelo estacionário. A variável de estado estimada \hat{x} é então uma função dos valores de u e y .

$$\hat{x} = f\{u, y\}$$

Em geral, a relação é dinâmica:

$$X(t) = f\{u, y, t\}$$

Há uma grande variedade de processos para os quais a dinâmica depende do comportamento não-linear das variáveis. Uma opção para simplificar esse problema é mudar a representação de um estado não-linear para uma linearização ao redor do ponto de operação.

$$\dot{x}(t) = A^o x(t) + Bu(t) \tag{26}$$

$$y(t) = Cx(t) \tag{27}$$

onde $y = \Delta Y$, $u = \Delta U$, $x = \Delta X$ são as mudanças de Y , U e X . A representação deve ser selecionada de forma que as variáveis de estado de interesse $x_i(t)$ são elementos do vetor de estado $x(t)$. Para reconstruir esses estados, a partir de sinais de entrada e saída mensuráveis, um observador de estado variável (caso determinístico) ou um filtro de estado variável (caso estocástico), conforme a Equação (28):

$$\dot{\hat{x}}(t) = A^o x(t) + Bu(t) + K[y(t) - C\hat{x}(t)] \quad (28)$$

pode ser usado, onde a matriz de realimentação K tem que ser projetada apropriadamente.

Esse modelo de observador recebe os mesmos dados que o sistema real e calcula os estados internos, baseado no seu modelo do sistema. A condição inicial do sistema real geralmente não é conhecida, contudo um valor calculado pode ser comparado com o vetor de saída medido e a diferença pode ser utilizada para corrigir o sistema. Essa forma de observação é chamada observador de Luenberger.

O observador de Luenberger tem uma grande desvantagem que pode fazê-lo impraticável para alguns sistemas, pois depende fortemente da precisão dos parâmetros e do vetor de medidas. Qualquer distúrbio (ruído) nas medidas, desvios nos parâmetros ou ruídos internos podem fazer com que o observador seja inviável.

Uma forma de observação de estados que pode ser utilizada para sistemas com ruído é através do filtro de Kalman, sendo este um conjunto de equações matemáticas, que implementam um estimador do tipo preditor-corretivo, ótimo no sentido que minimiza o erro de covariância estimado, quando encontra algumas condições presumidas, como as variáveis aleatórias com distribuição Gaussiana. Segundo Welch e Bishop (2001), o filtro de Kalman tem sido extensivamente pesquisado e aplicado, principalmente devido a sua simplicidade e natureza robusta; ainda que raramente haja as condições ótimas necessárias, o filtro funciona bem para muitas situações.

O modelo de filtro introduzido por Kalman (1960) para sistema contínuo é estabelecido como:

$$\tilde{\dot{x}} = A^\circ \tilde{x} + Bu + Gw \quad (29)$$

$$y = Fx + H^\circ u + Dw + v \quad (30)$$

As variáveis aleatórias w e v representam o ruído do processo e ruído de medida, respectivamente. Assume-se que ambos são independentes, com média zero, e de distribuição Gaussiana,

$$E(w) = E(v) = 0, \quad E(w w^T) = Q, \quad E(v v^T) = R, \quad E(w v^T) = N$$

onde Q é a covariância do ruído do processo e R é a covariância do ruído das medidas e N é a covariância dos ruídos.

O filtro de Kalman minimiza o erro de covariância em regime permanente P :

$$P = \lim_{t \rightarrow \infty} E[(x - \hat{x})(x - \hat{x})^T], \quad (31)$$

e determina o ganho de Kalman com as matrizes de covariância, através da solução da equação de Riccati.

A covariância do ruído de medida R é, geralmente, medida antes da operação do filtro. Assim, R é determinado tomando-se algumas medidas do processo. Se as medidas são relativamente livres de ruído, R é relativamente pequeno em relação a Q e o desvio entre as saídas medidas e as saídas estimadas deve ser pequeno. Se as medidas não são confiáveis, a covariância do ruído de medida é grande em relação à covariância do ruído do processo e, desta forma, o sinal de correção para o estimador deve ser pequeno.

A determinação da covariância do ruído do processo, Q , não é tão simples, já que normalmente não se tem a possibilidade de observar diretamente o processo que está sendo estimado. De qualquer forma, é possível se obter um desempenho adequado do filtro através do ajuste dos parâmetros do filtro.

4.4 Medição de Vazão

Na História, grandes nomes marcaram suas contribuições. Provavelmente a primeira foi dada por Leonardo da Vinci que, em 1502, observou que a quantidade de água por unidade de tempo que escoava em um rio era a mesma em qualquer parte, independente da largura, profundidade, inclinação e outros. Mas o desenvolvimento de dispositivos práticos só foi possível com o surgimento da era industrial e o trabalho de pesquisadores como Bernoulli, Pitot e outros, Soares [2001?].

Os medidores de vazão apresentam-se sob diversas formas, utilizando diferentes princípios de medição. Em uma ampla categoria pode-se enquadrar os geradores de diferencial de pressão, também chamados de primogênios, que são os mais antigos, exceção feita ao método primário de medição direta de volume em um certo tempo. Nessa categoria, os mais conhecidos são os medidores de Venturi, de bocal, tubo de Pitot e placa de orifício.

Devido ao advento da eletrônica moderna, muitos outros tipos de medidores de vazão foram desenvolvidos e usados amplamente nas plantas industriais, tais como medidor: coriólis, eletromagnético, correlação-cruzada etc, que não serão abordados, pois fogem do foco do trabalho.

4.4.1 *Medidores de pressão diferencial*

O princípio de funcionamento baseia-se no uso de uma mudança da área de escoamento, através de uma redução de diâmetro ou de um obstáculo, ou ainda através de uma mudança na direção do escoamento. Estas mudanças de área ou de direção provocam uma aceleração local do escoamento, alterando a velocidade e, em consequência, a pressão local. A variação da pressão é proporcional ao quadrado da vazão. Esses medidores são bastante conhecidos, normalizados e de baixo custo.

São compostos de um elemento primário e um elemento secundário. O elemento primário está associado com a própria tubulação, interferindo no escoamento e proporcionando um diferencial na pressão. O elemento secundário é o responsável pela leitura deste diferencial e pode ser um simples manômetro de coluna

líquida, em suas diferentes versões, ou até mesmo um transdutor mais complexo, com aquisição e tratamento eletrônico do valor da pressão lido. Neste trabalho foram utilizados sensores eletrônicos, detalhados mais adiante.

No caso específico da placa de orifício, é instalada uma placa transversalmente à tubulação, de modo a causar uma mudança brusca de seção. Esta mudança implica em uma aceleração do escoamento principal, com o aparecimento de regiões de escoamento secundário, antes e depois da placa. O escoamento principal possui um diâmetro igual ao do orifício da placa, mas em função da separação, sofre uma redução de seção ainda maior a jusante da placa. Forma-se então a *vena contracta*.

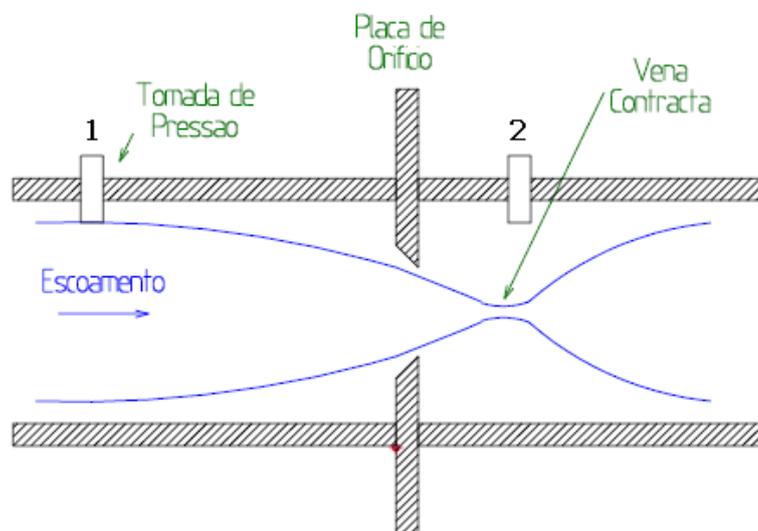


Figura 13 - Esquema de fluxo através de placa de orifício

Uma tomada de pressão à montante e outra à jusante da placa permite determinar a vazão na tubulação. Aplica-se a equação da conservação da massa e da conservação da energia, sendo esta última na sua forma simplificada, que é a equação de Bernoulli. De acordo com a equação de conservação da massa, a vazão de um fluido em movimento, dentro uma tubulação, é igual em todos os seus pontos. Quando se diminui a seção transversal em um dos pontos da tubulação, a velocidade naquele ponto aumenta. De acordo com a equação de Bernoulli, a energia contida em um fluido em movimento compõe-se da soma das energias cinética (baseada na velocidade) e potencial (da pressão e da posição). Um aumento da velocidade, portanto, leva à diminuição da pressão estática. Essa queda de pressão é uma

medida base para a vazão M (contanto que a energia potencial da posição não se altere, ou se altere um mínimo).

$$E_1 = \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{1}{2g}v_1^2 + z_1 = E_2 = \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{1}{2g}v_2^2 + z_2 \quad (32)$$

Essa equação leva em conta as seguintes hipóteses simplificadoras:

- fluxo sem atrito, ou seja, nenhuma energia é perdida devido à fricção, seja do próprio fluido ou entre ele e as paredes do tubo;
- nenhum calor é trocado entre o fluido e as vizinhanças;
- conservação da energia total (pressão + cinética + potencial).

Os textos sobre medidores de vazão por pressão diferencial utilizam a equação de Bernoulli para explicar o escoamento no orifício. No caso desses medidores de vazão, “os termos relativos à inércia realmente sobrepujam os termos viscosos. O fluido é acelerado por variações da secção transversal e não existe grande atrito contra as superfícies sólidas.” (BENNETT, 1978, p. 128).

A vazão é proporcional ao diferencial de pressão resultante da aceleração do escoamento entre as seções de medida. Na realidade, o valor medido do diferencial de pressão inclui os efeitos viscosos e efeitos inerciais. Desta forma, o valor do diferencial de pressão medido é superior àquele resultante da aceleração do escoamento devido à redução de área entre 1 e 2. A diferença é proveniente de efeitos viscosos, como a perda de carga, efeitos inerciais, como a formação da *vena contracta*, além da localização das tomadas de pressão estática. Assim, a M_{real} (vazão real) que flui através do orifício é o produto do coeficiente de descarga (C_d) com a $M_{\text{teórica}}$ (calculada com a diferença de pressão medida e denominada vazão teórica):

$$M_{\text{real}} = C_d M_{\text{teórico}} \quad (33)$$

Essa correção é feita através de dados experimentais e viabiliza a utilização do medidor com precisão.

Na Tabela 1, pode-se ver alguns tipos de medidores, usos característicos e também o custo relativo de cada tipo.

Tabela 1 - Comparativo de Medidores de vazão

Tipo	Utilização	Perda de pressão	Custo relativo
Bocal	Líquidos comuns.	Média	Médio
Coriólis	Líquidos comuns, viscosos, alguma suspensão.	Baixa	Alto
Deslocamento positivo	Líquidos viscosos sem suspensões.	Alta	Médio
Eletromagnético	Líquidos condutivos com suspensões.	Não há	Alto
Joelho	Líquidos comuns. Alguma suspensão.	Baixa	Baixo
Placa de orifício	Líquidos comuns. Alguma suspensão.	Média	Baixo
Rotâmetro	Líquidos comuns.	Média	Baixo
Tubo de Pitot	Líquidos sem impurezas.	Muito baixa	Baixo
Tubo de Venturi	Líquidos comuns. Alguma suspensão.	Baixa	Médio
Turbina	Líquidos comuns. Pouca suspensão.	Alta	Alto
Ultra-sônico (Doppler)	Líquidos viscosos com suspensões.	Não há	Alto

Fonte: Soares [2001?].

4.5 Método Implícito

O método implícito consiste na transformação das equações fenomenológicas de natureza parcial em equações algébricas usando aproximações de diferenças finitas, resultando em equações algébricas não-lineares, ou seja, a tubulação é dividida em seções e o conjunto de equações é resolvido simultaneamente para o sistema inteiro a cada passo de tempo, através de técnicas numéricas. O método de Newton-Raphson é usado comumente para resolver este tipo de sistemas. Muitos dos programas de computação empregados a nível industrial para simulação hidráulica e o projeto de modelagem de fluxo transiente são baseados nestes princípios.

Segundo Wylie, Streeter e Suo (1993) esse método é especialmente aplicável em sistemas com transientes mais lentos, com grandes efeitos capacitivos ou de armazenamento através de velocidade de onda baixa e sistema altamente viscoso. Há a necessidade de uma certa relação entre o passo no tempo e o passo no comprimento quando esse método é aplicado a problemas de transientes de vazão em tubulações de água, para se obter uma certa precisão nos resultados, no entanto, a principal vantagem deste método é justamente que o passo de tempo não é limitado pela condição de estabilidade de Courant, definida por:

$$C_r = \frac{b\Delta t}{\Delta x} \quad (34)$$

De acordo com Koelle (1983), as desvantagens inerentes ao processo iterativo aplicado ao conjunto de equações superam as vantagens que se obtém com a liberdade de escolha das dimensões da malha, e por essa razão o esquema implícito não seria normalmente adotado para o cálculo de transientes hidráulicos em condutos forçados. No entanto, analisando os modelos apresentados no início do capítulo, vários autores como Isermann (1984), Billmann & Isermann (1987), Shields, Ashton e Daley (2001), Verde (2001), utilizaram-se do esquema implícito como forma de resolução.

Com isso, neste trabalho, o método implícito também foi adotado.

Este capítulo abordou diversos princípios importantes para o entendimento dos fenômenos considerados, englobando as equações utilizadas para a descrição do escoamento permanente e transiente, assim como aspectos relativos à propagação de ondas de pressão no interior da tubulação, que levam em conta aspectos relativos ao tempo de fechamento de válvula, mostrando a influência deste nos transientes.

Alguns conceitos básicos sobre observadores de estado também foram abordados, apresentando a forma básica de filtro de Kalman, utilizada neste trabalho.

Uma breve descrição dos medidores de vazão baseados em diferencial de pressão foi mostrada, já que esse é o princípio de medição de vazão adotado.

Por fim, o método de resolução implícito foi resumidamente apresentado, com a justificativa de sua utilização baseada na literatura.

Na seqüência, será apresentada a Revisão Bibliográfica referente a essa temática.

5 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este trabalho aborda várias áreas do conhecimento, sendo elas: modelagem de escoamentos monofásicos dinâmicos em tubulações, medição de vazão monofásica, observadores de estado aplicados a escoamentos em dutos. Assim, este capítulo apresenta trabalhos referentes à modelagem fenomenológica e matemática de escoamentos transientes monofásicos com ou sem observadores de estado, mecanismos de propagação de onda, bem como sistemas de medição de vazão.

Muitos são os autores que publicaram trabalhos na área de transientes em escoamento. A seguir serão abordados apenas os trabalhos que focalizem o modelo matemático em espaço de estados, ou que, de alguma forma, sejam considerados relevantes.

5.1 Modelos de Escoamento Transiente

Liou & Tian (1994) apresentam uma comparação entre duas formas de se calcular um fluxo transiente de escoamento: a abordagem de Cauchy e a marcha no tempo. Na abordagem de Cauchy, as equações governantes são resolvidas como um problema de valor inicial. Considerando um plano distância-tempo, o domínio da dependência de um intervalo de tempo na saída da tubulação é um trapézio contornado por um intervalo de tempo na entrada e duas linhas características, Figura 14. O intervalo de tempo na entrada é $2L/a$, (L é o comprimento do tubo e a é a velocidade do som) segundos mais do que na saída. Usando a pressão e vazão medidas no intervalo de tempo na entrada entre t_1 e t_4 , calcula-se a pressão e vazão entre t_2 e t_3 intervalo de tempo na saída. A seguir, a pressão e vazão medida em um intervalo de tempo na saída pode ser usado para calcular a pressão e vazão sobre um intervalo de tempo na entrada.

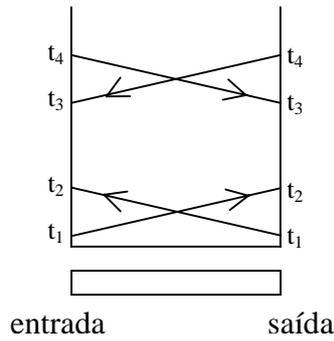


Figura 14- Propagação da onda e cálculos no plano x-t

No método da marcha no tempo, as equações governantes são resolvidas como um problema de contorno e valor inicial. As distribuições de vazão e pressão são conhecidas inicialmente e são subseqüentemente calculadas por passos de tempo. Em um novo nível de tempo, a pressão medida na entrada é usada para calcular a vazão na entrada e a vazão medida na saída é usada para calcular a pressão na saída. Depois de diversos passos de tempo, obtém-se um conjunto de vazões na entrada e pressões na saída. Similarmente, as medidas de vazão na entrada e a pressão na saída são usadas como condições de contorno para calcular a pressão na entrada e a vazão na saída, no tempo.

Ambos os métodos fazem uso das equações de escoamento (conservação da massa e movimento), transformadas em equações diferenciais ordinárias através do método das características. Utilizam medidas de pressão e vazão para calcular o escoamento.

Kameswara & Eswaran (1999) descrevem a metodologia usada no desenvolvimento de um programa chamado HYTRAN, que simula escoamentos de fluidos incompressíveis sujeitos aos transientes normais desse tipo de sistema. Utilizaram as equações da continuidade e quantidade de movimento, que através do Método das Características são transformadas em equações diferenciais ordinárias e discretizadas por diferenças finitas, para serem resolvidas. O método utilizado neste trabalho é a discretização por diferenças finitas tanto no tempo quanto no espaço, e será abordado em mais detalhes no Capítulo Modelagem Matemática.

Alguns modelos para dutos presentes na literatura, que representam a dinâmica da pressão e a vazão, são apresentados por Matko *et al* (2000), alguns destes derivados de princípios fenomenológicos. São eles:

A) Modelo não-linear com Parâmetros Distribuídos: A solução analítica para escoamentos em regime não-estacionário é obtida partindo das equações de conservação de momento, massa e energia. A aplicação destas leva a um conjunto de equações diferenciais parciais não-lineares de difícil solução analítica. A partir das seguintes considerações: escoamento com atrito, adiabático, isentrópico, fluido homogêneo, escoamento unidirecional em x (ao longo do comprimento do duto), duto de comprimento L e diâmetro constante, foi obtido o modelo final resultando em:

$$\begin{aligned} \frac{A}{b^2} \frac{\partial p}{\partial t} &= -\frac{\partial M}{\partial x} \\ \frac{1}{A} \frac{\partial M}{\partial t} + \bar{\rho} g \sin \alpha + \frac{\lambda(M)}{2DA^2 \bar{\rho}} M^2 &= -\frac{\partial p}{\partial x} \end{aligned} \quad (35)$$

onde b é a velocidade do som, M é a vazão, p é pressão, D é o diâmetro do duto, A é área, ρ é a densidade, λ é o fator de atrito, t é o tempo.

Este problema não apresenta uma solução geral. Para a resolução foi utilizado o método das características, obtendo quatro equações diferenciais ordinárias separadas aos pares, e podem ser vistas em mais detalhe em Wylie, Streeter e Suo (1993).

B) Modelo linear de um duto com parâmetros distribuídos: A Equação (35) foi linearizada e escrita análoga à eletricidade, sendo obtido o seguinte conjunto equações parciais lineares:

$$L_i \frac{\partial M}{\partial t} + RM = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (36)$$

$$C \frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{\partial M}{\partial x} \quad (37)$$

onde $L_i = 1/A$, indutância, $R = \frac{\lambda(M)M}{A^2 \rho D}$, resistência, (M é a vazão no ponto de trabalho)

e $C = A/a^2$, capacitância por unidade de comprimento. O autor mostra que o modelo

pode ser reescrito de duas outras formas, que diferem uma da outra no que diz respeito às entradas do modelo (independentes), e às saídas (dependentes) e onde PP e MM representam a transformada dupla de Laplace, e os índices 0 e L representam entrada e saída do duto, respectivamente. Introduzindo o conceito de impedância $Z_k = \sqrt{L_{iS} + R/C_S}$ e $n = \sqrt{(L_{iS} + R)C_S}$

1 – Entradas MM_0, PP_L , saídas MM_L, PP_0

$$MM_L = \frac{1}{\cosh(nL_{ip})} MM_0 - \frac{1}{Z_k} \tanh(nL_{ip}) PP_L \quad (38)$$

$$PP_0 = Z_k \tanh(nL_{ip}) MM_0 + \frac{1}{\cosh(nL_{ip})} PP_L \quad (39)$$

2 – Entradas MM_L, PP_0 , saídas MM_0, PP_L

$$MM_0 = \frac{1}{\cosh(nL_{ip})} MM_L + \frac{1}{Z_k} \tanh(nL_{ip}) PP_0 \quad (40)$$

$$PP_L = -Z_k \tanh(nL_{ip}) MM_L + \frac{1}{\cosh(nL_{ip})} PP_0 \quad (41)$$

C) Modelo linear com parâmetros concentrados de um duto com comportamento bem amortecido: O duto é modelado por uma função de transferência de 2º ordem com tempo morto (T_d):

$$G(S) = \frac{b_2 S^2 + b_1 S + b_0}{a_2 S^2 + a_1 S + 1} e^{-sT_d} \quad (42)$$

As funções de transferência transcendentais são aproximadas por uma função de transferência racional com tempo morto, entretanto somente para uma classe de tubulações com comportamento bem amortecido. O parâmetro b_0 , ou seja, o ganho estático da função de transferência, é obtido através do primeiro termo da expansão em série de Taylor da função transcendental. O termo $a_2 = 1/\omega_0^2$ é determinado da frequência do duto ω_0 , podendo ser interpretado como a onda de choque originada em um extremo da tubulação que retorna depois da reflexão no outro extremo, com fase oposta. O ganho de alta frequência é aproximado da função transcendental com

a consideração de tubulação com comportamento bem amortecida ($\sqrt{C/L}(RL_p)/2 \gg 1$) e o tempo morto, conhecido, é aplicado. Os dois coeficientes que restam são obtidos a partir da aproximação de Padé da função transcendental. Maiores detalhes sobre o cálculo dos parâmetros da Equação 8 podem ser vistos em Matko et al. (2000).

Matko et al. (2000) descrevem os modelos anteriores e os utilizam para representar um duto real. Segundo os autores os resultados foram satisfatórios para o modelo não linear (Figura 15), porém, exigem uma alta demanda computacional, mas conseqüentemente apresentam os melhores resultados. O modelo linear de parâmetros distribuídos apresenta resultados próximos aos obtidos com o modelo não-linear com uma demanda computacional menor. O modelo linear de parâmetros concentrados apresenta menor demanda computacional obtido com algumas suposições, porém, os resultados obtidos são menos precisos.

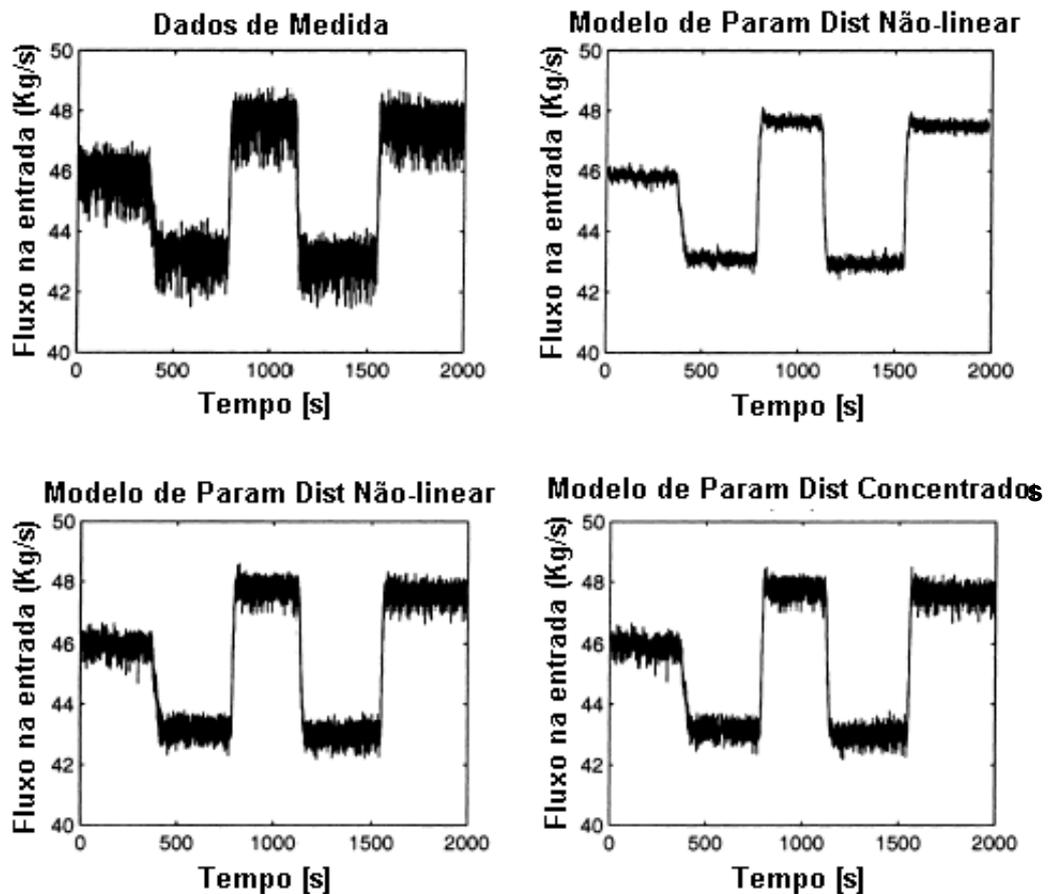


Figura 15 - Verificação de Modelos para Respostas de pressão (Matko et al. (2000))

Matko et al. (2000) também mostram uma comparação mais detalhada do desempenho dos modelos, como pode ser visto na Figura 16.

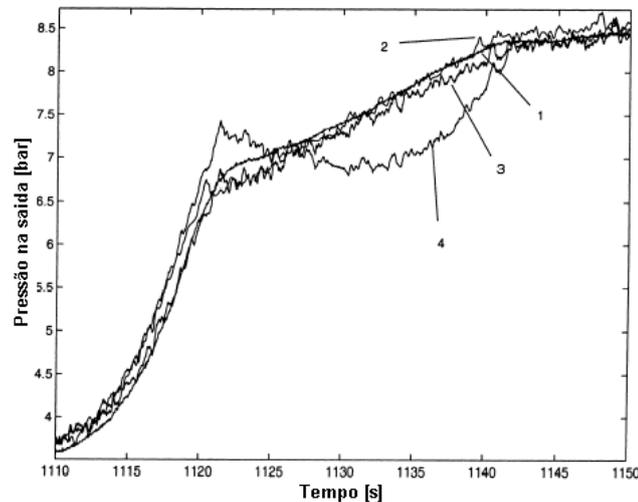


Figura 16 - Verificação dos modelos (Resposta detalhada da pressão) 1: Dados medidos, 2: Modelo de Parâmetros Distribuído Não-Linear, 3: Modelo de parâmetros Distribuído Linear, 4: Modelo Linear de Parâmetros Concentrados (Matko et al., 2000).

Costa, Medeiros e Araújo (2001) utilizaram a identificação de sistemas para propor um modelo que represente o comportamento dinâmico de uma rede de dutos. A construção de um modelo preditor para fins de simulação é suportada por uma série temporal do conjunto das variáveis relevantes ao processo sem o conhecimento fenomenológico do sistema. O preditor é baseado em um modelo ARX (autoregressivo com entradas exógenas) com uma estrutura MIMO (*multiple input e multiple output*). A performance do preditor depende do conjunto de medidas ou do monitoramento das variáveis de saída, da ordem e do tamanho das variáveis que caracterizam o preditor, como ordem do filtro auto-regressivo(n), a ordem do filtro para a entrada das variáveis exógenas(m), o tamanho das matrizes A ($n_y \times n_y$) e B ($n_y \times n_u$) das constantes a serem identificadas, a intensidade do ruído que age nas entradas e nas saídas durante o treinamento, a intensidade do ruído nas medidas. Utilizou-se $n=3$, $m=3$, $n_y=8$, $n_u=8$ o que implica em 48 parâmetros a serem calculados ($n \cdot n_y + m \cdot n_u = 48$), sendo 24 para a parte auto-regressiva e 24 para as entradas exógenas.

Também Costa, Medeiros e Araújo (2001) descreveram um modelo ARX-SISO (*single-input, single-output*) com 3 parâmetros para a parte autoregressiva e 3

parâmetros para a entrada exógena. A única entrada do processo é a altura manométrica da bomba e a única saída é a vazão no duto. O processo dinâmico do duto é modelado pela resposta instantânea da entrada em um modo pseudo-estacionário. O modelo é capaz de emular um duto real mesmo com a presença de ruído no sinal de entrada. Os ruídos são filtrados no processo, mas implicam em uma saída com ruído também.

Galañena (2002) propôs um modelo linear obtido empiricamente para a representação dos transientes em um duto sujeito a eventos normais de operação como bombas ou válvulas.

Rubião et al. (2003) estudaram o comportamento dinâmico de ondas de pressão e vazão relacionadas a golpes de ariete e ao acúmulo de massa em tubulações, devido a fechamento de válvula. Fizeram um comparativo do comportamento, nesse tipo de evento, de fluidos incompressíveis (água) e compressíveis (petróleo e derivados). No caso da água escoando em dutos pequenos, utilizaram a abordagem *quasi*-estacionária para descrever o fenômeno pois os golpes de ariete surgem devido à elasticidade das paredes da tubulação e desconsideraram a compressibilidade do fluido. Para o estudo do escoamento de petróleo e derivados, a compressibilidade é o fator mais importante, em detrimento da elasticidade dos tubos. Mostraram que a vazão residual, devido à compressibilidade do fluido, e a perda de carga, associada a essa vazão, são capazes de atenuar a onda de pressão de tal forma que esta acaba mascarada pela pressurização da linha. Observando o comportamento da vazão do óleo com o tempo após o fechamento da válvula, concluíram que há uma vazão nula sobre a válvula e uma vazão não-nula antes da válvula, que é responsável pela atenuação da onda.

Warda, Adam e Rashad (2004) implementaram uma técnica de detecção e localização de vazamentos baseada na análise de transientes de pressão. Os transientes são gerados a partir do fechamento parcial de uma válvula. Fechar completamente as válvulas de uma tubulação para detectar vazamentos é, certamente, danoso aos dutos. Nesse trabalho foi proposta uma técnica de fechamento parcial de válvula, evitando assim grandes impactos nas paredes internas dos tubos. Consideram o vazamento como uma condição de contorno e tratam-no como um orifício de dado tamanho. O modelo de escoamento é composto das

equações da continuidade e de Euler, e foram modificadas de forma a levar em conta o comportamento visco-elástico e fricção dinâmica. A equação da continuidade modificada fica:

$$\frac{dH}{dt} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + 2 \frac{a^2}{g} \frac{1}{\tau_1} \left(\frac{\rho g H D \lambda}{2eE_1} - \varepsilon_1 \right) = 0 \quad (43)$$

O último termo da Equação (43) representa o comportamento visco-elástico das paredes da tubulação, utilizando um modelo de Kelvin-Voigt com somente um elemento.

$$\frac{1}{g} \frac{dv}{dt} + \frac{\partial H}{\partial x} + h_f = 0 \quad (44)$$

O último termo (h_f) da Equação (44) representa o termo de fricção dinâmica. Os autores utilizam o Método das Características para transformar as equações diferenciais parciais em diferenciais ordinárias, e um esquema de diferenças finitas para resolver o sistema de equações características resultante. A velocidade e altura piezométrica são as condições iniciais estacionárias calculadas usando a equação da continuidade e de Bernoulli. É necessária uma equação auxiliar para cada extremo da tubulação, descrevendo o contorno. Cada condição de contorno é resolvida independentemente do outro contorno e dos pontos internos à malha. Os transientes de pressão são gerados pelo fechamento total ou parcial de uma válvula globo. Quando há vazamento há uma redução no transiente de pressão, dessa forma este pode ser detectado comparando-se o transiente com e sem vazamento.

5.2 Velocidade de propagação de onda

De acordo com Muggleton, Brennan e Linford (2004) o conhecimento da velocidade de propagação de onda é muito útil na detecção de vazamentos de água em sistemas de distribuição de muitos países. Técnicas de correlação são vastamente utilizadas, no entanto, necessitam do conhecimento da velocidade de propagação da onda e também da atenuação sofrida pela onda. Estes autores apresentaram um

modelo e validação experimental para predição de velocidade de onda e atenuação. No geral, as predições teóricas mostraram boa concordância com as medidas.

Wang e Zhang (2004) publicaram um método de diagnóstico de pequenos vazamentos, em tubulações transportando líquidos, baseado no método de onda de pressão negativa, onde dois sensores de pressão são instalados nos extremos A e B da tubulação. O sistema de aquisição de dados coleta sinais de pressão em tempo real de cada estação, como mostrado na Figura 17. Quando um vazamento ocorre no ponto X, as perdas de líquido a partir do ponto do vazamento provocam, a partir dessa posição, uma redução imediata na densidade. Ao mesmo tempo, a pressão local reduz rapidamente, então, uma onda de pressão negativa é criada, e que pode se propagar, ao mesmo tempo, tanto à montante até a estação A, quanto à jusante até a estação B. Nesse momento, se os sensores de pressão, em cada estação, podem coletar a onda de pressão negativa, a quantidade e posição do vazamento podem ser diagnosticadas pela comparação do formato de cada perfil de pressão e pelo tempo que cada onda leva para atingir as duas estações. Para operar de forma mais efetiva, os autores propõem aumentar o tempo de amostragem padrão do sistema de aquisição de dados, desta forma conseguiram detectar vazamentos de até 1/3 que o método tradicional é capaz de detectar. Em contrapartida, vazamentos que não ocorrem de forma abrupta dificilmente causam ondas de pressão negativa, não podendo ser detectados por este método. Além disso, a vazão e pressão do sistema têm que ser grande o suficiente para produzir uma onda de pressão negativa quando ocorre um pequeno vazamento para que possa ser identificada pelo sistema de diagnóstico.

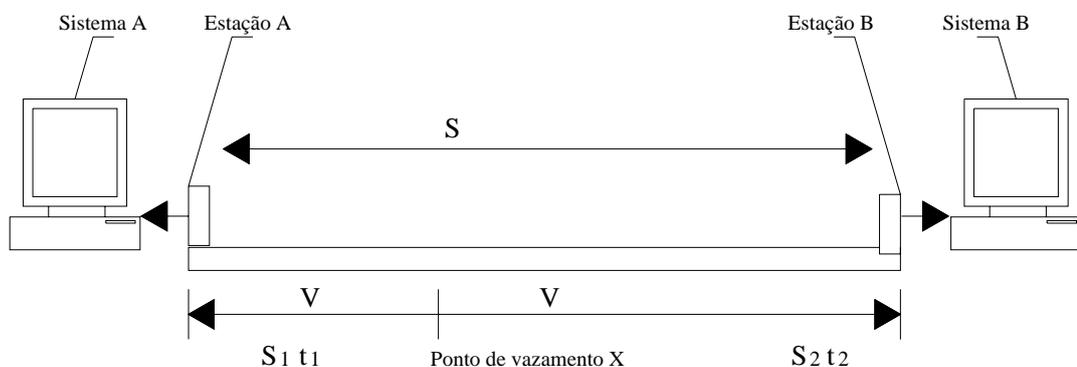


Figura 17 – Princípio do método de onda de pressão negativa

Li et al. (2004) apresentaram uma correção na equação para o cálculo da velocidade da onda, útil para tubulações onde a temperatura tem efeito relevante nas propriedades físicas dos fluidos transportados e, sendo assim, a velocidade do som não pode ser considerada como uma constante. Difere da equação da velocidade do som constante, na dependência da temperatura do módulo de Bulk e densidade.

$$b^2 = \frac{K(T)/\rho(T)}{1 + [(K(T)/E)(D/e)]c_1} \quad (45)$$

Wang et al. (2004) utilizaram métodos estatísticos e também análise por *wavelet* acoplados ao método da onda de pressão negativa para detecção e localização de vazamentos em tubulações de transporte de petróleo. Os cálculos estatísticos foram utilizados para diferenciar a onda de pressão negativa causada por operação normal, daquela causada por vazamento. Já a análise por *wavelet* foi introduzida para reduzir o ruído e assim definir, precisamente, o ponto de inflexão da onda de pressão, que é o ponto chave para a localização do vazamento.

Hovey, Rolim e Oliveira (2004) apresentam a implantação de um sistema de detecção de vazamentos baseado no estudo estatístico da onda de pressão causada pela perda de fluido em um ponto da tubulação. Essa onda, também conhecida por onda de expansão, viaja para ambos extremos da tubulação à velocidade do som no fluido. No caso apresentado nesse trabalho, a onda se propaga por 50 km e então começa a sofrer atenuação.

A seguir são apresentados alguns trabalhos na área de escoamentos em tubulações, onde os autores utilizaram observadores de estados em seus modelos.

5.3 Observadores de Estado

Isermann (1984) apresentou um modelo em espaço de estados não linear baseado nas equações de balanço de massa e de quantidade de movimento, equações de estado isotérmicas para gás e várias hipóteses simplificadoras para o sistema de equações diferenciais parciais hiperbólicas apresentadas no capítulo

Descrição Teórica. Após dividir a tubulação em $L/2$ secções e a discretização das equações diferenciais, resultou um conjunto de equações ordinárias o qual forma um modelo em espaço de estados não-linear. Usa como condição de contorno para a resolução desse sistema, equações de válvula linearizadas. Sendo, para pequenas mudanças e vazão M na direção positiva de z , a equação de balanço linearizada resultante é:

$$\frac{\partial M_j}{\partial t} = g_2(\Delta p_{j+1} - \Delta p_{j-1}) + 2g'_{3(j-1)} \Delta M_j \quad (46)$$

$$\frac{\partial p_j}{\partial t} = g_1(M_{j+1} - M_{j-1}) \quad (47)$$

onde todos os coeficientes são tomados para valores de regime permanente p_j e M_j , sendo eles:

$$g_2 = -\frac{A}{\Delta x}; g'_{3(j-1)} = \frac{\lambda b^2}{2DA^2 p_{(j-1)}}; g_1 = -\frac{b^2}{A\Delta x}$$

As equações de válvula linearizadas são introduzidas na forma:

$$\Delta p_0 = c_{v0} \Delta M_0 + \Delta p_{in} \quad (48)$$

$$\Delta p_m = c_{vm} \Delta M_m + \Delta p_{ex} \quad (49)$$

então a representação linear do estado é:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A^o x(t) + Bu(t) \\ y(t) &= Cx(t) \end{aligned} \quad (50)$$

Neste mesmo trabalho foi mostrado também um modelo dinâmico da tubulação, sem a consideração de pequenas alterações, que serve para tubulações longas. É um sistema de equações diferenciais parciais discretizado em j secções de tubo, na forma:

$$\frac{\partial M_j}{\partial t} = g_2(p_{j+1} - p_{j-1}) + g_{3(j-1)} M_j \left| \frac{\partial M_j}{\partial t} \right| \quad \text{onde } j = 2, 4, \dots, L-2 \quad (51)$$

$$\frac{\partial p_j}{\partial t} = g_{1j} (M_{j+1} - M_{j-1}) \quad \text{onde } j = 1, 3, \dots, L-1 \quad (52)$$

$$\frac{\partial M_0}{\partial t} = g_{20}(p_1 - p_0) + g_{30}M_0|M_0| \quad (53)$$

$$\frac{\partial M_L}{\partial t} = g_{2L}(p_L - p_{L-1}) + g_{3L}M_L|M_L| \quad (54)$$

A Figura 18 apresenta o esquema de discretização utilizado em Isermann (1984).

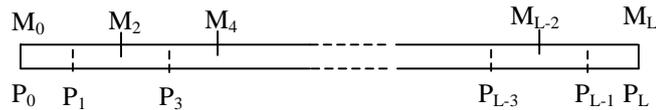


Figura 18 - Representação dos estados discretos na tubulação

As condições de contorno são dadas pelas equações de válvula:

$$M_0 = c_{v0} \sqrt{(p_{in} - p_0)} \quad (55)$$

$$M_L = c_{vL} \sqrt{(p_L - p_{ex})} \quad (56)$$

Assim, resulta uma representação em variáveis de estado não-linear:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A^\circ(x)x(t) + Bu_p(t) \\ y(t) &= Cx(t) \end{aligned} \quad (57)$$

com

$$\begin{aligned} x^T(t) &= [M_0, M_2, \dots, M_L; p_1, p_3, \dots, p_{L-1}] \\ u^T &= [p_0, p_L] \\ y^T &= [M_0, M_L] \end{aligned} \quad (58)$$

Billmann & Isermann (1987) desenvolveram um observador de estados dinâmico adaptativo para um modelo transiente não-linear, com o objetivo de detecção e localização de vazamentos pequenos em tubulações. Utilizaram uma técnica especial de correlação do resíduo entre as medidas de pressão e vazão nas extremidades do duto e as predições do modelo. Foram feitos experimentos e

simulações para dutos de líquido e gás. O fator de fricção é estimado on-line para corrigir erros de medida de vazão. A descrição matemática da dinâmica do escoamento foi realizada levando em consideração algumas simplificações como diâmetro constante, e por conseguinte a área de secção transversal é constante, fluxo turbulento e isotérmico, na forma das equações apresentadas no capítulo Descrição Teórica, sendo que neste caso, foram desprezados os termos convectivos. Consideraram que a simplificação de que a velocidade do som constante não é aceitável, mas muda de acordo com $\frac{\partial b}{\partial p} = const$. Assim, usaram um fator de correção ε no balanço de massa como citado por Billman (apud BILLMANN & ISERMANN (1987)),

$$\varepsilon \frac{A}{b^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial M}{\partial x} = 0 \quad (59)$$

Com um esquema de diferenças centrais resulta no seguinte sistema de equações lineares:

$$A^o x^{k+1} = f(x^k, x^{k-1}, f, h) + s(p_0^{k+1}, p_N^{k+1}), \quad (60)$$

com o vetor de estado

$$x^k = [m_0^k, m_2^k, \dots, m_N^k, p_1^k, p_3^k, \dots, p_{N-1}^k]^T, \quad (61)$$

e o vetor de correção de altura h .

Como as matrizes são constantes, o sistema de equações lineares constantes pode ser resolvido num esquema de diferenças finitas:

$$x^{k+1} = A^{o-1} [f(x^k, x^{k-1}, f, h) + s(p_0^{k+1}, p_N^{k+1})] \quad (62)$$

$$y^{k+1} = \begin{bmatrix} m_0^{k+1} \\ m_N^{k+1} \end{bmatrix} = [1, 0, \dots, 1, 0 \dots 0] x^{k+1} \quad (63)$$

Benkherouf & Allidina (1988) utilizaram um filtro de Kalman estendido para um sistema não-linear de parâmetros distribuídos, como método de detecção e localização de múltiplos vazamentos de gás em tubulações longas. A detecção se

baseou em um modelo e assume múltiplos vazamentos modelados em pontos específicos ao longo da tubulação. O filtro de Kalman é utilizado para estimar esses vazamentos. O filtro foi projetado para um modelo discretizado no espaço e no tempo. Assumiram que os vazamentos são pontos interiores do esquema de discretização e constantes. O sistema foi linearizado em torno de um estado estacionário e assim implementado o filtro de Kalman, com covariância do ruído de medida e de processo assumidas como conhecidas. As simulações apresentadas apresentaram bons resultados.

Schmidt (1980 apud BENKHEROUF & ALLIDINA, 1983) descreveu um observador de parâmetros distribuídos baseado em um modelo de escoamento normal. Se ocorrer um vazamento na tubulação, é observado um erro sistemático. Propõe o uso do erro residual para estimar e localizar um vazamento, assumindo uma relação linear entre causa/efeito. A precisão do método depende da validade dessa linearidade e também da escolha dos pesos que ponderam o erro.

Tao & Fang (1988a) obtiveram um modelo em espaço de estados discreto não-linear de um duto. Transformaram o projeto de observador não-linear em um problema de otimização. Mostraram também uma condição estrutural para observadores serem robustos a variações de diâmetro e a fricção na tubulação. Projetaram um observador baseado nas equações apresentadas no capítulo Descrição Teórica, as quais foram transformadas em equações diferenciais ordinárias através do método das características. Assumindo que o fluido se desloca sempre à jusante e utilizando o método das diferenças finitas, o modelo fica

$$H_i^{k+1} = \left\{ H_{i-1}^k + H_{i+1}^k + B(M_{i-1}^k - M_{i+1}^k) - R \left[(M_{i-1}^k)^2 - (M_{i+1}^k)^2 \right] \right\} / 2 \quad (64)$$

$$M_i^{k+1} = \left\{ H_{i-1}^k - H_{i+1}^k + B(M_{i-1}^k + M_{i+1}^k) - R \left[(M_{i-1}^k)^2 + (M_{i+1}^k)^2 \right] \right\} / 2B \quad (65)$$

onde:

$$B = \frac{b}{gA}, \quad R = \lambda \frac{\Delta x}{2DgA^2},$$

e $\Delta x = L/n$ é o intervalo de comprimento, L é o comprimento total da tubulação a qual é discretizada em n secções, A é a área de secção transversal do tubo e M é a vazão.

Os sobrescritos nas equações representam o tempo discreto e os subscritos representam a localização discreta.

As condições de contorno utilizadas para o duto são obtidas a partir de medidores de pressão nos extremos a montante e a jusante. Isto significa que H_0 e H_n são conhecidos de medidas e M_0 e M_n são calculados, utilizando também valores de vazão internos da malha por:

$$M_0^{k+1} = \left[-H_i^k + BM_1^k - R(M_1^k)^2 \right] / B + H_0^{k+1} / B \quad (66)$$

$$M_n^{k+1} = \left[-H_{n-1}^k + BM_{n-1}^k - R(M_{n-1}^k)^2 \right] / B + H_n^{k+1} / B \quad (67)$$

O esquema de discretização utilizado é apresentado na Figura 19.

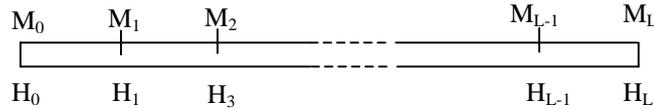


Figura 19 - Representação dos estados discretos na tubulação

Os autores consideraram uma tubulação com comprimento total L e assumiram que não há fonte de potência e nós de ramificação. Discretizaram L em n secções de comprimentos iguais e definiram o vetor de estado da tubulação como:

$$x_k = [H_1, H_2 \dots H_{N-1}; M_0, M_1 \dots M_n]^T_k$$

onde $[\bullet]^T$ denota a transposta de $[\bullet]$, H_i , M_i , $i = 1, 2, \dots, n$ são a pressão piezométrica e vazão nos pontos discretos ao longo do duto e k denota a k -ésima amostragem (coordenada em tempo discreto), então a representação do duto em espaço de estado é obtida como:

$$x_{k+1} = A^o x_k + Vx_k^2 + u, \quad (68)$$

Considerando o sistema não-linear invariante no tempo

$$\begin{cases} x_{k+1} = F(x_k) + g(u) \\ y_k = Cx_k \end{cases} \quad (69)$$

onde x é o vetor de estado, u é o vetor de entrada, y é o vetor de saída e C é a matriz de medidas. Se o sistema é observável, pode-se considerar um observador do tipo Luenberger para este caso, com a forma:

$$\hat{x}_{k+1} = F(\hat{x}_k) + g(u) + G(y_k - C\hat{x}_k) \quad (70)$$

o erro do observador é

$$e_{k+1} = x_{k+1} - \hat{x}_{k+1} = F(x_k) - F(\hat{x}_k) - GCe_k \quad (71)$$

O projeto do observador consistiu em encontrar uma matriz de pesos G para o erro do observador e_k convergir rapidamente para zero não importando aonde x_0 e \hat{x}_0 estejam no domínio Ω_x , tratado como um problema de otimização. Através de simulações e experimentos em tubulações de água concluíram que (a) o observador projetado convergiu confiável e rapidamente; (b) variações na fricção e diâmetro tiveram pequena influência na precisão de estimação.

Tao & Fang (1988b) abordam a estimação de estados para uma classe de sistemas complexos de saída desacoplada. Propõem um estimador de estado de estrutura simples, cujo gasto computacional é o mesmo que dos modelos em tempo real. Um estudo de uma tubulação simulada, a qual é um sistema não linear de alta-ordem, mostra que a precisão deste estimador é quase tão boa quanto de um filtro de Kalman estendido.

Wang et al. (1991) apresentaram um método de projetar um observador de estados não-linear para tubulações de transporte de fluidos. Partiram do modelo

$$g \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{M}{A^2} \frac{\partial M}{\partial x} + \frac{1}{A} \frac{\partial M}{\partial t} + f \frac{M^2}{A} = 0 \quad (72)$$

$$\frac{M}{A} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{b^2}{gA} \frac{\partial M}{\partial x} = 0 \quad (73)$$

onde : f – coeficiente de fricção de Darcy-Weisbach

Os autores partiram do pressuposto de que o sistema é não-linear com característica de amortecimento devido ao R, e assim utilizaram a concepção de Duffin (1968 apud WANG et al., 1991) que propõe a substituição da constante linear de amortecimento por uma variável não-linear amortecida. Desta forma, simplificaram o modelo do observador para sistema não-linear amortecido que, então, fica da forma linear e com a adição do termo de fricção não-linear, manterá a característica de amortecimento. Na seqüência, a tarefa foi a alocação de pólos, os quais determinam o comportamento dinâmico do observador. Estes foram distribuídos uniformemente em um círculo de raio ρ ($\rho < 1$). A matriz de ganho do observador linear é obtida e então substituída no modelo de observador não-linear e logo após foi testado experimentalmente. Segundo os autores, apresentou resultados superiores aos demonstrados por sistemas de observação linear.

Medeiros et al. (2001) desenvolveram um modelo simplificado para redes de escoamento de gás, o que resultou em um simulador dinâmico. O modelo é baseado nas equações da continuidade e do movimento, acopladas com balanços de massa transiente de junção. Utilizaram o método de elementos finitos em espaço contínuo, seguido por uma integração numérica adaptativa e de ordem variável para resolver as equações. Os autores afirmam que esse modelo é capaz de detectar vazamentos ocorrendo concomitantemente com transientes normais de operação.

Shields, Ashton e Daley (2001) projetaram um observador de estados não-linear para um tipo específico de tubulações, que são aquelas submersas conhecidas como umbilicais. O observador é usado para gerar o resíduo assumindo que há medições extra ao longo da tubulação, com o objetivo de detectar vazamentos. Fizeram um modelo não-laminar e assumiram para o modelo matemático da tubulação que os termos convectivos são pequenos e podem ser desprezados. Os autores utilizam o método de diferenças finitas para resolver o sistema, o que resulta no sistema de equações diferenciais acopladas:

$$\dot{p} = k_1(M_i - M_{i+1}), \quad (74)$$

$$\dot{M} = k_2(p_i - p_{i+1}) - k_3 |M_{i+1}|^{3/4} M_{i+1}, \quad (75)$$

onde p_i e M_i representam pressão e vazão, respectivamente, no nó i , $i=0, \dots, N$. Entretanto, na realidade devido ao decréscimo de amplitude de onda causado pela flexibilidade do material do tubo, a representação precisa ser modificada. O modelo assume que o regime é turbulento, o que resulta em um sistema não-linear. Os parâmetros são como segue:

$$\dot{x}(t) = A^\circ x(t) + Bu(t) + \sum_{i=1}^{2n} |x^i(t)|^{3/4} A_{|x|}^{\circ i} x(t) + E_a d(t) + \sum_{i=0}^n \left(K_i + \sum_{j=1}^2 |f_{si}^j(t)|^{3/4} K_i^j \right) f_{si}(t) \quad (76)$$

$$y(t) = Cx(t) + E_s d(t) \quad (77)$$

onde $(\cdot)^i(t)$ é o i ésimo elemento de $(\cdot)(t)$ e A , B , $A_{|x|}^i$ e C são matrizes esparsas para a descrição básica. Essas matrizes, exceto C , são modificadas e parâmetros extras são adicionados dando estruturas cheias, mas ainda esparsas

$$x(t) = [p_0(t), M_1(t), \dots, p_{N-1}(t), M_n(t)]',$$

$$u(t) = [M_0(t), p_n(t)]',$$

$$y(t) = [y_1(t)', y_2(t)']', \text{ onde } y_1(t) = [p_0(t), M_n(t)]',$$

e $y_2(t)$ – corresponde a medidas extras ao longo da tubulação.

A Figura 20 apresenta a discretização utilizada pelos autores.

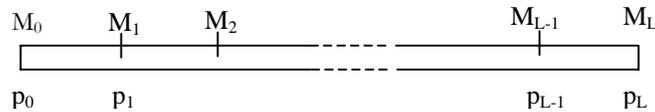


Figura 20 - Representação dos estados discretos na tubulação

Verde (2001a) apresenta um sistema de detecção de múltiplos vazamentos em tubulações. A técnica apresentada utiliza quatro sensores de vazão e pressão nos extremos do duto e usa a redundância analítica dada por esses medidores. O projeto de detecção de vazamentos é baseado no modelo distribuído de tubulação que é

discretizado no espaço. A localização dos vazamentos é realizada pela avaliação de um banco de observadores de entrada desconhecida que são robustos contra um vazamento e sensível ao resto. Primeiro é resolvido o problema de desacoplamento de um vazamento considerado como distúrbio, depois, usando um Filtro de Kalman se obtém um gerador residual para cada conjunto de vazamentos. As equações de escoamento não levam em conta os termos convectivos. Utiliza as mesmas equações de escoamento mostradas no capítulo Descrição Teórica, sendo que não leva em conta os termos convectivos. As condições de contorno, nos extremos do duto, são caracterizadas pela altura piezométrica na entrada e saída do duto, H_{ri} e H_{ro} . O modelo do escoamento discretizado foi apresentado como:

$$\dot{H}_i = a_2(M_{i-1} - M_i) \quad \forall i = 2, \dots, n \quad (78)$$

$$\dot{M}_i = a_1(H_i - H_{i+1}) - \mu M_i |M_i| \quad \forall i = 1, \dots, n \quad (79)$$

com $H_1 = H_{ri}$ e $H_{n+1} = H_{ro}$ como entradas do sistema e as constantes:

$$a_1 = \frac{gA}{\Delta x}, \quad a_2 = \frac{b^2}{\Delta x g A}$$

Essa estrutura não linear pode ser representada de forma compacta por:

$$\dot{x} = A^\circ x + Bu - \mu nl(x) \quad (80)$$

$$A^\circ = \begin{bmatrix} 0 & -a_{10} & 0 & 0 & 0 \\ a_2 & 0 & -a_2 & 0 & 0 \\ 0 & a_1 & 0 & -a_1 & 0 \\ 0 & 0 & a_2 & 0 & -a_2 \\ 0 & 0 & 0 & a_{10} & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} a_1 & 0 \\ \vdots & \vdots \\ 0 & -a_1 \end{bmatrix}$$

onde o vetor de estado é dado por: $x = [M_1 \ H_2 \ M_2 \ \dots \ M_n] \in \mathfrak{R}^{2n-1}$,

o vetor de entradas é: $u = [H_{ri} \ H_{ro}] \in \mathfrak{R}^2$,

e os termos não lineares são: $nl(x) = [x_1|x_1| \ 0 \ \dots \ 0 \ x_{2n-1}|x_{2n-1}|] \in \mathfrak{R}^{2n-1}$

A vazão de entrada M_1 e saída M_n do duto são também medidas. A equação da saída fica:

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 1 \end{bmatrix} x = Cx \quad (81)$$

Assumindo que o sistema, Equação (51), sem vazamentos está trabalhando em qualquer ponto de operação (x_0, u_0) , exceto $(0,0)$, o modelo linearizado (obtido pela expansão em série de Taylor) é dado por:

$$\dot{x} = A^o_0 x + B_0 u + \Delta o^2(x_0, u_0), \quad (82)$$

com matrizes,

$$A_0 := A + \left(\frac{\partial nl(x)}{\partial x} \right) \Big|_{x_0, u_0} \quad (83)$$

$$A_0 = A - 2\mu \text{diag}(x_1, 0, x_3, \dots, 0, x_{2n-1}) \Big|_{x_0}, B_0 := B \quad (84)$$

e o vetor de incerteza $\Delta o^2(x_0, u_0)$ está associado a todos os termos de mais alta ordem da expansão de Taylor.

A estrutura do sistema matricial (51) e matriz de saída (52) permitem provar que o sistema é observável considerando somente um componente do vetor de saída.

A Figura 21 apresenta a discretização utilizada pelos autores.

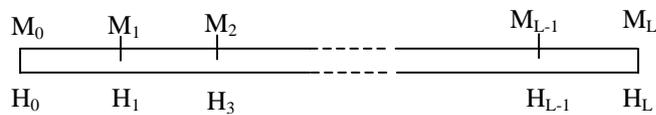


Figura 21 - Representação dos estados discretos na tubulação

Verde (2001b) aborda o problema de detecção e localização de vazamento postulando um modelo de fluido muito simples combinado com equações estáticas as quais descrevem a pressão no ponto de vazamento considerando a tubulação da entrada até o vazamento, e do vazamento até a saída. Essa idéia melhora a

sensibilidade do detector e reduz o problema de projeto de observador não linear, uma vez que são projetados somente dois observadores para um sistema uniforme observável de ordem 5.

Verde & Visairo (2001) estenderam o procedimento apresentado por Verde (2001b) para detecção de múltiplos vazamentos, que só é satisfatório se o ponto de operação da tubulação se move lentamente e o efeito do vazamento não desvia muito o ponto de operação do projeto. O problema aqui é tratado em duas partes. Primeiro obtém-se o subsistema não-linear que é desacoplado de somente um vazamento e é acoplado ao resto dos vazamentos considerados. Uma vez que o subsistema para cada vazamento satisfaz a forma triangular. A segunda parte do procedimento envolve o projeto de um conjunto de observadores não-lineares para gerar o resíduo, que é sensível ao conjunto de vazamentos.

Verde (2003) apresentou uma forma de corrigir o problema do trabalho anterior, Verde & Visairo (2001), onde, sendo usados dois sensores a condição existente para uma solução da detecção de vazamentos na tubulação só é satisfeita se a linha é dividida em três seções e no máximo dois vazamentos são considerados. Para contornar esse problema, introduziu um modelo para o fluido discretizando a variável espacial em três seções não uniformes, com contornos desconhecidos, os quais têm que ser determinados de tal forma que sejam iguais às posições dos vazamentos reais. Em comparação com o modelo anterior, este trabalho elimina o erro introduzido pelo desvio da posição do vazamento e resolve o problema de localização para dois vazamentos com um número reduzido de observadores.

Freitas et al. (2004) apresentaram uma avaliação do filtro de Kalman estendido para estimação de parâmetros do processo de nível de líquido de 3ª ordem. O sistema estudado é constituído de três tanques acoplados, interligados por válvulas. O balanço de massa que rege o sistema resulta num modelo não-linear, devido à não linearidade causada pelos termos de vazão, que são dependentes das válvulas. Inicialmente linearizaram o sistema em torno do ponto de operação e obtiveram o modelo em espaço de estados. Então, o projeto do filtro de Kalman estendido focalizou a determinação das matrizes de covariância Q e R, sendo que a matriz R foi determinada experimentalmente, e a maior dificuldade foi a determinação de Q. O filtro de Kalman estendido, utilizado para estimar os parâmetros das quatro válvulas e

as três alturas de água nos reservatórios desse sistema, apresentou bons resultados, no entanto, sujeito a efeitos não previstos no modelo utilizado no projeto, resultou em parâmetros com algumas discrepâncias.

Verde (2005) apresenta uma nova versão para o detector e localizador de múltiplos vazamentos em tubulações utilizando um gerador residual não-linear. Assim como em Verde (2003), nesse trabalho o autor mantém a discretização da variável espacial em três seções não-uniformes de tamanhos desconhecidos. Desta forma, cada vazamento ou falha envolve dois parâmetros desconhecidos no modelo do fluido, a vazão de vazamento e sua localização. Para contornar esse problema, o autor acopla um estimador com um gerador residual, portanto, em condições normais o sistema de monitoramento procura continuamente por um vazamento, considerando todas as posições possíveis na tubulação. Quando o vazamento é detectado, uma lei é disparada para estimar a posição do vazamento, considerando restrições físicas em estado estacionário e minimizando o erro de saída do gerador residual. Assim, com esse trabalho, o autor reduz o número de parâmetros que precisam ser identificados para isolar dois vazamentos numa tubulação.

5.4 Medição de vazão

Uchiyama & Hakomori (1983) apresentaram um método de medir a vazão instantânea de escoamento transiente estimando o perfil de velocidade do fluxo. A estimação é formulada como um problema discreto de Filtro de Kalman, onde a dinâmica do perfil de velocidade, que é governada por uma equação diferencial parcial linear, é aproximada usando um modelo finito. Foi utilizado um medidor de velocidade instantânea tipo laser Doppler.

Atamanand & Konnur (1999) abordaram a relação entre a pressão diferencial produzida por uma válvula de controle e o fluxo através dela como um tipo de medidor de vazão. Foi desenvolvida uma relação para isto baseado na equação para capacidade da válvula de controle (C_v) para diferentes posições de válvula. Foi feita também uma análise de erro para a expressão na tentativa de melhorar o nível de precisão.

A vazão M através de um medidor de vazão de pressão diferencial convencional é dada por:

$$M = C_v \sqrt{dp} \quad (85)$$

onde C_v é o coeficiente de descarga e dp é a pressão diferencial obtida através do medidor. Para válvula completamente aberta e fluido compressível, a equação relacionando a capacidade da válvula à vazão, pressão diferencial através da válvula, pressão estática (p), temperatura (T) na linha, fator de expansão (Y), fator de compressibilidade (z) e a densidade específica (G) é:

$$C_v = \frac{M}{NPY} \sqrt{\frac{GTz}{x}} \quad (86)$$

onde $x = dp/p$ e N é uma constante numérica que deve ser usada em unidades apropriadas. O valor de C_v varia com a abertura da válvula. A partir dessas duas equações, pode-se obter:

$$M = NPYC_v \sqrt{\frac{x}{GTz}} \quad (87)$$

Da equação acima, conclui-se que a vazão pode ser calculada para uma abertura particular de válvula se o C_v e os demais parâmetros forem substituídos. O valor de C_v é determinado para várias aberturas de válvula em laboratório. A pressão diferencial, pressão estática, temperatura e posição da válvula de controle também são medidas. Os autores fizeram esse estudo utilizando um duto experimental de água e válvula de 25 mm de diâmetro interno.

A análise do erro realizada na Equação 59 leva ao erro máximo absoluto na vazão usando esse método, segundo Inst. Stand. Organ (apud ATMANAND e KONNUR, 1999):

$$\left| \frac{\Delta M}{M} \right| = \left| \frac{1}{2} \frac{\Delta p}{p} \right| + \left| \frac{\Delta C_v}{C_v} \right| + \left| \frac{1}{2} \frac{\Delta dp}{dp} \right| + \left| \frac{1}{2} \frac{\Delta T}{T} \right| \quad (88)$$

Dessa equação pode ser visto que a maior componente de erro é C_v , sendo que essa contribuição é devida a mais de um fator. Uma das fontes é o erro de leitura nos dados de posição de válvula armazenado no sistema, no entanto pode ser

negligenciado por ser muito pequeno. Outro erro vem da determinação do valor de C_v característico da válvula. E por último, há o erro na leitura da posição da válvula, que depende do transdutor usado.

Neste capítulo foram apresentadas as últimas publicações relevantes ao estudo desenvolvido neste trabalho. A seção a seguir apresentará a modelagem matemática do escoamento estudado, bem como uma simplificação da modelagem e a ferramenta para estimação da vazão.

6 MODELAGEM MATEMÁTICA

Nesta seção será apresentado o modelo de escoamento de fluidos não-linear, tomado como base para o desenvolvimento de um modelo linearizado. Além disso, será apresentada uma outra abordagem de uso do modelo não-linear, bem como do linear. Por fim será mostrado o esquema de observador de estado utilizado para estimação da vazão.

6.1 Detalhamento do Modelo de Escoamento em Espaço de Estado

6.1.1 *Modelo de Escoamento Não-linear*

A simulação dinâmica do escoamento transiente de fluidos implica na resolução de um sistema de equações diferenciais parciais não-lineares no tempo e no espaço.

Neste trabalho foram utilizadas as equações do modelo de escoamento mostradas no capítulo Descrição Teórica, discretizadas através do método de diferenças finitas centrais, na forma mostrada na Figura 22, como em Isermann (1984).

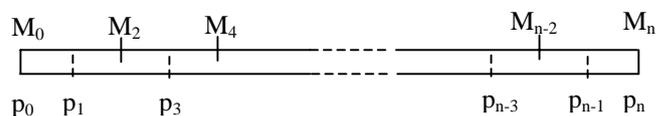


Figura 22. Representação dos estados discretos na tubulação

Resulta o seguinte sistema de equações discretizadas:

$$\dot{M}_i = a_i(p_{i+1} - p_{i-1}) + \frac{\mu}{p_{i-1}} M_i |M_i| \quad i = 2, 4, \dots, n-2 \quad (89)$$

$$\dot{p}_i = a_2(M_{i+1} - M_{i-1}) \quad i = 1, 3, \dots, n-1 \quad (90)$$

Nos extremos, utiliza-se:

$$\dot{M}_0 = a_{10}(p_1 - p_0) + \frac{\mu}{p_0} M_0 |M_0| \quad (91)$$

$$\dot{M}_n = a_{10}(p_n - p_{n-1}) + \frac{\mu}{p_n} M_n |M_n| \quad (92)$$

onde:

$$a_1 = -\frac{A}{\Delta x}; \quad a_{10} = -\frac{2A}{\Delta x}; \quad a_2 = -\frac{b^2}{A\Delta x}; \quad \mu = -\frac{\lambda b^2}{2dA^2}; \quad \Delta x = \frac{2L}{n}$$

\dot{M} - derivada temporal da vazão mássica de fluido ($\frac{\partial M}{\partial t}$);

M - vazão mássica de fluido (kg/s);

\dot{p} - derivada temporal da pressão;

p - pressão (Pa);

L - comprimento da tubulação (m);

D - diâmetro da tubulação (m);

A - área seção transversal da tubulação (m²);

λ - fator de fricção;

b - velocidade do som (m/s);

No sistema resultante após a discretização espacial, obtêm-se menos equações do que incógnitas. Para resolver o sistema é necessário reduzir a zero o número de graus de liberdade. A abordagem proposta é incorporar ao modelo as equações de queda de pressão nas válvulas. A seguir é apresentada a descrição desse procedimento.

Como visto em Atamanand & Konnur (1999), a vazão M através de um medidor de vazão de pressão diferencial convencional é dada por:

$$M = C\sqrt{\Delta p} \quad (93)$$

onde:

C - coeficiente de válvula

Δp - queda de pressão através da válvula

Levando em conta a discretização e a posição das válvulas na tubulação, na Figura 23, a Equação (93) pode ser escrita como:

$$M_0 = C_0 \sqrt{(p_{in} - p_0)} \quad (94)$$

$$M_n = C_n \sqrt{(p_n - p_{ex})} \quad (95)$$

onde:

p_{in} – pressão na entrada da válvula 1

p_0 – pressão na saída da válvula 1

p_n – pressão na entrada da válvula 2

p_{ex} – pressão na saída da válvula 2

C_0 – coeficiente da válvula à montante

C_n – coeficiente da válvula à jusante

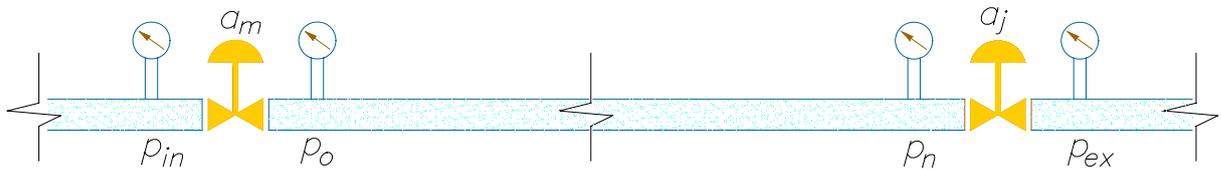


Figura 23 - Esquema da tubulação e medições disponíveis

Essas equações são normalmente utilizadas como condição de contorno para resolver o sistema discretizado. Neste trabalho elas são manipuladas de forma a serem inseridas nas equações de balanço, de forma a eliminar p_0 e p_n , inserindo p_{in} , p_{ex} , a_m e a_j , nas equações do modelo. Explicitando-se (94) e (95) em termos de p_0 e p_n , fica:

$$p_0 = p_{in} - \frac{M_0^2}{C_0^2} \quad (96)$$

$$p_n = p_{ex} + \frac{M_n^2}{C_n^2} \quad (97)$$

Assim, é possível inserir as Equações 69 e 70 em 64 e 65. As novas de equações dos extremos da tubulação, após a incorporação das equações de válvula ficam da seguinte forma:

$$\dot{M}_0 = a_{10} \left(p_1 - p_{in} + \frac{M_0^2}{C_0^2} \right) + \left[\frac{\mu}{\left(p_{in} - \frac{M_0^2}{C_0^2} \right)} M_0 |M_0| \right] \quad (98)$$

$$\dot{M}_n = a_{10} \left(p_{ex} + \frac{M_n^2}{C_n^2} - p_{n-1} \right) + \left[\frac{\mu}{\left(p_{ex} + \frac{M_n^2}{C_n^2} \right)} M_n |M_n| \right] \quad (99)$$

A partir das Equações (89) e (90), juntamente com (98) e (99), pode-se resolver o modelo como um sistema de equações determinado.

O objetivo de inserir as equações de válvula no modelo de escoamento, representado pelas equações discretizadas (89), (90), (91) e (92) é obter um modelo não-linear onde as variáveis necessárias para o cálculo do sistema sejam:

1. abertura da válvula à montante (a_m),
2. abertura da válvula à jusante (a_j),
3. pressão medida no sensor anterior à válvula à montante (p_{in}),
4. pressão medida no sensor posterior à válvula à jusante (p_{ex}).

Desta forma, é necessário obter um modelo com as aberturas de válvulas explicitadas. Considerando C uma função da abertura da válvula como segue:

$$C = C_v A \quad (100)$$

onde,

C_v – coeficiente de vazão

A - área do orifício da válvula

Pode-se relacionar a área do orifício(A), que, neste caso, é a área de abertura de válvula, com a informação de porcentagem de abertura (a_m ou a_j) da seguinte forma:

$$A = \frac{\text{área interna da válvula} * a_{m,j}}{100} \quad (101)$$

Substituindo a relação (101) em (100):

$$C = C_v * \frac{\text{área interna da válvula} * a_{m,j}}{100} \quad (102)$$

Sendo área interna da válvula e C_v constantes, pode-se dizer que:

$$C = k * a_{m,j} \quad (103)$$

Desta maneira, tem-se a relação que identifica a entrada de a_m e a_j no modelo, que, completo, fica:

$$\dot{M}_i = a_i(p_{i+1} - p_{i-1}) + \frac{\mu}{p_{i-1}} M_i |M_i| \quad i = 2,4,\dots,n-2 \quad (104)$$

$$\dot{p}_i = a_2(M_{i+1} - M_{i-1}) \quad i = 1,3,\dots,n-1 \quad (105)$$

$$\dot{M}_0 = a_{10} \left\{ p_1 - p_{in} + \left[\frac{M_0^2}{(ka_m)^2} \right] \right\} + \left\{ \frac{\mu}{\left[p_{in} - \frac{M_0^2}{(ka_m)^2} \right]} M_0 |M_0| \right\} \quad (106)$$

$$\dot{M}_n = a_{10} \left\{ p_{ex} - p_{n-1} - \left[\frac{M_n^2}{(ka_j)^2} \right] \right\} + \left\{ \frac{\mu}{\left[p_{ex} + \frac{M_n^2}{(ka_j)^2} \right]} M_n |M_n| \right\} \quad (107)$$

Com as condições iniciais, dadas pelo cálculo do modelo em estado estacionário, onde se considera que as válvulas à montante e à jusante estão abertas, o sistema pode ser calculado.

Como foi descrito no capítulo Revisão Bibliográfica, vários autores utilizaram o método de diferenças finitas diretamente nas equações diferenciais parciais, discretizando no espaço primeiramente e usando um método de escolha para a resolução no tempo. No caso deste trabalho, repetiu-se o procedimento no espaço, utilizando diferenças finitas centrais. Para a resolução no tempo foi utilizado o método de Runge-Kutta modificado do software Matlab, chamado ode23s. Essa rotina é baseada na fórmula de Rosenbrock de ordem 2, é um método implícito de um passo que resolve problemas que apresentam variações muito grandes nos autovalores, como o considerado aqui.

6.1.2 Modelo de Escoamento Linear

Uma operação normal do escoamento em tubulações pode ser em torno do ponto de equilíbrio e os sinais podem ser considerados pequenos sinais em torno do equilíbrio. Sendo assim, é possível aproximar o sistema não-linear por um sistema linear, e este é equivalente ao sistema não-linear considerado dentro de um conjunto limitado de operações.

O processo de linearização utilizado tem como base o desenvolvimento da função não-linear em uma série de Taylor em torno do ponto de operação e a retenção somente do termo linear. Seguindo esse procedimento, o modelo de escoamento não-linear, representado pelas equações (89), (90), (91), (92), foi convertido a um modelo linear com parâmetros linearizados. Os parâmetros linearizados relacionam a queda de pressão na válvula com a vazão, descrito pelas equações (94) e (95). O termo linearizado pode ser apresentado genericamente como $\frac{\alpha^2}{\beta}$. Além deste, também foi necessário linearizar o termo em $\frac{M_i |M_i|}{P_{i-1}}$ presente nas equações (104), (106), (107). Esse termo, para fins da linearização também se apresenta como $\frac{\alpha^2}{\beta}$, já que foi adotada como hipótese válida, o sentido do escoamento ser sempre na direção positiva.

Tomando-se por base a definição para sistema não-linear cuja saída y é uma função de duas entradas, x_1 e x_2 , a aproximação linear desse sistema pode ser obtida ao expandi-lo em uma série de Taylor em torno do ponto normal de operação \bar{x}_1, \bar{x}_2 , mostrado em Ogata (2003), mas retendo somente o termo linear:

$$y \cong f(\bar{x}_1, \bar{x}_2) + \left[\frac{\partial f}{\partial x_1} \Big|_{x_1=\bar{x}_1, x_2=\bar{x}_2} (x_1 - \bar{x}_1) + \frac{\partial f}{\partial x_2} \Big|_{x_1=\bar{x}_1, x_2=\bar{x}_2} (x_2 - \bar{x}_2) \right] \quad (108)$$

Então, com a Equação (108), linearizando em torno do estado estacionário, denotado como ee , tem-se :

$$\frac{\alpha^2}{\beta} \cong 2 \frac{\alpha_{ee} \alpha_x}{\beta_{ee}} - \frac{\alpha_{ee}^2 \beta}{\beta_{ee}^2} \quad (109)$$

Utilizando a aproximação, obtida em (109), nos termos $\frac{M_0^2}{C_0^2}$, e $\frac{M_n^2}{C_n^2}$ fica:

$$\frac{M_0^2}{C_0^2} \cong 2 \frac{M_{0ee}}{C_{0ee}} M_0 - \frac{M_{0ee}^2}{C_{0ee}^4} C_0^2, \quad (110)$$

$$\frac{M_n^2}{C_n^2} \cong 2 \frac{M_{nee}}{C_{nee}} M_n - \frac{M_{nee}^2}{C_{nee}^4} C_n^2 \quad (111)$$

Substituindo a aproximação dada por (109) em $\frac{M_i | M_i |}{P_{i-1}}$, obtém-se:

$$\frac{M_i | M_i |}{P_{i-1}} \cong 2 \frac{M_{iee}}{P_{(i-1)ee}} M_n - \frac{M_{iee}^2}{P_{(i-1)ee}^2} P_{i-1} \quad (112)$$

Substituindo essa aproximação nas equações 110 e 111 em 96 e 97, fica:

$$P_0 = P_{in} - \frac{2M_{0ee}}{C_{0ee}^2} M_0 + \frac{M_{0ee}^2}{C_{0ee}^4} C_0^2 \quad (113)$$

$$P_n = P_{ex} + \frac{2M_{nee}}{C_{nee}^2} M_n + \frac{M_{nee}^2}{C_{nee}^4} C_n^2 \quad (114)$$

E, inserindo (112) nas equações do modelo (104), (106) e (107), obtém-se um modelo de escoamento linear, que representado em espaço de estados fica na forma:

$$\dot{x} = A_L x + Bu \quad (115)$$

$$y = F_L x + H^o u \quad (116)$$

sendo:

o vetor de estado dado por : $x = [M_0 \ p_1 \ \dots \ p_{n-1} \ M_n]^T \in \mathfrak{R}^{n+1}$,

o vetor de entradas: $u = [p_{in} \ C_0^2 \ C_n^2 \ p_{ex}]^T \in \mathfrak{R}^4$,

e a saída: $y = \begin{bmatrix} p_0 \\ p_n \end{bmatrix}$.

A matriz A_L é:

$$A_L = \begin{bmatrix} \varepsilon & a_{10} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -a_2 & 0 & a_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -a_1 - \psi & \varpi & a_1 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & a_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -a_2 & 0 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -a_{10} & \gamma \end{bmatrix},$$

$$\text{onde } \varepsilon = \frac{2a_{10}M_{0ee}}{C_{0ee}^2} + \frac{2\mu M_{0ee}}{p_{0ee}} + \frac{2\mu M_{0ee}^3}{p_{0ee}^2 C_{0ee}^2},$$

$$\psi = \frac{\mu M_{2ee}^2}{p_{1ee}^2}, \quad \varpi = \frac{2\mu M_{2ee}}{p_{1ee}},$$

$$\gamma = \frac{2a_{10}M_{nee}}{C_{nee}^2} + \frac{2\mu M_{nee}}{p_{nee}} + \frac{2\mu M_{nee}^3}{p_{nee}^2 C_{nee}^2}$$

$$B = \begin{bmatrix} -a_{10} - \frac{\mu M_{0ee}^2}{p_{0ee}^2} & -\frac{a_{10}M_{0ee}^2}{C_{0ee}^4} - \frac{\mu M_{0ee}^4}{p_{0ee}^2 C_{0ee}^4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & -\frac{a_{10}M_{0ee}^2}{C_{0ee}^4} + \frac{\mu M_{0ee}^4}{p_{nee}^2 C_{nee}^4} & a_{10} - \frac{\mu M_{nee}^2}{p_{nee}^2} \end{bmatrix}$$

$$F_L = \begin{bmatrix} -\frac{2M_{0ee}}{C_{0ee}^2} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & \frac{2M_{nee}}{C_{nee}^2} \end{bmatrix}, \quad H^o = \begin{bmatrix} 1 & \frac{M_{0ee}^2}{C_{0ee}^4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{M_{nee}^2}{C_{nee}^4} & 1 \end{bmatrix}$$

A partir de condições iniciais, dadas pelo cálculo do estado estacionário onde se considera as válvulas à montante e à jusante completamente abertas, o sistema é calculado. Esse sistema linear é resolvido pelo mesmo método do modelo não-linear.

Com o intuito de obter um modelo linear para determinar os estados em toda a extensão de abertura da válvula, e não somente em torno de um único ponto de linearização, foram determinados diversos pontos de operação, caracterizados pela abertura de válvula, em torno dos quais o modelo foi linearizado. Desta forma foram obtidas faixas de operação, e para cada uma, um modelo correspondente, na forma apresentada em (115) e (116).

6.2 Observador de estados

O observador é um subsistema reconstrutor do vetor de estados da planta. O modelo matemático do observador é basicamente o mesmo da planta, exceto por um termo adicional que incorpora o erro de estimação para compensar as incertezas nas matrizes A_L e B e a ausência do erro inicial. O erro de estimação ou erro de observação é a diferença entre a saída medida e a saída estimada, Ogata (2003).

O primeiro passo para projetar um observador de estados é determinar se o sistema é observável, considerando que o objetivo é estimar variáveis não mensuráveis através das variáveis que podem ser medidas diretamente.

O sistema é considerado completamente observável se cada transição do estado for capaz de atingir cada componente do vetor de saída.

Considerando o sistema em espaço de estados linearizado obtido:

$$\begin{cases} \dot{x} = A_L x + Bu \\ y = F_L x + Hu \end{cases} \quad (115), (116)$$

onde:

x – vetor de estados (vetor n)

u – vetor de entradas (vetor r)

y – vetor de saída (vetor m)

A_L – matriz $n \times n$

B – matriz $n \times r$

F_L – matriz $m \times n$

H – matriz $m \times r$

O sistema determinado em (115) e (116) é observável, uma vez que o posto da matriz de observabilidade $n \times nm$:

$$\left[F_L^T : A_L^T F_L^T : \dots : (A_L^T)^{n-1} F_L^T \right], \quad (117)$$

é n .

A partir dessa conclusão, foi possível partir para o projeto do observador de estados.

Foi projetado um filtro de Kalman para sistema contínuo:

$$\dot{x} = A_L x + Bu + Gw \quad (118)$$

$$y = F_L x + Hu + Dw + v \quad (119)$$

As variáveis aleatórias w e v representam o ruído do processo e ruído de medida, respectivamente. Assume-se que ambos são independentes, com média zero, e de distribuição normal

$$P(w) \approx N(0, \mathbf{Q})$$

$$P(v) \approx N(0, \mathbf{R})$$

onde \mathbf{Q} é a covariância do ruído do processo e \mathbf{R} é a covariância do ruído das medidas, que, neste trabalho, são assumidas como constantes e determinadas como matrizes identidade.

Foi utilizada para o cálculo a rotina de filtro de Kalman do Matlab, que minimiza o erro de covariância em regime permanente:

$$P = \lim_{t \rightarrow \infty} E[(x - \hat{x})(x - \hat{x})^T], \quad (120)$$

e determina o ganho de Kalman com as matrizes de covariância, através da equação de Riccati, destacada em (121):

$$A^T X + XA - XBB^T X + \mathbf{0} = \mathbf{0} \quad (121)$$

A equação do observador fica na forma:

$$\hat{\dot{x}} = A_L \hat{x} + Bu + K(y - C\hat{x} - Du) \quad (122)$$

Com as matrizes de covariância e as matrizes do sistema determinadas para cada faixa, é possível, obter ganho de Kalman para cada uma das faixas de linearização do modelo, ou seja, para todo estado estacionário linearizado, há um filtro de Kalman projetado.

O observador de estados pode ser esquematizado da forma apresentada na Figura 24, onde a saída do modelo não-linear, utilizada como referência, e a saída do modelo linearizado são comparadas e a diferença é ponderada através do ganho de Kalman e realimentada ao sistema.

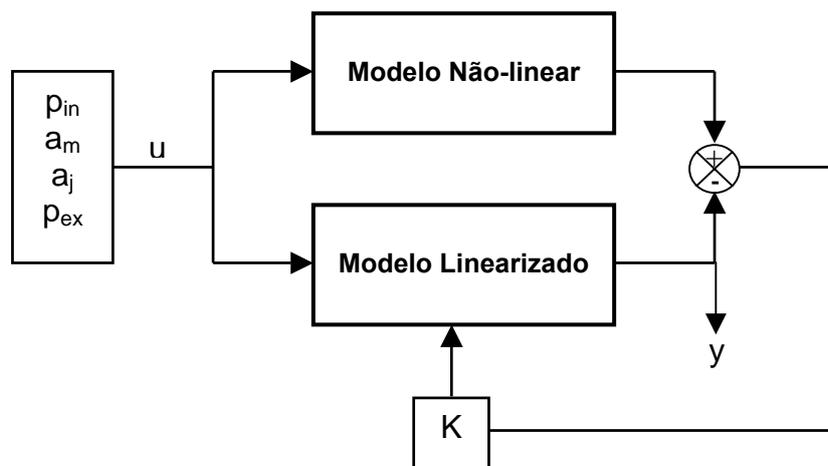


Figura 24 - Esquema de observador de estado

7 UNIDADE EXPERIMENTAL

Nesta seção será detalhada a montagem do experimento cujo objetivo é validar o uso das medidas de pressão nos extremos da tubulação conjuntamente com a medida de abertura de válvula, como um meio de se obter a vazão do sistema. Será mostrada também a definição de parâmetros relevantes aos modelos de escoamento.

7.1 Descrição do sistema

Foi montada uma tubulação para escoamento de fluido no Laboratório de Controle de Processos (LCP/ENQ/UFSC) para ser usada como base para a simulação de escoamento de fluido e validação do modelo de estimação de vazão proposto.

O sistema de vazão montado consiste de uma tubulação de PVC de diâmetro de 1", com um reservatório de 250 L instalado nos extremos da tubulação, compondo um circuito fechado. A água do reservatório é suprida à tubulação através de uma bomba centrífuga da marca Schneider com potência de 1,5 cv. Está instalada em cada extremidade do duto uma válvula de controle, sendo que cada uma tem duas tomadas de pressão, antes e após. Os dois sensores de pressão que estão instalados ao redor da válvula Montante fornecem medidas de pressão denominadas p_{in} , e p_o correspondendo ao sensor instalado antes da válvula e após a válvula à montante, respectivamente, como pode ser visto na Figura 25. Também pode ser vista a válvula à jusante com um medidor de pressão localizado anteriormente a ela, que fornece uma medida chamada p_n , e o sensor logo após fornece p_{ex} .

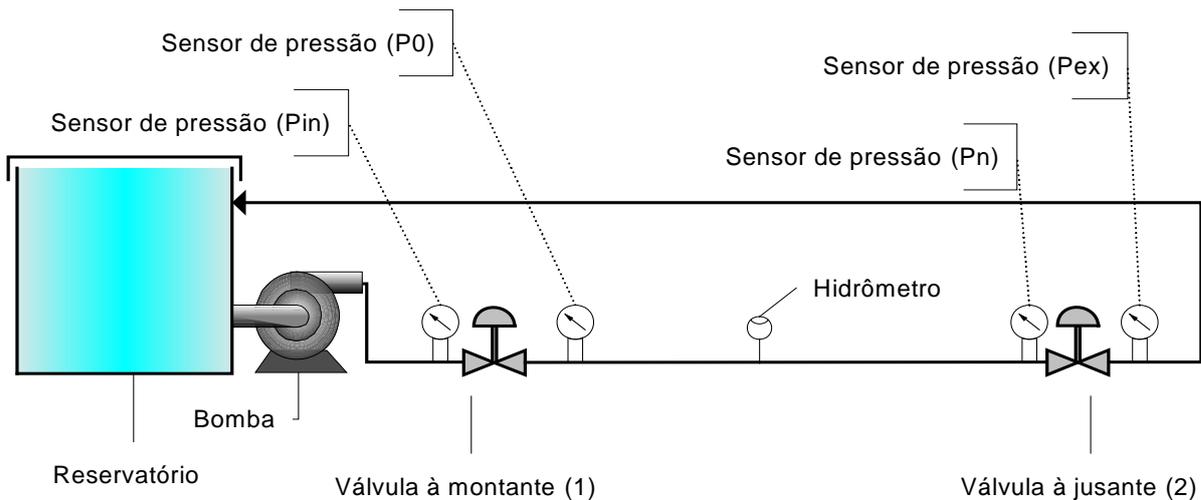


Figura 25 - Esquema do experimento montado

O conjunto 1 (válvula à montante e seus dois sensores de pressão) está localizado a uma distância de aproximadamente 5 metros da bomba, no intuito de reduzir a turbulência causada pela mesma, que poderia aumentar o ruído nas medidas. O conjunto 2 (válvula à jusante e os dois sensores) fica igualmente localizado a 5 metros de trecho reto de qualquer acidente na tubulação, com o intuito de minimizar os efeitos de turbulência nos sensores.

Além disso, o sistema também possui um hidrômetro para aferição da vazão em estado estacionário. Outro item relacionado à vazão instalado na tubulação é uma placa de orifício, que utiliza sensores idênticos aos instalados antes e após as válvulas.

7.2 Caracterização da tubulação

Os tubos utilizados no sistema são de PVC de diâmetro externo de 32 mm, com espessura de parede de 2 mm, e 6 m de comprimento cada, totalizando 77 m de comprimento, sendo 53 m entre as válvulas. As características do PVC, relevantes à modelagem, são:

²Módulo de Poisson (μ) – 0,46

²Módulo de Elasticidade – 3,45 GPa

7.3 Características do fluido

O fluido utilizado no sistema, por simplicidade, foi água cujas características:

Viscosidade (μ) = $1,0 \cdot 10^{-3}$ Ns/m²,

³Densidade (ρ) = 997 kg/m³,

O fator de atrito foi obtido experimentalmente.

O número de Reynolds permaneceu na faixa turbulenta: $10000 < Re < 80000$.

Foi considerado fluxo isotérmico à temperatura de 25°C.

A velocidade do som pode ser calculada de acordo com a Equação (24), apresentada anteriormente:

$$b^2 = \frac{K/\rho}{1 + [(K/E)(D/e)]c_1} \quad (24)$$

Como a tubulação é considerada de parede fina e elástica, já que $D/e = 16$, e é ancorada somente no extremo inicial, pode-se calcular c_1 de acordo com a Equação (25):

$$c_1 = \frac{2e}{D}(1 + \mu) + \frac{D}{D + e} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right) \quad (23)$$

A partir das Equações (24) e (25) e das características do fluido e do tubo, obtém-se $b = 394$ m/s.

A Figura 26 mostra o sistema de escoamento montado, indicando as tomadas de pressão e a localização da placa de orifício.

A Figura 27 mostra a instalação de um ponto de vista mais geral, incluindo a bomba e o reservatório, bem como o quadro de comando das válvulas.

³ Dados obtidos de Wylie, Streeter e Suo (1993), Apêndice B, Tabelas B-1 e B-2

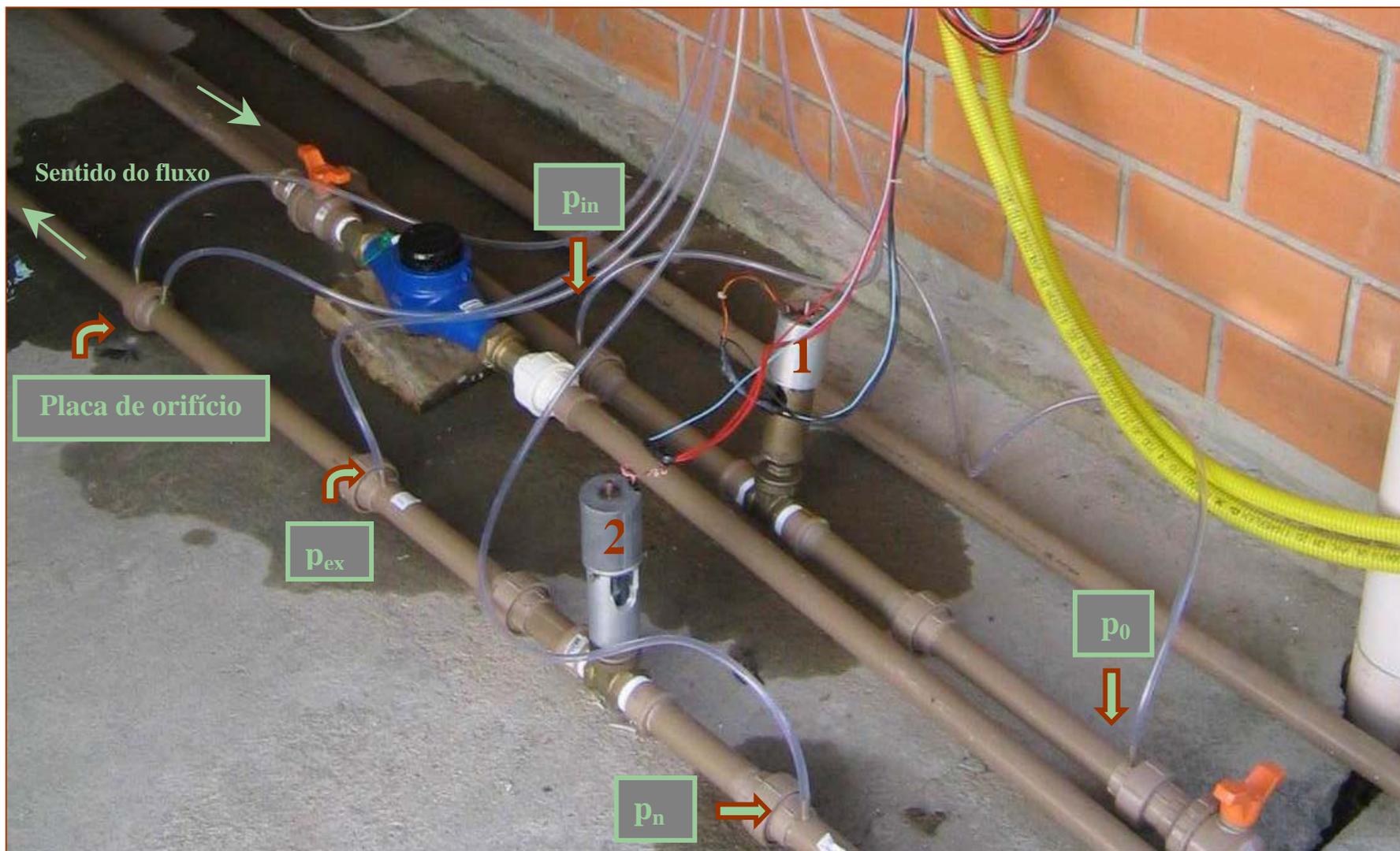


Figura 26 - Tomadas de pressão



Figura 27. Unidade experimental

7.4 Especificação dos Equipamentos

7.4.1 Placa de Orifício

Para a quantificação da vazão em regime permanente e transiente, foi instalada uma placa de orifício localizada logo após a válvula à jusante, como visto na Figura 26. Foram confeccionadas três placas de diâmetro de orifício diferentes, Figura 28, de forma a possibilitar a escolha da pressão diferencial causada mais apropriada, na prática. A placa utilizada tem diâmetro de orifício de 1,5 cm.



Figura 28 - Placas de Orifício

A seguir é apresentada a curva de aferição da placa de orifício utilizada, que consiste na curva de vazão real versus a diferença de pressão causada.

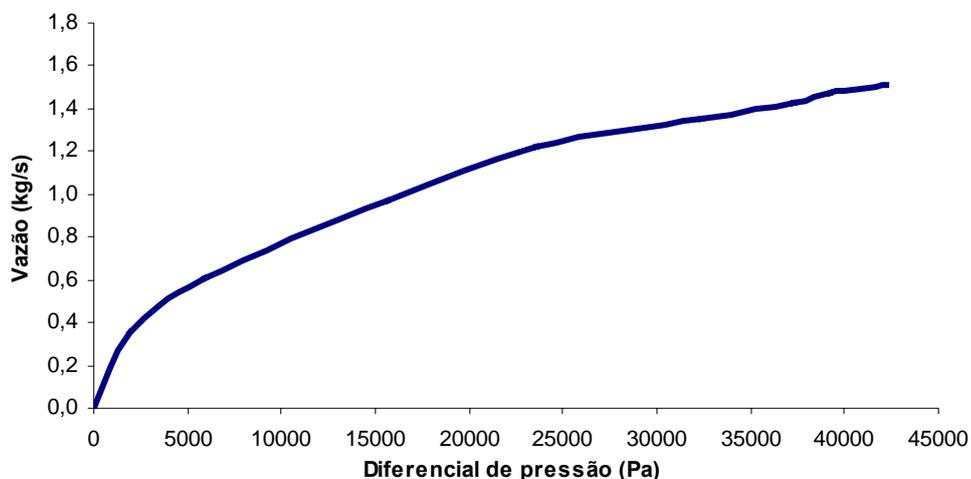


Figura 29 – Curva de calibração da placa de orifício

O valor do coeficiente de descarga, calculado segundo a Equação (33), é de $0,72 \pm 0,02$.

7.4.2 Válvulas de controle

Foram utilizadas duas válvulas gaveta de duas vias, de bronze, com diâmetro de 1", com conexão rosqueada, Figura 30. Nelas foi acoplado um motor de passo montado no Departamento de Automação e Sistemas da UFSC.

De forma a permitir alguma precisão na posição da haste da válvula, a faixa de abertura foi dividida em 170 voltas, ou seja, o trajeto de 0 até 100 %, corresponde a 170 voltas da haste, o que torna possível um ajuste mais fino da posição desejada. No programa de comando das válvulas é possível ajustar o tempo de cada volta, no caso deste trabalho foi utilizado 0,1 s.

As válvulas estão posicionadas uma em cada extremidade do duto, como mostrado na Figura 26, e têm tomadas de pressão à montante e à jusante, a fim de se obter a pressão diferencial causada pela válvula.



Figura 30 - Válvula de controle da extremidade da tubulação

7.4.2.1 Característica da Válvula

A característica da válvula é definida como a relação entre a vazão através dela e a posição da haste, variando ambas de 0 a 100%. Na Figura 31 é apresentada a característica da válvula à jusante, que foi determinada experimentalmente.

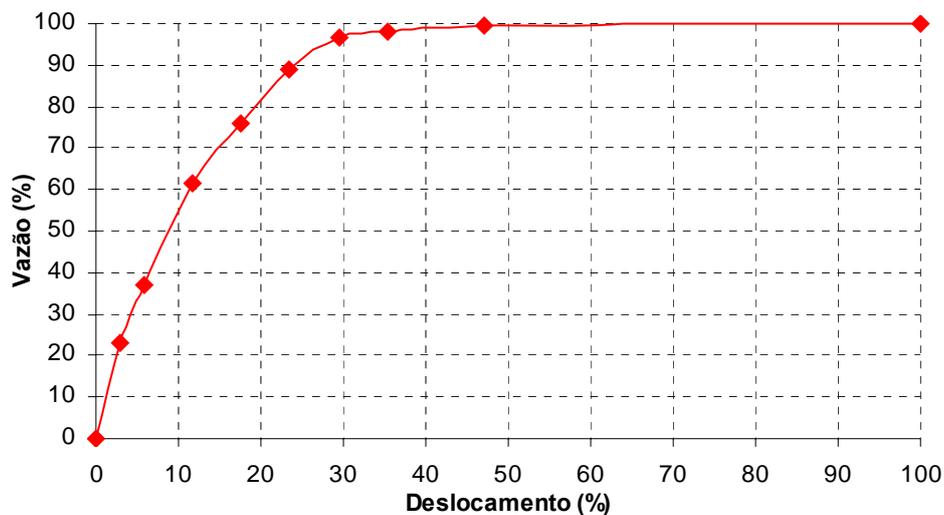


Figura 31 – Característica da válvula

Como visto na Figura 31, a válvula à jusante tem característica de vazão de abertura rápida, pois produz uma grande vazão com pequeno deslocamento da haste da válvula. A curva é basicamente linear para a primeira parte do deslocamento, com uma inclinação acentuada. A válvula introduz uma grande variação na vazão quando há pequena variação na abertura desta válvula, no início da faixa. Apresenta um grande ganho em baixa vazão e um pequeno ganho em grande vazão. A válvula de abertura rápida está praticamente aberta a 40 %.

7.4.2.2 Característica instalada

A característica da válvula instalada se refere à válvula em operação real, com uma queda de pressão variável e interagindo com as influências não consideradas no projeto. No caso da válvula à jusante, essa característica é apresentada na Figura 32.

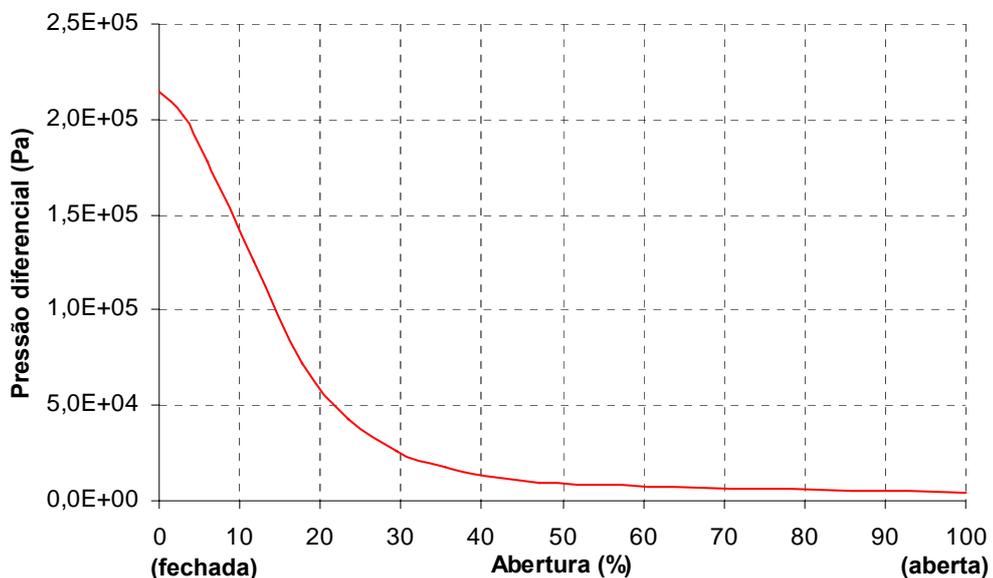


Figura 32 – Característica da válvula instalada à jusante

Quando a válvula está instalada na tubulação do sistema, a queda de pressão através dela varia quando há variação de pressão no resto do sistema. A instalação afeta substancialmente a característica da válvula.

A característica da válvula instalada depende da característica inerente, ou a característica para a válvula com queda de pressão constante e com 100% de abertura, e da relação da queda de pressão através da válvula com a queda de pressão total do sistema. Segundo Ribeiro (1999), o comportamento da válvula instalada se desvia muito da curva teórica, pois há não linearidades no atuador da válvula e na curva da bomba.

7.4.2.3 Coeficiente de vazão (C_v)

O cálculo do C_v da válvula se baseia no conhecimento da vazão e na equação de Bernoulli.

A equação para dimensionar uma válvula para água é:

$$M = C_v A \sqrt{\Delta p}$$

onde: M – vazão (kg/s)

A – área interna de abertura da válvula (m)

Δp - queda de pressão através da válvula (Pa)

A Figura 33 apresenta o coeficiente de vazão da válvula à montante e à jusante. Nota-se que nos valores extremos de abertura (100% e 3%), o coeficiente se afasta do esperado⁴, onde C_v parte do menor valor, para válvula fechada, e cresce com o aumento da abertura, até atingir o seu maior valor em 100 % (aberta). Como será visto mais adiante, o diferencial de pressão é mínimo, na região de 100% de abertura, e assim o sinal se mistura com o ruído, tornando consideravelmente impreciso quantificar o verdadeiro diferencial de pressão. Da mesma forma, para a abertura de 3%, é impreciso o cálculo do C_v , considerando-se o nível de ruído nessa região.

⁴ Comportamento apresentado no Apêndice C de Wylie, Streeter e Suo (1993).

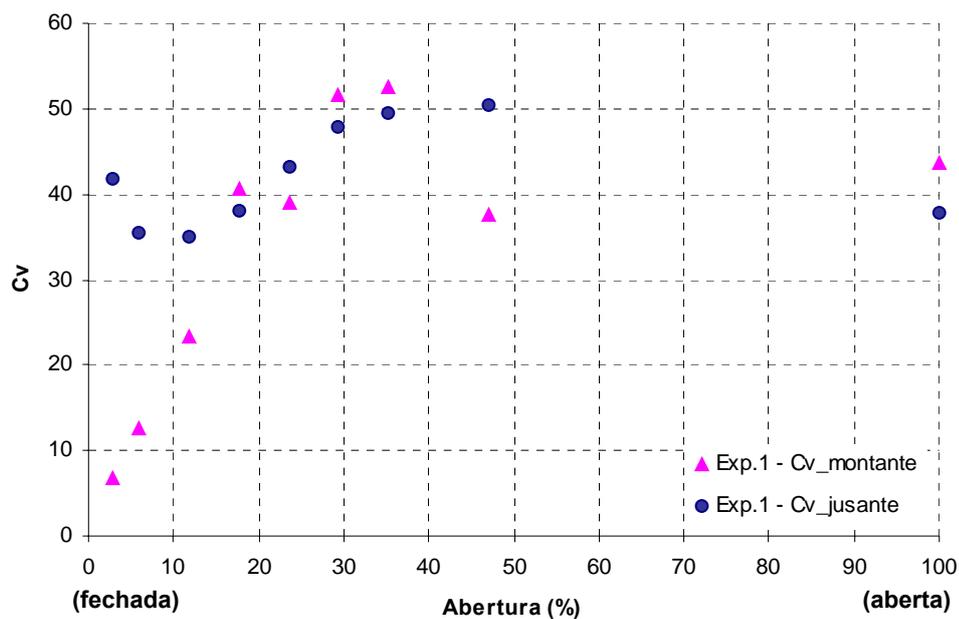


Figura 33 - Coeficiente de vazão de válvula

Considera-se confiável, para fins de análise, a região de 47% a 6%, e então o coeficiente de vazão fica como mostrado na Figura 34. Em (a), o comportamento do C_v , desconsiderando os extremos, fica como esperado. Em (b), nota-se o aumento de C_v com o Reynolds, ou seja, com o aumento da vazão, o C_v , que neste caso, corresponde ao coeficiente de descarga (C_d) da placa de orifício, também aumenta.

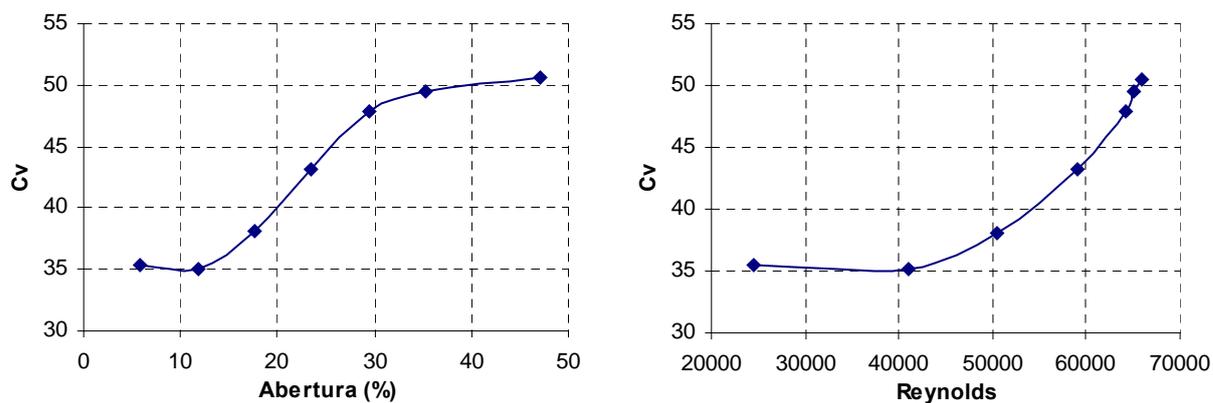


Figura 34 – Coeficiente de vazão da válvula à jusante: (a) em relação à abertura, (b) em relação ao número de Reynolds

7.4.2.4 Histerese

A situação onde o processo de abertura da válvula não corresponde ao fechamento é denominada histerese. A Figura 35 apresenta a histerese da válvula obtida experimentalmente.

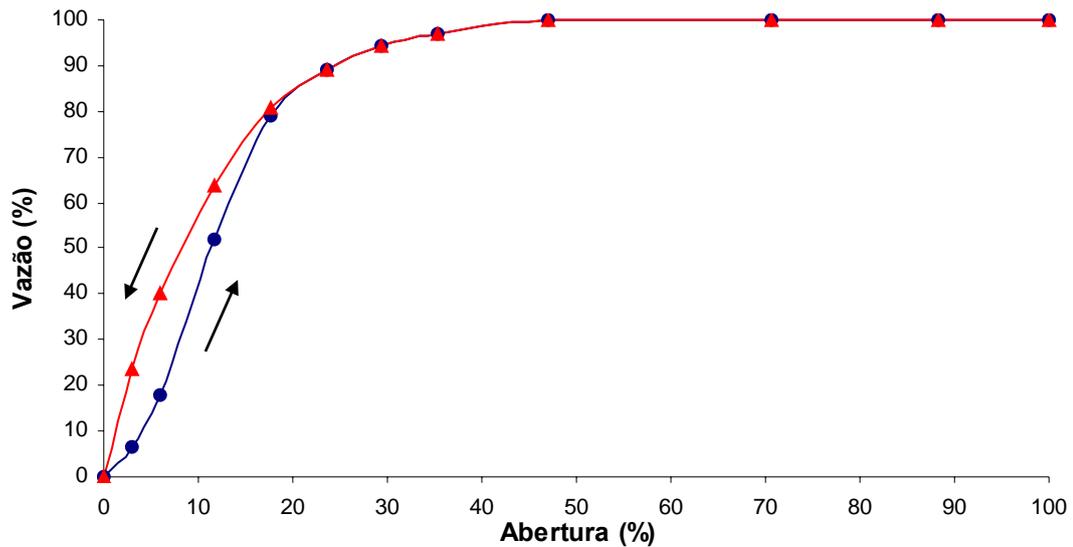


Figura 35 – Histerese

7.4.3 Quadro de comando das válvulas

Cada uma das duas válvulas de controle instalada é comandada através da placa mostrada na Figura 36 (a), confeccionada no DAS/UFSC. Em (b), pode-se ver, além do comando das válvulas, também a fonte de alimentação do quadro, e a chave de liga-desliga da bomba centrífuga.

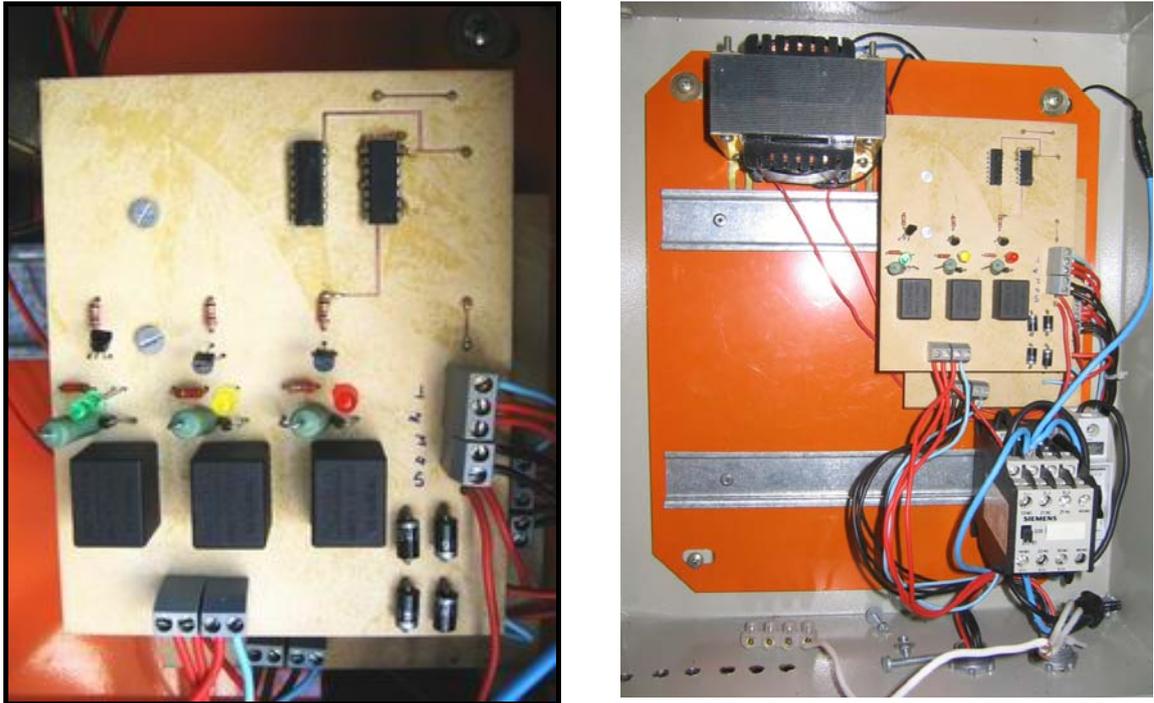


Figura 36 – (a) Detalhe da placa de comando de uma válvula, (b) quadro de comando das válvulas

7.4.4 Placa Mônica

A Placa Mônica é uma placa de controle de aquisição de dados multivariável, de baixo custo desenvolvida no Laboratório de Controle de Processos (LCP) do Departamento de Automação e Sistemas (DAS/UFSC). A Figura 37 mostra uma fotografia da placa e indicações de cada uma de suas partes.

A placa Mônica tem como principal finalidade direcionar e compatibilizar os dados de entrada e saída do microcomputador, estabelecendo, desta forma, uma ligação entre o computador e o processo.

Os componentes básicos da placa são: 3 conversores A/D de 10 bits, 3 conversores D/A de 10 bits, dois canais de saída PWM e 2 portas de saída digital e 3 portas de entrada digital.

Os canais de entrada e saída digitais permitem a comunicação com qualquer dispositivo externo que opere desta forma como, por exemplo, módulos digitais de controle, relés, entre outros.

A comunicação entre computador e placa de aquisição é feita através de um cabo que conecta a porta paralela do computador ao microcontrolador PIC, e troca dados através de um protocolo especial desenvolvido especialmente para esse fim.

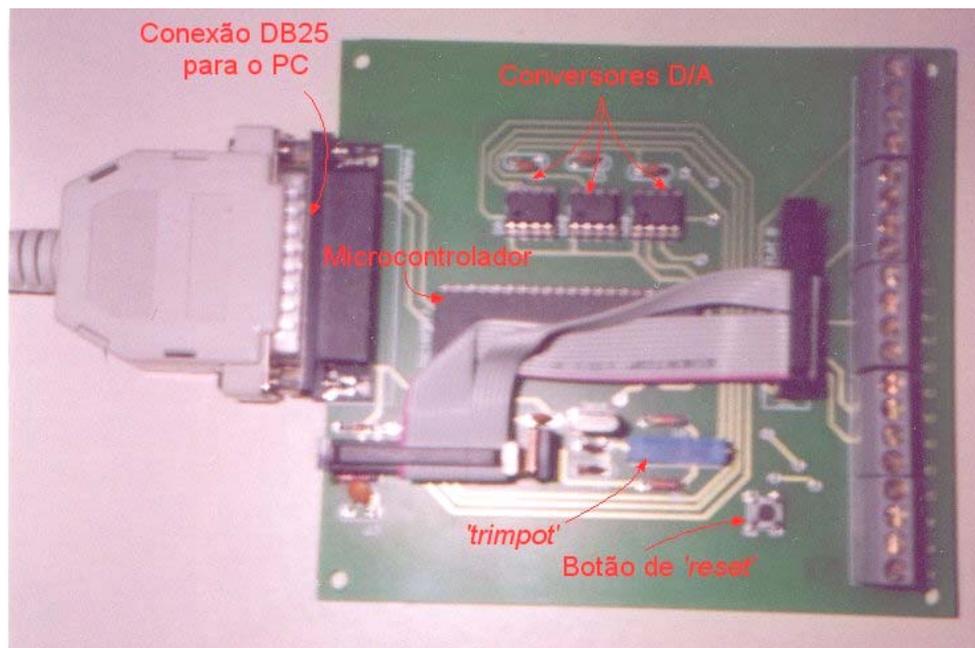


Figura 37 - Placa Mônica

Fonte: Bittencourt (2002).

O microcontrolador da placa é o PIC16F877 (*Microchip*), cuja velocidade de operação é DC – 20 MHz. Há um capacitor de 10 μ F para reduzir ruídos provenientes da alimentação (5 volts). Esta alimentação é obtida de um regulador de tensão alimentado com 12 volts.

Possui um driver Matlab/Simulink para comunicação com a placa de aquisição de dados. O driver é constituído basicamente de algumas bibliotecas escritas em C e compiladas através da função *mex* do Matlab 5.x.

7.4.5 Sensores de Pressão

As medições de pressão obtidas experimentalmente (p_{in} , p_0 , p_n , p_{ex}) foram realizadas através do uso de transdutores de pressão diferencial da série MPX5700 da Motorola (Figura 38), que são sensores piezoelétricos. Esses sensores são constituídos de um material sólido acoplado a eletrodos metálicos. Quando o material piezoelétrico se deforma, por compressão, expansão ou torção, uma carga elétrica é gerada, produzindo uma diferença de potencial entre os eletrodos, sendo esta carga proporcional à deformação do material. A diferença de potencial gerada é amplificada, gerando o sinal de saída do sensor.

O sensor trabalha sob uma pressão de 15 a 700 kPa, e a saída é um sinal de tensão na faixa de 0,2 a 4,7 V. O erro máximo indicado pelo fabricante é 2,5%. Esse sensor encontra-se em maiores detalhes na folha de dados do fabricante no Anexo A.



Figura 38. Sensor de pressão

7.4.6 Borneira para sensores

Os sensores de pressão apresentados foram instalados sobre a borneira mostrada na Figura 39, projetada e confeccionada no DAS/UFSC, para fazer a comunicação dos sensores com a placa de aquisição de dados. Pode-se ver na Figura 39 os sensores instalados e acoplados aos tubos que comunicam a pressão da tubulação aos sensores. O sensor zero corresponde às tomadas de pressão da placa

de orifício, desta forma as duas entradas de pressão estão conectadas. Os sensores 1, 2, 3 e 4 se relacionam com as tomadas das válvulas, sendo mantida uma das entradas do sensor desocupada sendo utilizada como referência. A Figura 40 mostra a borneira do lado contrário ao mostrado na Figura 39, onde se visualiza a forma de fixação e comunicação dos sensores. A placa envia as leituras de pressão à aquisição de dados, e o computador recebe e arquiva continuamente as leituras.



Figura 39. Borneira dos sensores de pressão lado 1



Figura 40. Borneira dos sensores de pressão lado 2

7.4.7 Programa de comando das válvulas

Para o controle das válvulas instaladas na tubulação experimental, foi utilizado o módulo *simulink* do Matlab. Como pode ser visto na Figura 41, há um bloco para a determinação da abertura de cada válvula pelo usuário, chamado SP Posição Válvula Montante e SP Posição Válvula à jusante. Nesses blocos, o valor inserido pode variar de 0 a 100 %. O comando dado nessa tela é enviado às válvulas e armazenado em um arquivo chamado “abertura_válvula.mat”. Os blocos que permitem a programação de linhas de comando, os blocos Montante e Jusante, são responsáveis pelo envio da manipulação desejada das válvulas. Neles está configurado o parâmetro referente à velocidade de deslocamento da haste, que pode ser alterado de acordo com a necessidade.

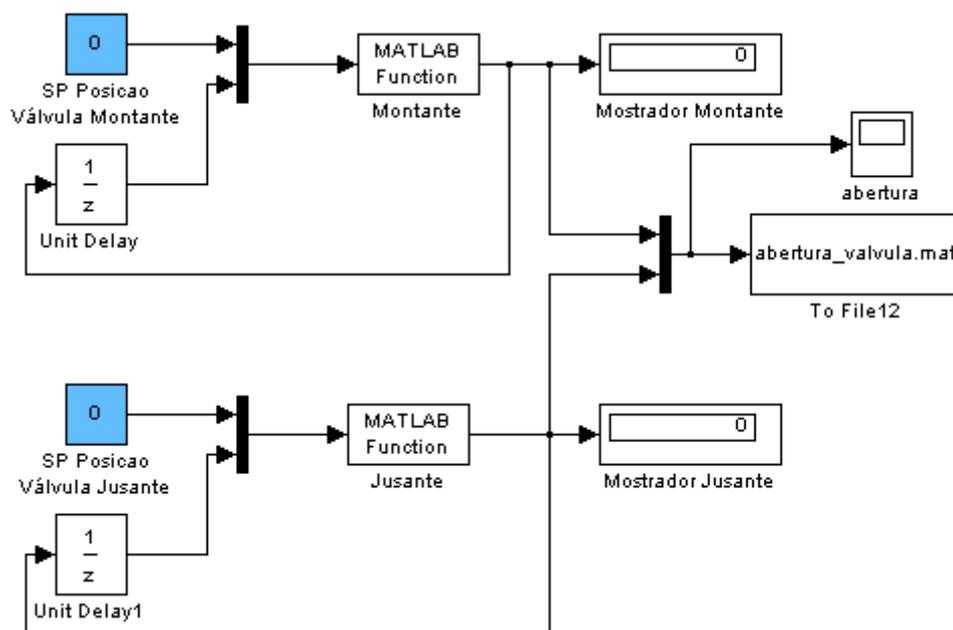


Figura 41 - Tela do simulink de manipulação das válvulas

A Figura 42 apresenta a tela do Simulink onde são lidas as pressões da tubulação através do *toolbox* desenvolvido para a placa Mônica, já anteriormente mencionado na descrição da placa. As leituras são obtidas como sinal de tensão, variando de 0,2 a 4,7 V, sendo então filtradas no através do bloco “Filtro”, que consiste de um filtro passa-baixa do tipo Butterworth de ordem 5, cuja frequência de corte foi fixada em 0.2 (escala de 0 a 1). A magnitude da resposta do filtro Butterworth é maximamente plana na banda passante e monotônica no global.

O sinal filtrado é convertido em pressão através de uma relação linear nos blocos “conversão tensão -> pressão”, e então no caso das pressões das válvulas, é armazenado em arquivos chamados, “vmontantef.mat” e “vjusantef.mat”. Já no caso da pressão diferencial, lida através do CAD_Mônica0, a sequência é a mesma das pressões, com um passo a mais, que é a função que relaciona a pressão diferencial com a vazão, através da equação de Bernoulli para orifício e com o C_d , estimado na seção 7.4.1. Após esse cálculo, a vazão é armazenada no arquivo “placa1.mat”. Todos esses dados são armazenados em forma matricial, onde a primeira coluna é o tempo da simulação e a segunda é a variável de interesse, seja pressão ou vazão.

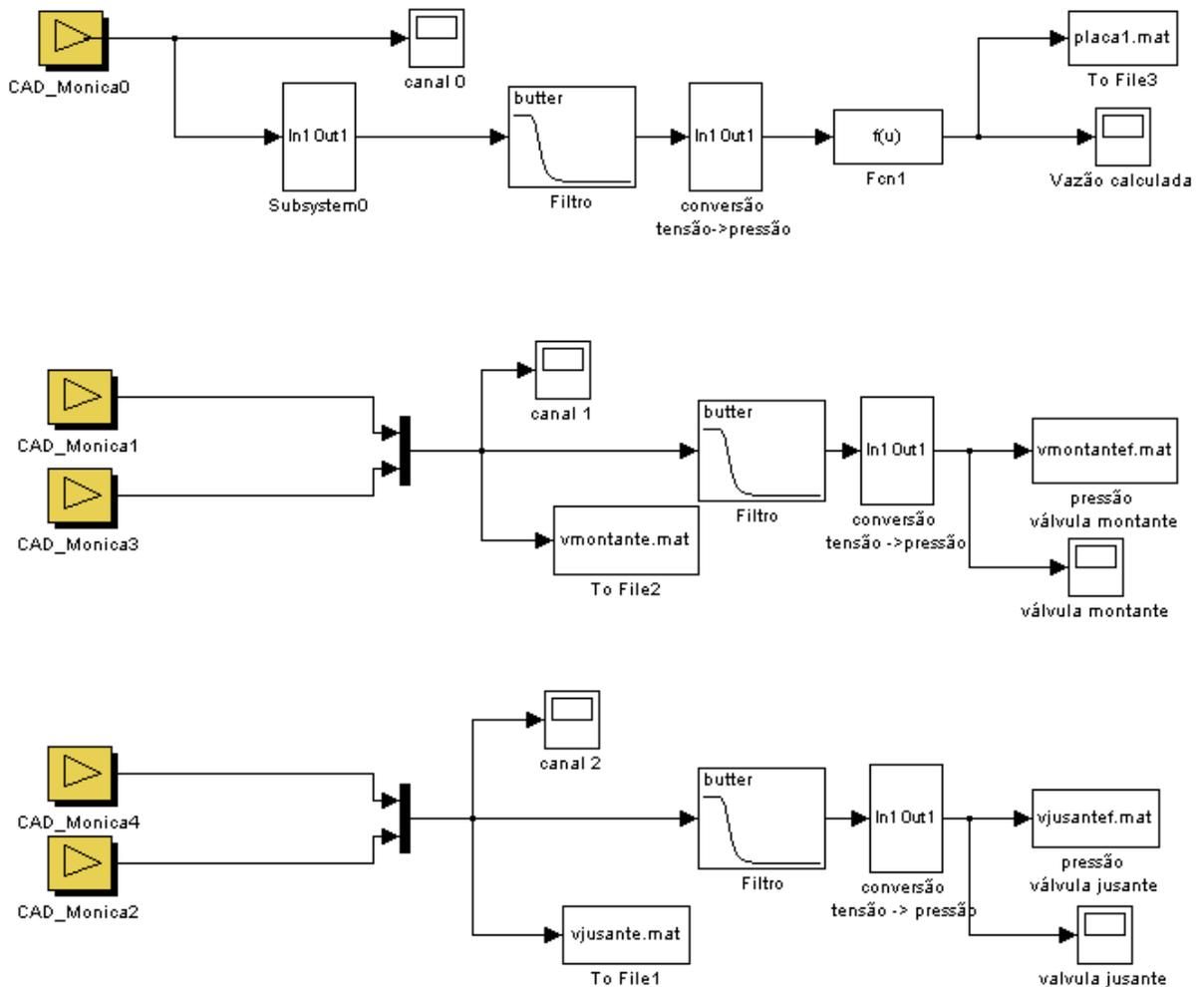


Figura 42 – Tela do Simulink de leitura dos dados de pressão

Os instrumentos e equipamentos, descritos nesta seção, foram utilizados na validação do modelo de estimação de vazão detalhado no capítulo anterior. A seguir,

serão apresentados os resultados obtidos com a resolução do modelo, comparado ao que se obteve experimentalmente sob as mesmas condições.

8 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Esta seção apresenta a descrição e os resultados obtidos a partir das simulações dos modelos não-linear, linear e observador descritos anteriormente. Estes resultados serão mostrados na forma gráfica comparativamente com os experimentos realizados em condições correspondentes, também apresentados anteriormente.

8.1 Implementação

Com o objetivo de implementar os modelos descritos no capítulo anterior, bem como possibilitar o estudo do comportamento dinâmico de fluidos em escoamento e analisar a viabilidade da utilização de um observador de estados para estimar a vazão em tubulações, foi criado um simulador em ambiente computacional MatLab 6.0 (MathWorks®).

8.1.1 *Modelo não-linear*

O programa desenvolvido para a simulação do modelo não-linear segue a seguinte seqüência:

1. Definição das características do sistema físico (comprimento do tubo, diâmetro, densidade, viscosidade, velocidade do som);
2. Definição do intervalo de discretização espacial;
3. Cálculo das constantes das equações do modelo não-linear (a_1 , a_2 , a_{10});
4. Definição das condições iniciais (p_0 , p_n , M , f);
5. Leitura das entradas a partir do *simulink* (p_{in} , p_{ex} , a_m , a_j);
6. Cálculo de C_v através da entrada de abertura de válvula (a_j);

7. Cálculo do estado inicial;
8. Cálculo do fator de atrito e μ através da entrada de abertura de válvula (a_j);
9. Cálculo do vetor de estados;
10. Cálculo do vetor de saída (p_0 e p_n);

8.1.2 Modelo linear

O programa desenvolvido para a simulação do modelo linear realiza as tarefas a seguir:

1. Definição das características do sistema físico (comprimento do tubo, diâmetro, densidade, viscosidade, velocidade do som);
2. Definição do intervalo de discretização espacial;
3. Cálculo das constantes das equações (a_1 , a_2 , a_{10});
4. Leitura das entradas a partir do *simulink* (p_{in} , p_{ex} , a_m , a_j);
5. Cálculo de C_v através da entrada de abertura de válvula (a_j);
6. Cálculo do fator de atrito e μ através da entrada de abertura de válvula (a_j);
7. Cálculo das matrizes;
8. Cálculo do vetor de estados e vetor de saída (p_0 e p_n);.

8.1.3 Observador

O programa desenvolvido para o observador de estados reúne o modelo não-linear e linearizado, além da matriz de ganhos, calculada a partir do filtro de Kalman, Figura 24.

A resolução do programa do observador acumula as tarefas já listadas para o modelo não-linear e linearizado. Ambos são resolvidos simultaneamente, passo a passo.

1. Resolução do modelo não-linear e linearizado;

2. Comparação do vetor de saída (cálculo do erro);
3. Ponderação do erro (K) e alimentação ao modelo linearizado.

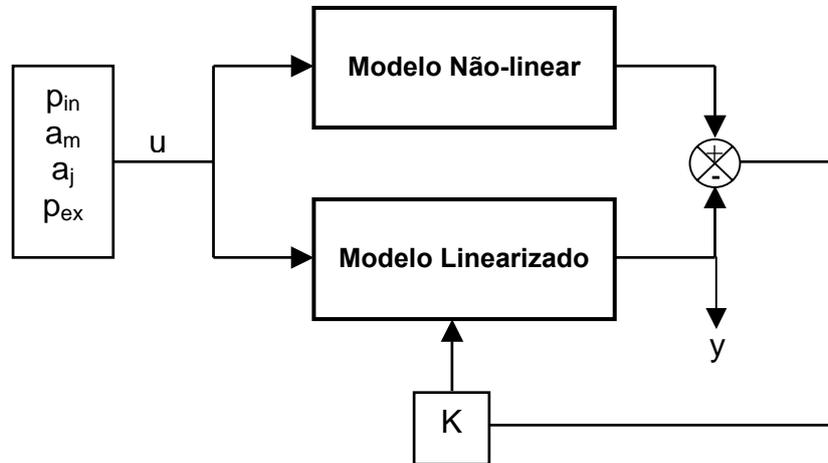


Figura 24 - Esquema de observador de estado

8.2 Resultados Simulados

O modelo proposto foi resolvido, tomando-se como base as características do duto experimental montado no Laboratório de Controle de Processos (ENQ/UFSC).

O desempenho dos algoritmos de simulação dinâmica é demonstrado através do estudo de caso do sistema de escoamento, descrito no capítulo Unidade Experimental, sendo sujeito a perturbações na abertura da válvula à jusante. Este estudo de caso tem o intuito de reproduzir o comportamento estacionário e dinâmico das variáveis de estado, pressão e vazão, bem como testar a coerência das respostas dos modelos simulados em virtude das manobras da válvula à jusante.

8.3 Discretização

Foi realizada análise de discretização da malha, visando estabelecer o número de trechos do duto mais adequado para a resolução do sistema, com o objetivo de minimizar o erro de estimação e sem aumentar significativamente o tempo computacional. Foi constatado que não há influência significativa da discretização da malha para o padrão de precisão desejado neste trabalho. Foram utilizados trechos de 2 m para a discretização.

8.4 Experimentos

Todos os experimentos foram efetuados de forma a manter a abertura da válvula à montante constante e sendo manipulada a abertura da válvula à jusante. Foram medidas as pressões dos sensores localizados antes e depois da válvula à montante (1), denominadas p_{in} e p_0 , respectivamente, além das pressões provenientes dos sensores situados antes da válvula à jusante (2), p_n e após, p_{ex} , conforme pôde ser visto na Figura 25 no capítulo de Unidade Experimental.

O enfoque do estudo foi dado na operação da válvula à jusante, devido ao fato que, geralmente, em operação normal de escoamento, o que se deseja é a maior vazão com o menor consumo de energia. Isto é obtido mantendo-se a válvula à montante aberta, causando a menor perda de carga possível, e movimentando apenas a válvula à jusante de acordo com a necessidade operacional de pressão ou vazão na linha. Assim, as manobras abordadas aqui foram sempre da válvula à jusante, mantendo à montante aberta.

O conjunto de manobras da válvula à jusante, mostrado na Figura 43, o perfil de pressões na Figura 44 e vazão na Figura 45, foi chamado de experimento 1. É caracterizado pela movimentação escalonada da válvula à jusante, que está inicialmente aberta, e no decorrer do tempo vai sendo restringida, passando de um patamar de abertura a outro inferior através de perturbações rampa. A transição entre cada estado é rápida, como pode ser visto nas figuras, e é sempre precedida de um estado estacionário.

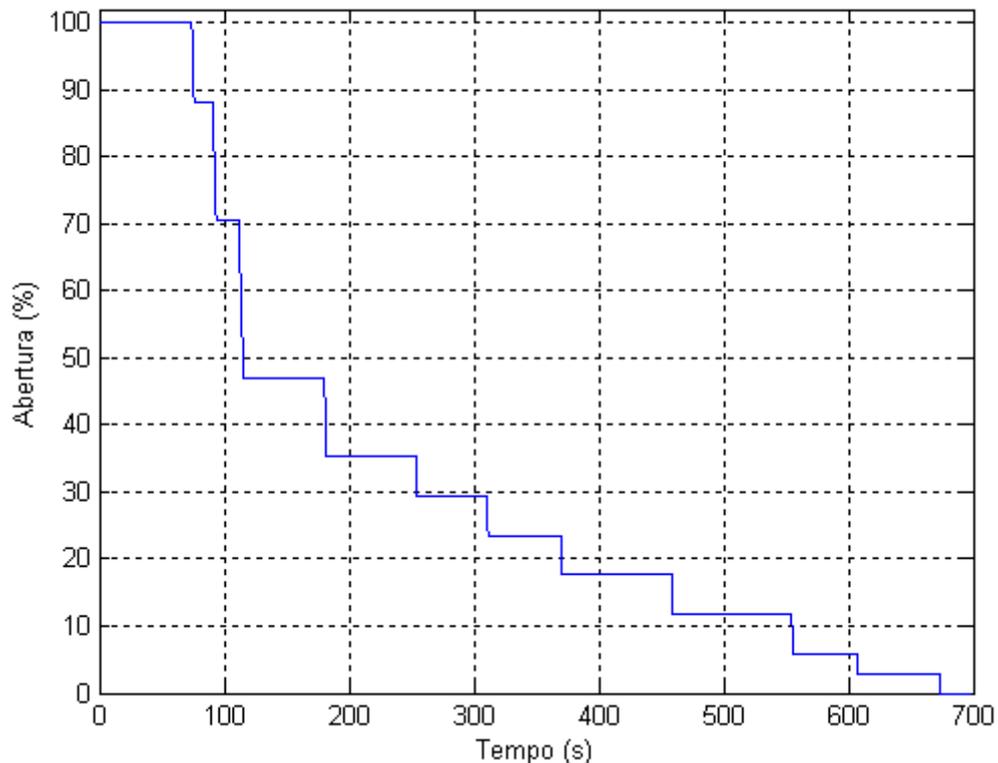


Figura 43 - Manipulação da válvula à jusante - Experimento 1

O perfil das pressões medidas na tubulação, mostrado na Figura 44, é condizente com o esperado. As pressões medidas através dos sensores localizados imediatamente antes (p_{in}) e após (p_0) a válvula à montante, registram pressões muito similares, o que corresponde à pequena perda de pressão devido ao fato da válvula montante manter-se aberta durante todo o experimento. A situação do perfil de pressões relacionados à válvula à jusante é bastante diferente. No começo da manipulação da válvula até 100 s, não é notada diferença de comportamento entre as leituras de pressão das válvulas, ainda que a válvula à jusante, próximo aos 100 s, encontre-se com 70% de sua abertura. Como foi visto no capítulo Unidade experimental, Figura 32, esse comportamento se enquadra para o tipo de válvula utilizado, como foi visto onde se vê que a crescente restrição da válvula causa significativa diferença na pressão somente a partir de aproximadamente 40%. Este fato pode ser verificado também na Figura 44. Com o aumento da restrição da válvula, as pressões, lidas antes (p_n) e após (p_{ex}) a válvula à jusante, vão se distanciando, ou seja, há uma aumento no diferencial de pressão causado pela diminuição da área de passagem do fluido.

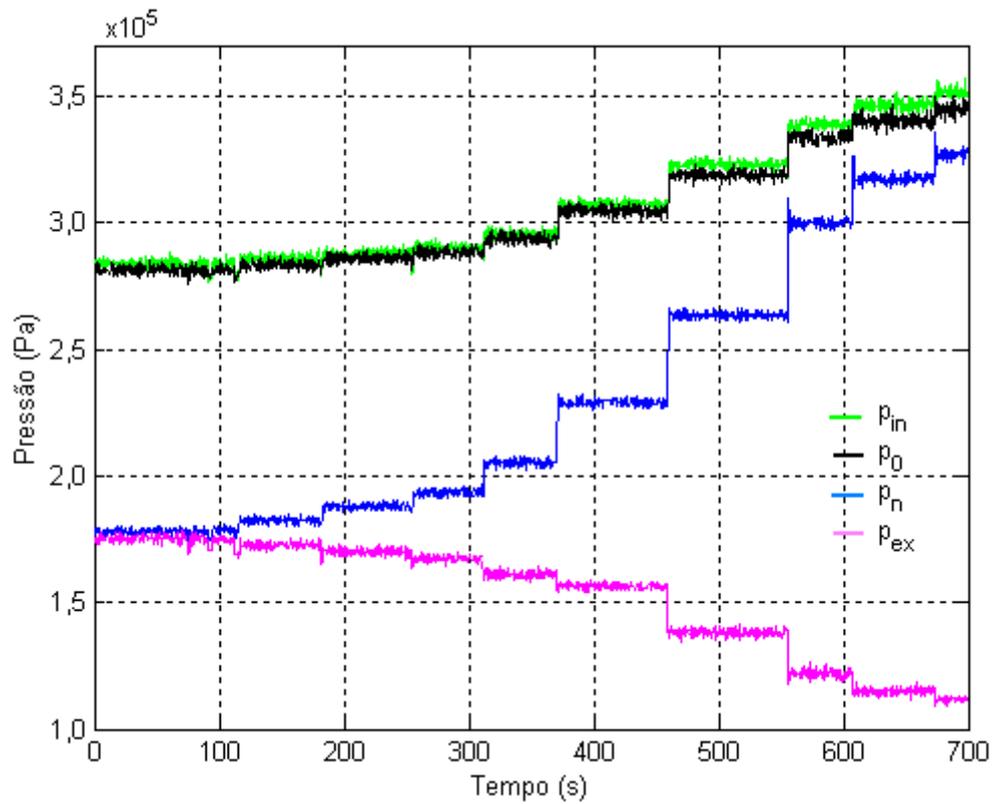


Figura 44 – Perfil de pressões medidas na tubulação

A Figura 45 mostra a vazão, obtida experimentalmente, diminuindo à medida que a válvula à jusante é restringida. Assim como acontece com a pressão, somente há mudança significativa na vazão a partir de grande restrição na válvula, que ocorre a partir de 300 s. As leituras de vazão têm mais ruído do que se observa nas pressões, devido à “existência de componentes completamente caóticos para a velocidade no escoamento turbulento.” (SISSOM e PITTS, 1988, p. 414).

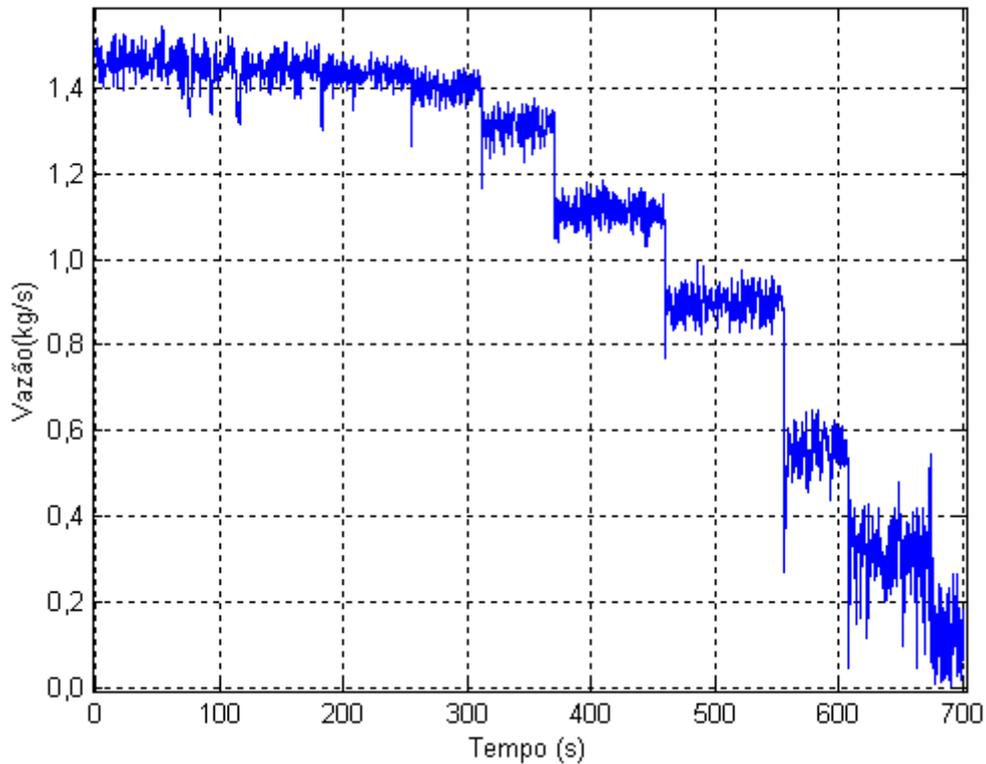


Figura 45 – Perfil de vazão medida na tubulação

O experimento 1 se caracteriza por apresentar movimentos rápidos e pequenos da válvula à jusante. A seguir, apresenta-se o experimento 2, que se caracteriza por movimentos de maior amplitude, como se vê na Figura 46. A válvula parte de 100% de abertura e é restringida até 18%, após atingir o estado estacionário, é aberta novamente até 100%. Logo após há a repetição desse movimento mostrada apenas para verificar a reprodução do comportamento. Na seqüência, o movimento da válvula vai de 100% até 12%, da mesma forma que em 18%, a abertura é mantida até o estado estacionário e então retornando a 100%. Essa manobra é efetuada mais uma vez, confirmando a reprodutibilidade do evento.

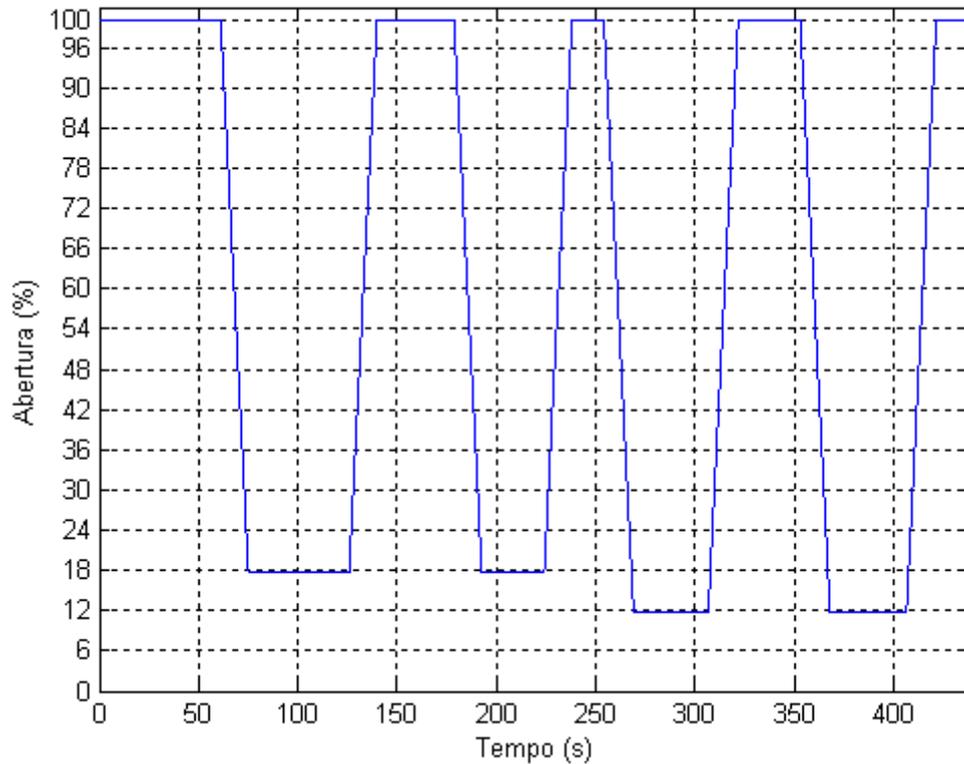


Figura 46 - Manipulação da válvula à jusante – Experimento 2

A Figura 47 mostra o perfil de pressões lidos experimentalmente a partir dos movimentos de válvula mencionados. Nota-se que não há diferença de pressão perceptível entre a tomada anterior (p_{in}) e posterior (p_0) à válvula à montante. O mesmo ocorre com a válvula à jusante em 100% de abertura. O diferencial surge com os consecutivos fechamentos da válvula. Percebe-se, também, que a pressão no início da tubulação (p_{in} e p_0) aumentam juntamente com o aumento de p_n (lida na tomada anterior à válvula à jusante). A pressão p_{ex} sofre um pequeno declínio ao mesmo tempo, comportamento esperado para essa operação.

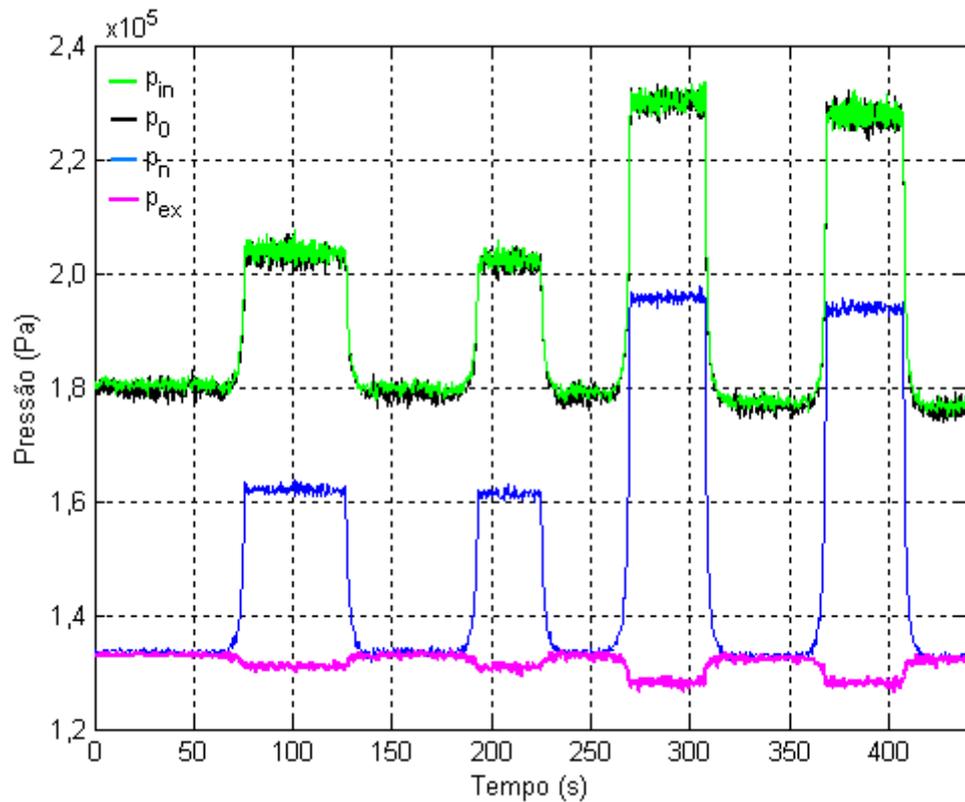


Figura 47 - Perfil de pressões medidas na tubulação

As próximas seções mostram o desempenho dos modelos propostos neste trabalho, frente aos experimentos realizados.

8.5 Modelo não-linear e experimento

O modelo não-linear foi resolvido de acordo com as características da tubulação descritas anteriormente e foi sujeito aos transientes da válvula à jusante apresentados na Figura 43. O modelo utiliza como entradas (u) as medidas de pressão experimentais p_{in} , p_{ex} , tomadas no sensor anterior à válvula à montante (1) e posterior à válvula à jusante (2), além de a_m e a_j , correspondentes à abertura de válvula à montante (1) e à jusante (2), respectivamente.

O modelo não-linear, sujeito às perturbações apresentadas na Figura 43 fornece como perfil de pressão (p_n) ao longo do tempo, o comportamento apresentado na Figura 48. É evidente a transição de estado estacionário de acordo com a manipulação da válvula à jusante, e é possível perceber também que não há correspondência das variáveis estimadas e as variáveis medidas na tubulação, nos estados estacionários. Em virtude disso, também não é esperada correspondência nos transientes. O modelo não-linear foi resolvido utilizando valores médios para os coeficientes de vazão das válvulas à montante e à jusante, sendo estes 34 e 42, respectivamente.

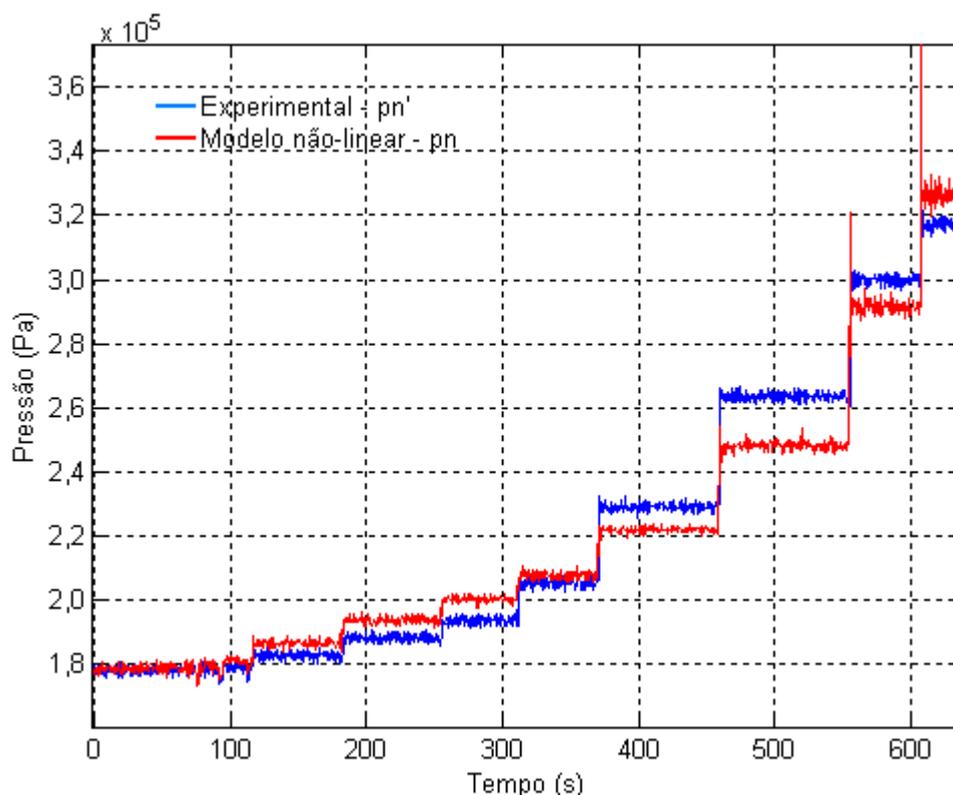


Figura 48 - Resposta do Modelo Não-linear - Experimento 1

Comportamento análogo foi constatado em relação à vazão estimada, apresentada na Figura 49.

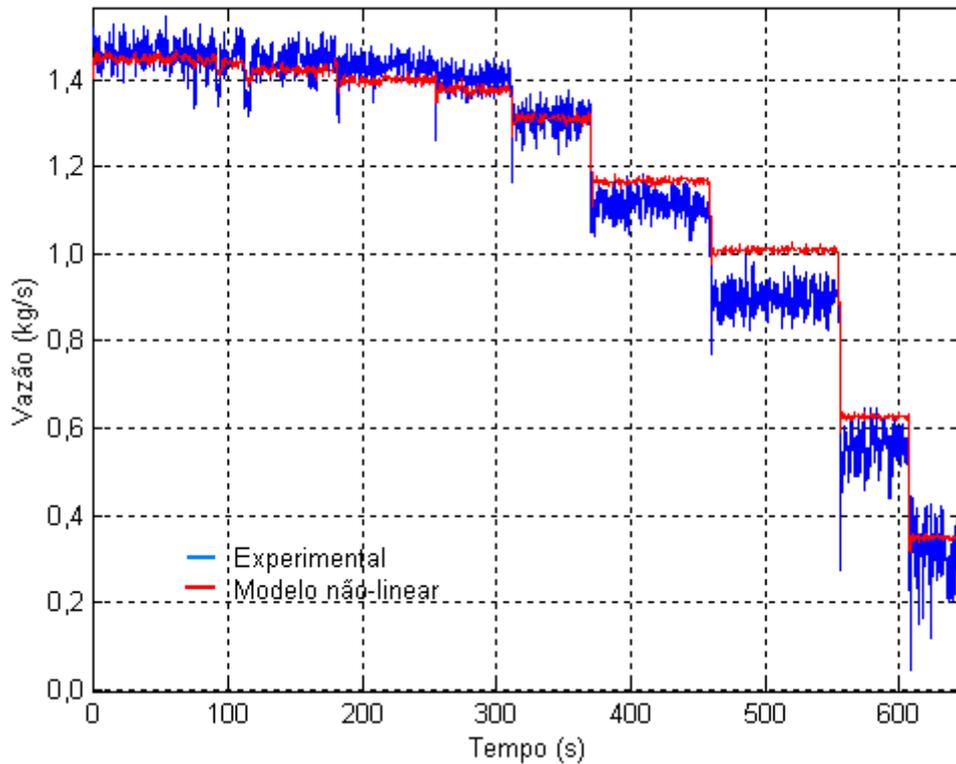


Figura 49 – Previsão de Vazão do Modelo Não-linear - Experimento 1

Os resultados apresentados até o tempo de 100 s, na Figura 48 e Figura 49, são referentes à fase da válvula, onde grandes mudanças de abertura causam pequenas mudanças na vazão. Observou-se que de uma abertura de aproximadamente 100 % até 47 % (Figura 43), foi notada uma alteração de menos de 5 % na vazão (Figura 49). Nas regiões onde há maiores mudanças na vazão para pequenas variações na posição da haste da válvula, nota-se que o modelo não-linear não é capaz de reproduzir as variáveis obtidas experimentalmente. Esses resultados mostrados na Figura 48 e Figura 49 foram obtidos partindo-se de um único valor de C_v , para todo o modelo. No entanto, como observado, isso faz com que o modelo não atinja os valores experimentais.

Os desvios do modelo não-linear em relação ao experimental não são constantes, isto pode ser explicado pelo uso do C_v médio, que em algumas faixas é bastante diferente do valor específico para a região, como pode ser visto na Figura 33.

A seguir, apresenta-se a simulação efetuada de forma idêntica à mostrada, diferindo apenas no C_v , que tem um valor para cada região de abertura de válvula, para cada uma das válvulas, conforme a Figura 33, no capítulo Unidade Experimental.

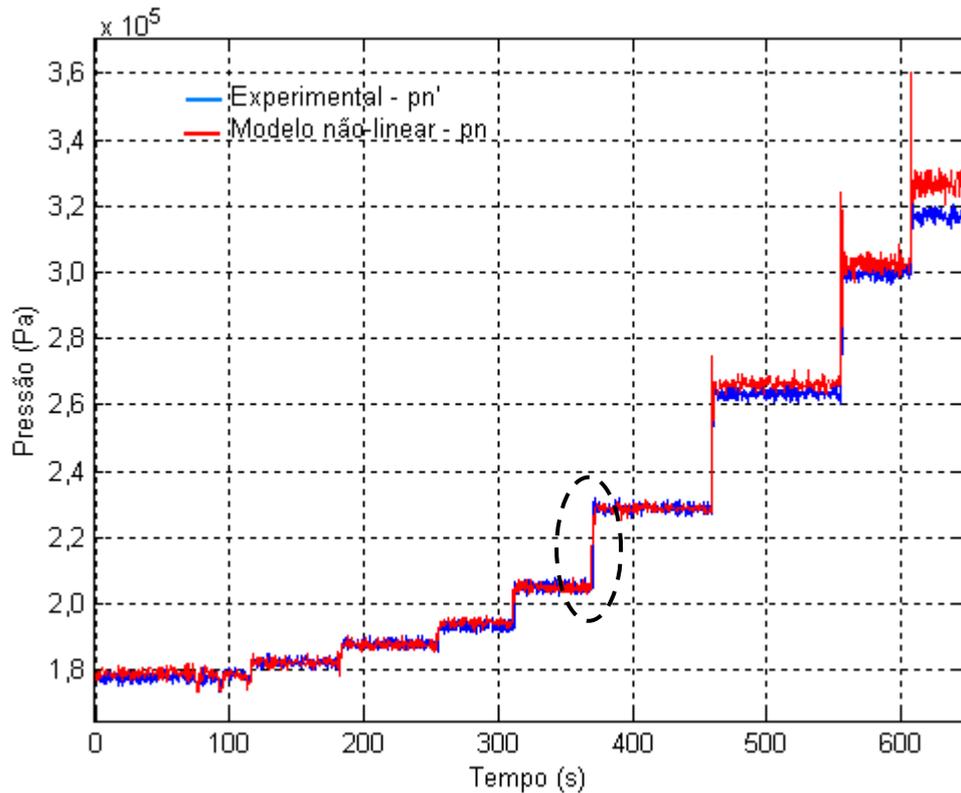


Figura 50 - Pressão estimada com um C_v para cada região

A Figura 50 mostra que há grande similaridade nos estados estacionários entre os resultados obtidos com a simulação do modelo não-linear e o experimento. A partir de aproximadamente 450 s, pode-se notar que há um *overshoot* nas transições. Como pode ser verificado na Figura 44, a pressão experimental também apresenta *overshoot* em duas dessas três transições, no entanto, o modelo aumenta essa elevação.

A Figura 51 mostra a região assinalada na Figura 50, sendo esta a região da transição de 24% para 18% de abertura da válvula à jusante, escolhida por apresentar grande variação na pressão. O comportamento do modelo não-linear é similar ao experimental tanto nos estados estacionários quanto na transição, entretanto se nota que o modelo reage à perturbação alguns instantes antes da reação observada experimentalmente, ou seja, o ponto de partida no tempo é diferente, porém a

dinâmica do transiente é a mesma. Isto pode ser visto melhor na Figura 52, que mostra em (a) a válvula à jusante sendo manipulada no tempo de 369,6 s a 370,6 s, para passar de 24 para 18 % de abertura e em (b) nota-se que, a pressão estimada pelo modelo não-linear aumenta instantaneamente. No caso da pressão experimental, a manipulação da válvula é sentida após alguns instantes.

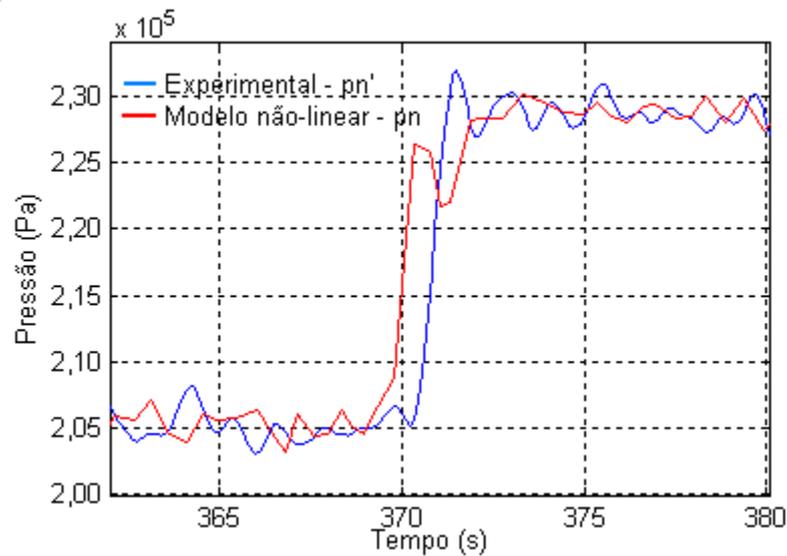


Figura 51 – Detalhe da transição de pressão

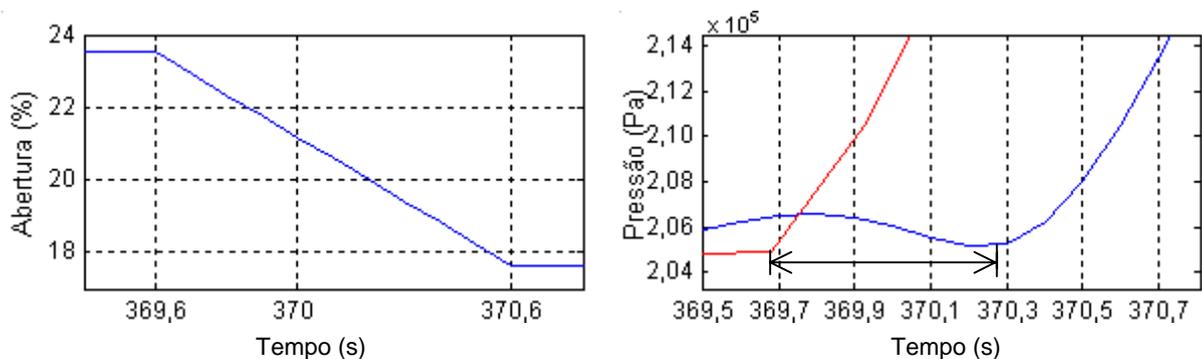


Figura 52 – Momento do início do transiente: (a) manipulação da válvula à jusante, (b) transiente de pressão do modelo não-linear e experimental

A Figura 53 (a) apresenta o esquema da vazão estimada e experimental, onde se nota a semelhança nos estados estacionários e, aparentemente, nos transientes; no entanto percebem-se picos negativos na vazão experimental os quais o modelo não-linear não reproduz. Em (b), na mesma figura, o erro relativo é aproximadamente zero para a maior parte das faixas e aumenta somente na região mais próxima do fechamento completo da válvula, onde, devido ao aumento do ruído em razão da

redução da abertura de válvula, a estimativa do erro relativo fica mais difícil. O erro médio quadrático (EMQ) é de $1,27 \cdot 10^{-3}$.

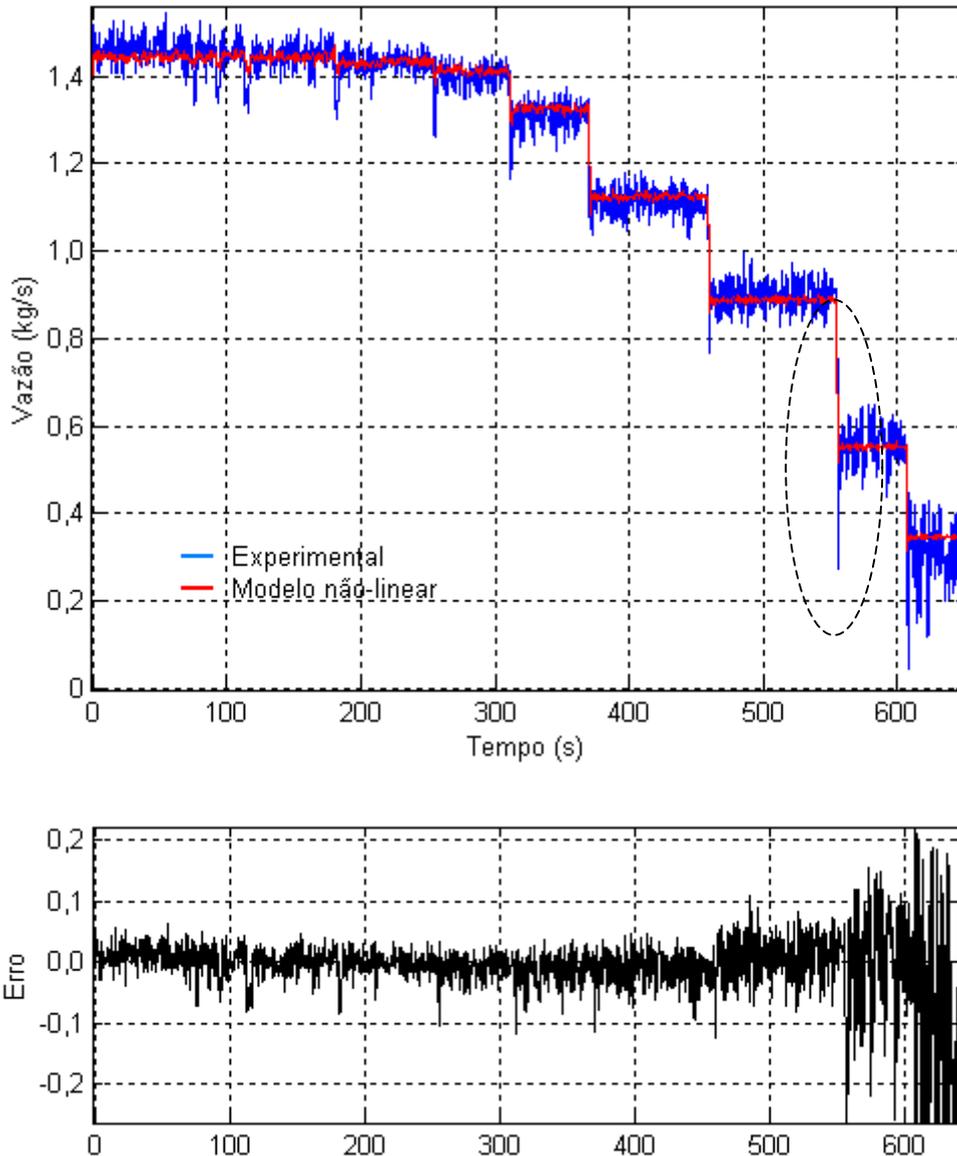


Figura 53 – (a) Vazão estimada com um C_v para cada região, (b) ⁵erro relativo,

A Figura 50 e a Figura 53 evidenciam a necessidade da utilização de C_v característico de acordo com a região de abertura de válvula, a fim de se obter uma estimativa adequada das variáveis, já que, nesse caso, o modelo não-linear é capaz de prever com precisão o comportamento quantitativo e qualitativo observado experimentalmente.

⁵ Segundo INMETRO (2003), a definição de erro relativo é “o erro da medição dividido por um valor verdadeiro do objeto da medição”. Segundo a mesma fonte, o erro da medição é o “resultado de uma medição menos o valor verdadeiro da medição”. Essas definições são adotadas em todo o texto.

A Figura 54 mostra em detalhe a região do transiente de maior intensidade e também mais duradouro, que fica na zona de 12% de abertura passando para 6%, onde há alteração de aproximadamente 30% na vazão. Qualitativamente e quantitativamente, o modelo tem comportamento análogo ao experimento, pois os estacionários são coincidentes e a transição também se processa de forma similar, entretanto se nota a velocidade do transiente experimental se mostra ligeiramente mais rápido.

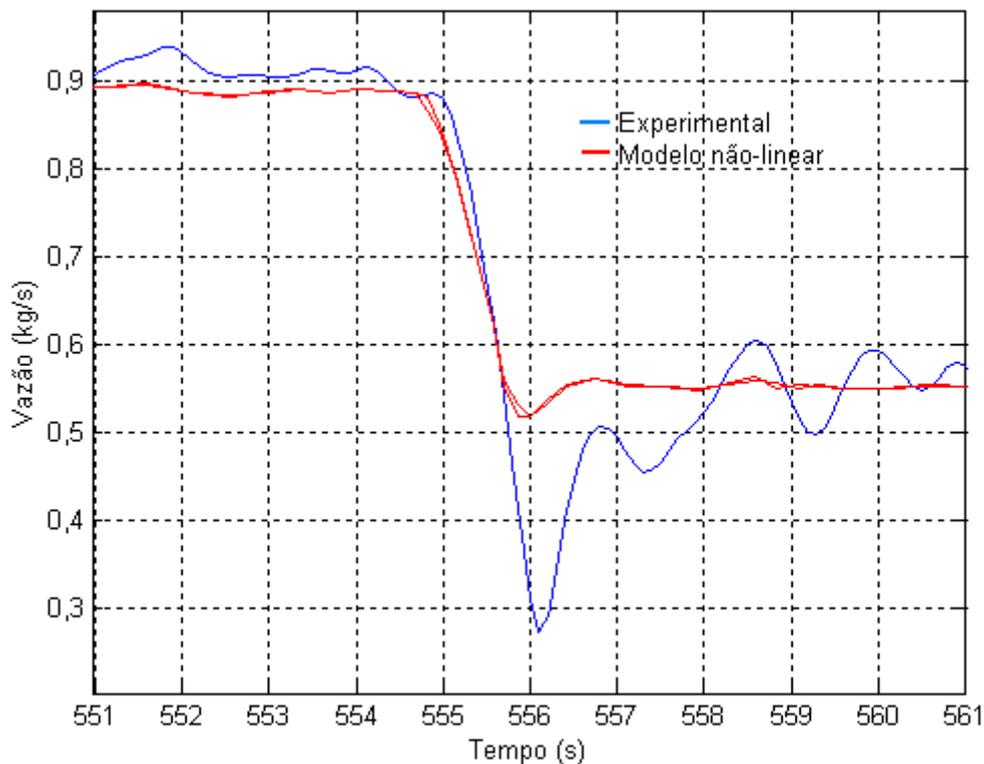


Figura 54 – Detalhe do transiente de vazão em detalhe - Exp. 1

O experimento 2, utilizado como base para as simulações a serem analisadas a seguir, foi realizado de forma diferente do experimento 1 no que tange à manipulação da válvula à jusante. Tem-se como ponto inicial do transiente sempre a posição de 100% de abertura, então a válvula é fechada até a posição intermediária desejada e após novamente retorna para a posição completamente aberta e assim ser novamente sujeita a outra perturbação que deslocará a sua haste para outra posição intermediária. Isto pode ser visualizado na Figura 46.

O experimento 2 tem, inicialmente dois fechamentos consecutivos até a posição de 18%, e logo em seguida até a posição de 12%, sempre partindo de 100%

até chegar ao fechamento intermediário, como pôde ser constatado na Figura 46. Isto faz com que o tempo de transição para fechamento da válvula seja maior e, conseqüentemente o efeito tanto na pressão quanto na vazão é mais severo, dessa forma o transiente se apresenta com maior duração, melhorando a visualização e em decorrência, a análise.

A Figura 55 apresenta a saída do simulador (p_n), dadas as entradas p_{in} , p_{ex} , a_m , a_j , do experimento 2, bem como a medida experimental p_n . São apresentadas duas aberturas iguais consecutivas, apenas a fim de demonstrar a repetição dos comportamentos sob mesmas condições.

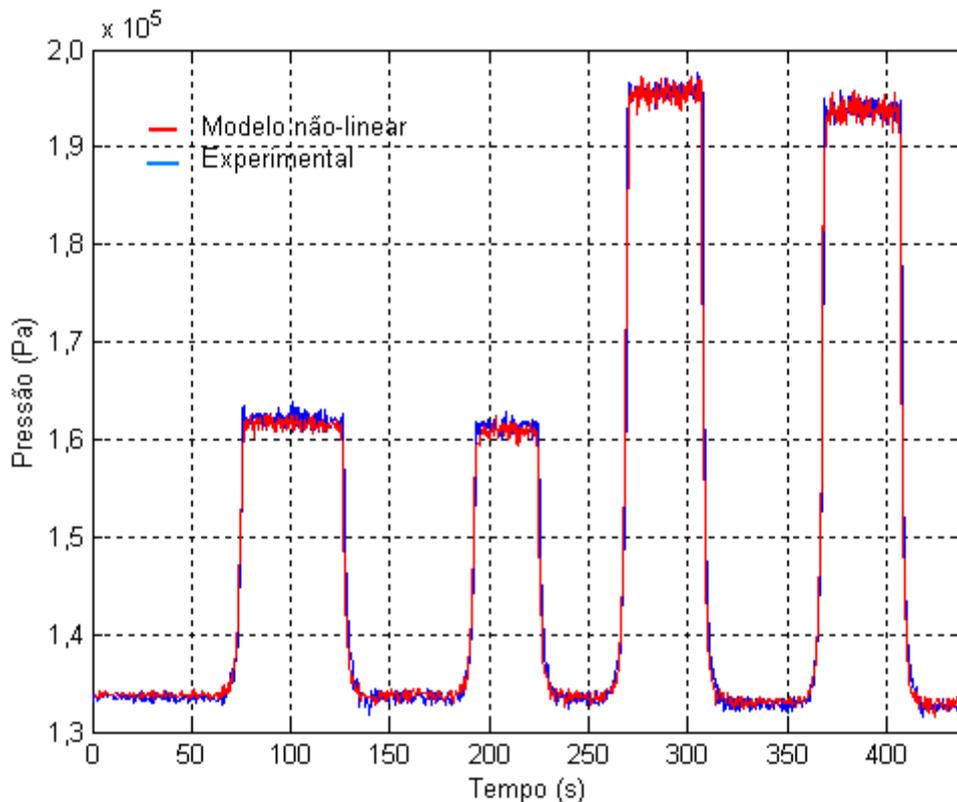


Figura 55 - Comparação do modelo não-linear e experimento 2

Percebe-se, na Figura 55, a semelhança do comportamento das variáveis simuladas com as pressões medidas em regime permanente. Os transientes são, aparentemente, similares também, no entanto serão melhor visualizados na Figura 56 e Figura 57.

A Figura 56 (a), que representa a primeira região de transição da Figura 55, onde a válvula passa de 100% de abertura, para 18%, mostra que há grande

semelhança do transiente real e simulado. Observa-se, apenas, que a pressão experimental se apresenta ligeiramente mais oscilatória no início do transiente, possivelmente por influência do ruído de medida. Em (b) a similaridade é ainda mais notável, destacando-se apenas uma diferença no tempo de partida da transição para o modelo e experimento, diferença essa que se mostra constante no decorrer do tempo, demonstrando que as velocidades de transição são as mesmas.

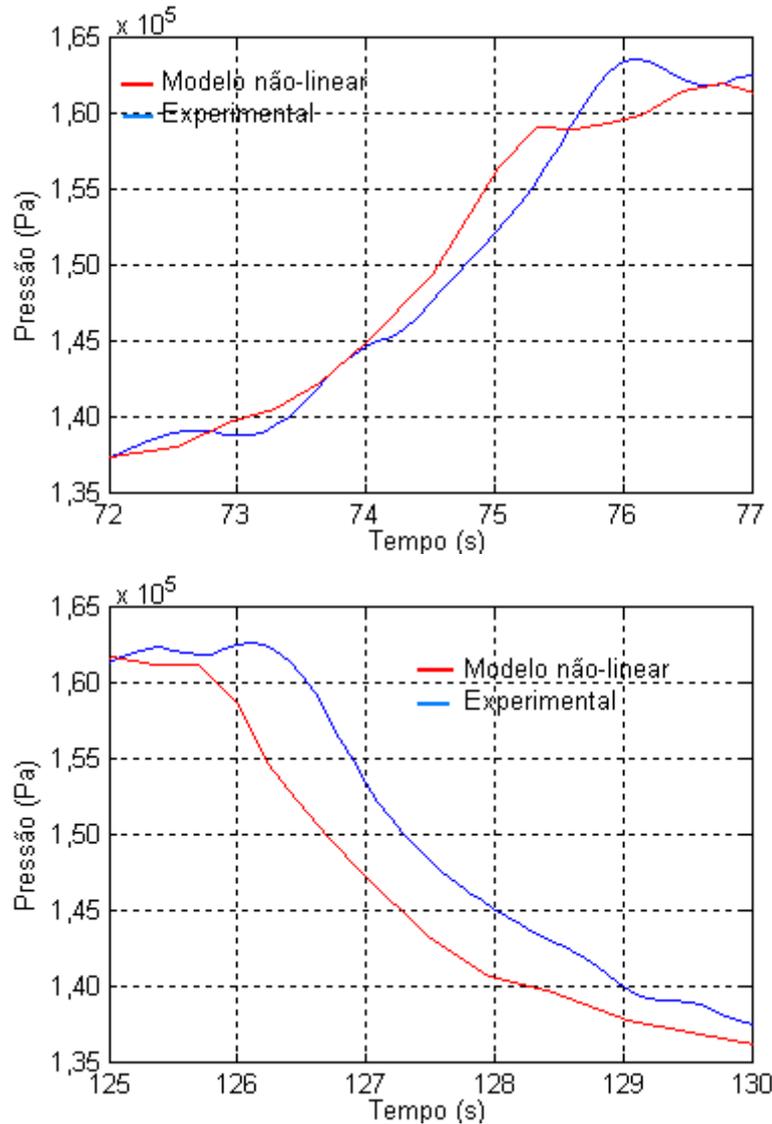


Figura 56 - Transiente do modelo não-linear e experimento 2 em detalhe: (a) fechando a válvula (100% →18%), (b) abrindo a válvula (18% →100%)

A Figura 57 traz em detalhe o transiente na pressão causado pela variação da abertura da válvula entre 100% e 12%. Comparando-se a Figura 56 (a) e Figura 57 (a), e a Figura 56 (b) e Figura 57 (b), nota-se que se pode traçar um paralelo entre os comportamentos de fechamento da válvula, assim como para as transições referentes

à abertura, ou seja, o movimento causa uma resposta ligeiramente diferente entre abertura e fechamento da válvula, mas bastante semelhante para o mesmo processo, abrir ou fechar.

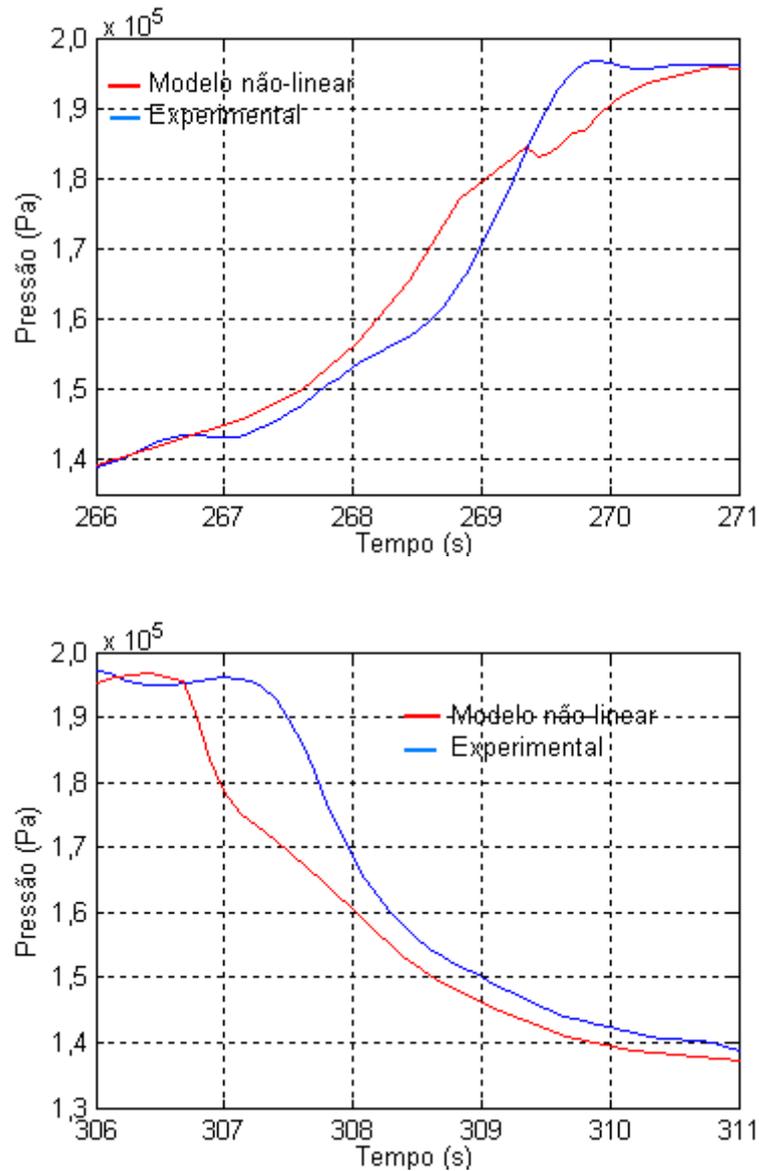


Figura 57 - Transiente do modelo não-linear e experimento 2 em detalhe: (a) fechando a válvula (100% →12%), (b) abrindo a válvula (12% →100%)

A Figura 58 apresenta a vazão obtida com a simulação do modelo não-linear para os movimentos de válvula mostrados na Figura 46. Os estados estacionários são bastante similares ao experimental, sendo notado no transiente, picos negativos, como observados na vazão do experimento 1.

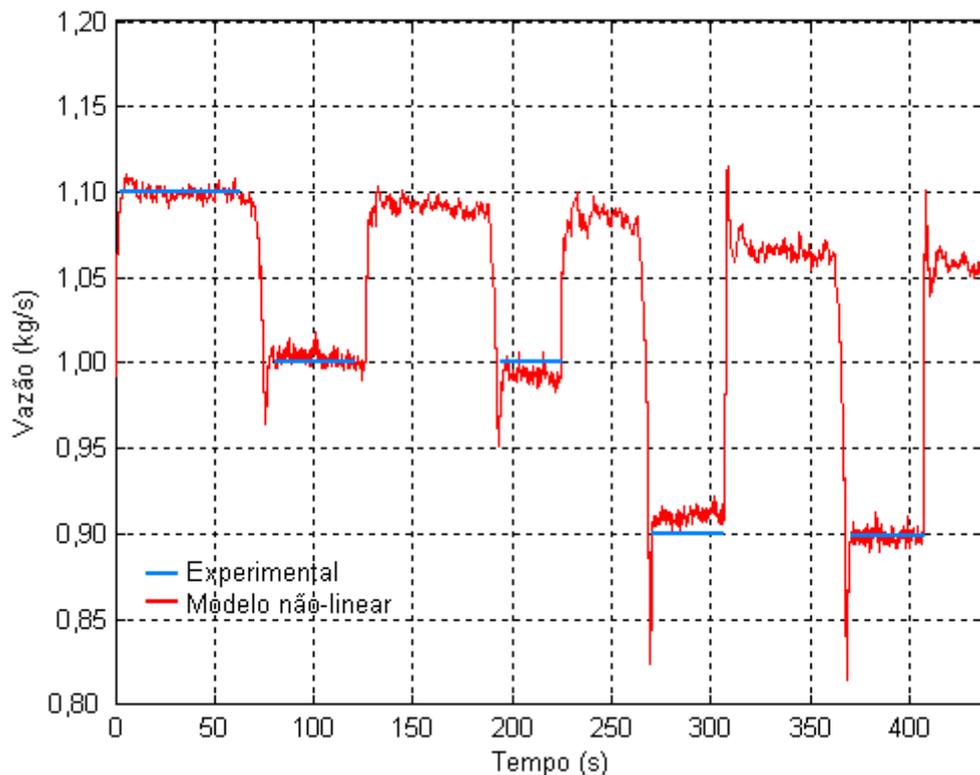


Figura 58 - Resultado de vazão do modelo não-linear - Exp.2

Com base no que foi mostrado, através do experimento 1, o modelo não-linear apresenta boa estimativa da vazão quando se utiliza o C_v específico para cada faixa de abertura da válvula à jusante, visto na Figura 50 à Figura 54. Assim, será usado como referência para avaliação do modelo linear e observador, que serão mostrados a seguir.

8.6 Modelo linear e experimento

Analogamente à análise feita para o modelo não-linear, esta seção mostra os resultados do modelo linear e compara com o que foi obtido experimentalmente. As entradas são as mesmas do modelo não-linear, também utiliza as medidas de pressão experimentais p_{in} , p_{ex} , além de a_m e a_j , (abertura de válvula). O modelo linear é resultante da linearização em faixas de estados estacionários, as quais correspondem aos estados estacionários da Figura 43 (experimento 1), são eles localizados em: 100%, 47%, 35%, 29%, 24%, 18%, 12%, 6%, 3%. A escolha dos pontos de 100, 47 e

35% é devida à variação significativa no parâmetro de linearização referente à abertura da válvula, desses pontos. De 29 a 3 % a escolha foi baseada nas variações significativas entre os estados estacionários de vazão e pressão. As faixas de linearização do experimento 2, Figura 46, são coincidentes com o experimento 1.

A Figura 59 e a Figura 60 apresentam o comportamento da pressão e vazão simuladas frente às medições experimentais, sendo que a região comparada é a zona que vai de 100 a 3 % de abertura da válvula à jusante do experimento 1, mostrado na Figura 43.

O valor do coeficiente de vazão (C_v) da válvula utilizado nessa simulação foi de 34 e 42, para a válvula à montante e à jusante, respectivamente (mesmo valor utilizado na simulação do modelo não-linear).

Percebe-se que há desvio das variáveis estimadas em relação às variáveis medidas na tubulação, mostrado na Figura 59 e Figura 60. As pressões e vazões estimadas pelo simulador, utilizando o modelo linear com C_v constante, assim como no caso do modelo não-linear, não acompanham os experimentos de forma satisfatória. Somente quando a válvula está completamente aberta, ou nas proximidades, o modelo é capaz de prever o estado estacionário. O erro médio quadrático calculado para as vazões é de 0,0085.

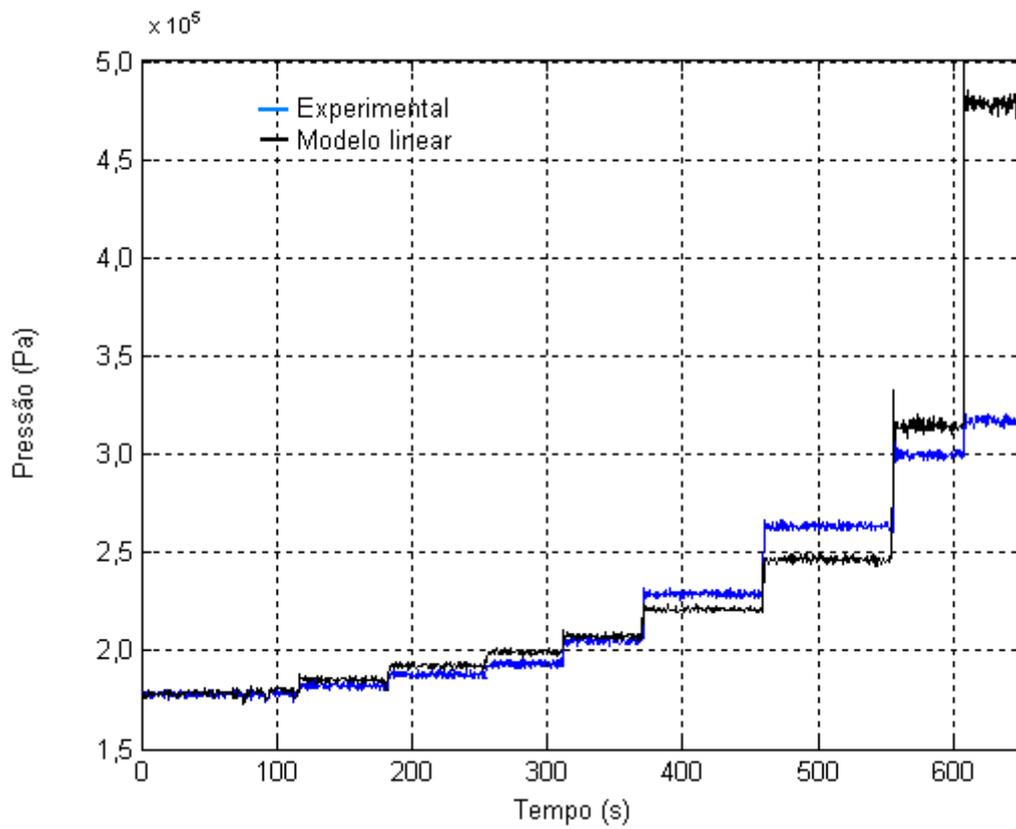


Figura 59 – Predição de pressão do modelo linear - Experimento 1

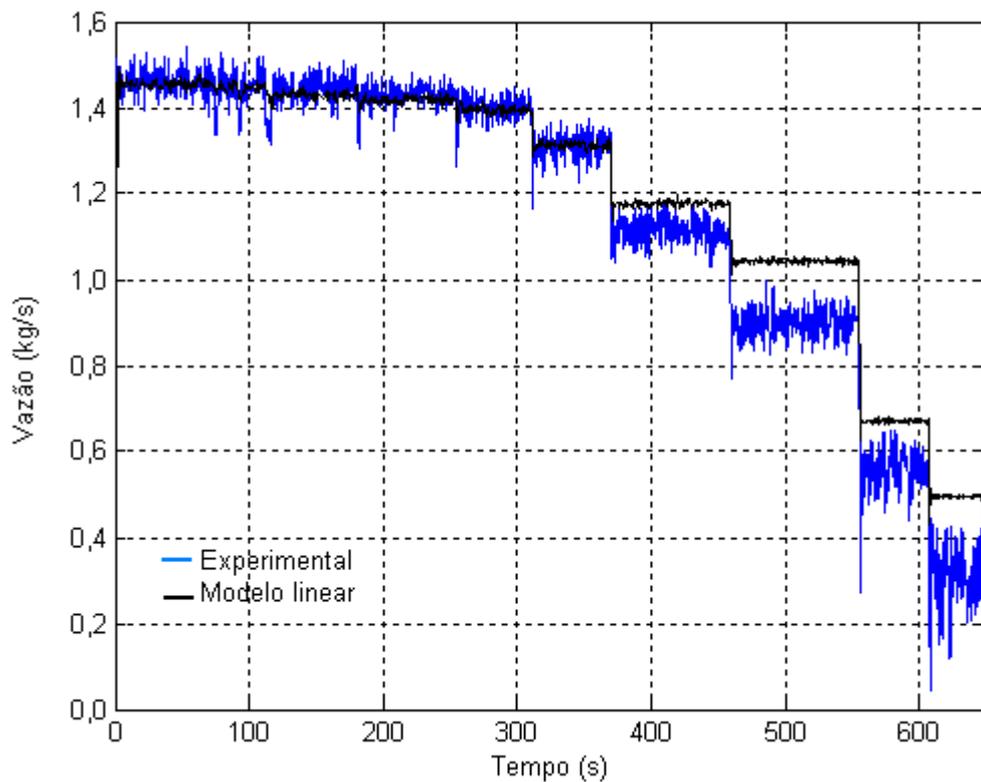


Figura 60 - Predição de vazão do modelo linear - Experimento 1

Na Figura 59, percebe-se que há algumas regiões de similaridade entre o modelo e os dados experimentais em estado estacionário. Aparentemente, o estado transiente acompanha o comportamento do sistema real, no entanto, fica mais visível ao se analisar um trecho de tempo em particular, como de 300 a 320 s, na Figura 61.

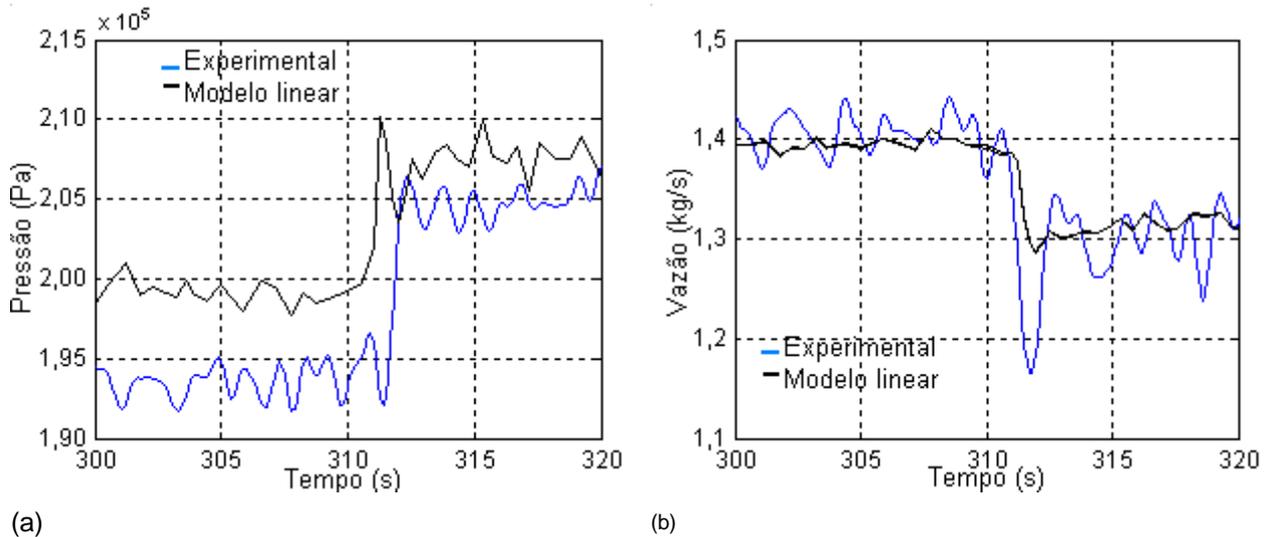


Figura 61 - Detalhe do transiente de pressão (a) e vazão (b) – Experimento 1

A Figura 61 a válvula à jusante encontrava-se 29% aberta e então foi manipulada para 24% de abertura. O transiente gerado pelo modelo linear entre 300 e 320 s apresenta coerência com o que foi observado experimentalmente para a vazão, em (b), entretanto a variação na pressão (a), causada pela perturbação, é de aproximadamente 3%, ficando muito próxima ao nível de ruído observado nas leituras experimentais. Sendo assim, é conveniente a observação da transição entre dois estados, onde a variação provocada seja notadamente maior do que o ruído, isto pode ser observado a partir de 300 s, contudo é exatamente a partir desse ponto que o modelo linear não apresenta resultados semelhantes aos estados estacionários experimentais. Conclui-se que, para o modelo linear também será necessário se utilizar C_v característico para cada faixa, da mesma forma que foi feita para o modelo não-linear.

A Figura 62 e a Figura 63 mostram que também no modelo linear há grande interferência do C_v na estimação das variáveis. Nota-se, nas figuras, que não há diferença marcante, tanto em vazão quanto em pressão, entre o experimental e as simulações, quando se considera o uso de C_v característico. Assim como na

simulação do modelo não-linear, no modelo linear aparecem também alguns picos no final de algumas transições.

Quantitativamente a diferença entre o simulado e experimental pode ser dada pelo erro médio quadrático e erro relativo. Nota-se que o erro fica em torno de zero. O erro quadrático médio, tendo o valor de $9,74 \cdot 10^6$ no caso da pressão e 0,002 para a vazão, também evidencia a similaridade entre o experimental e simulação.

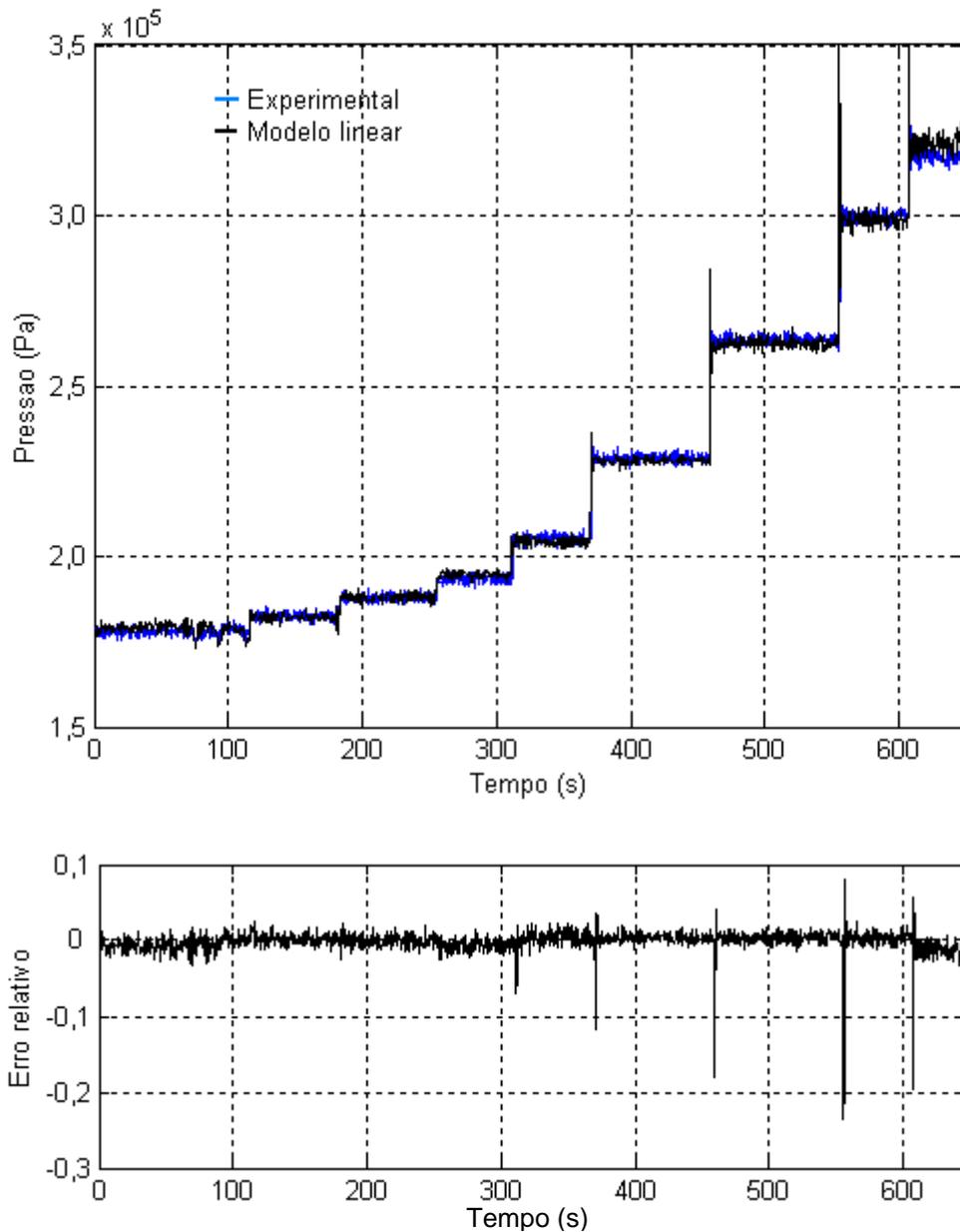


Figura 62 - Pressão e Erro relativo estimados com um C_v para cada região

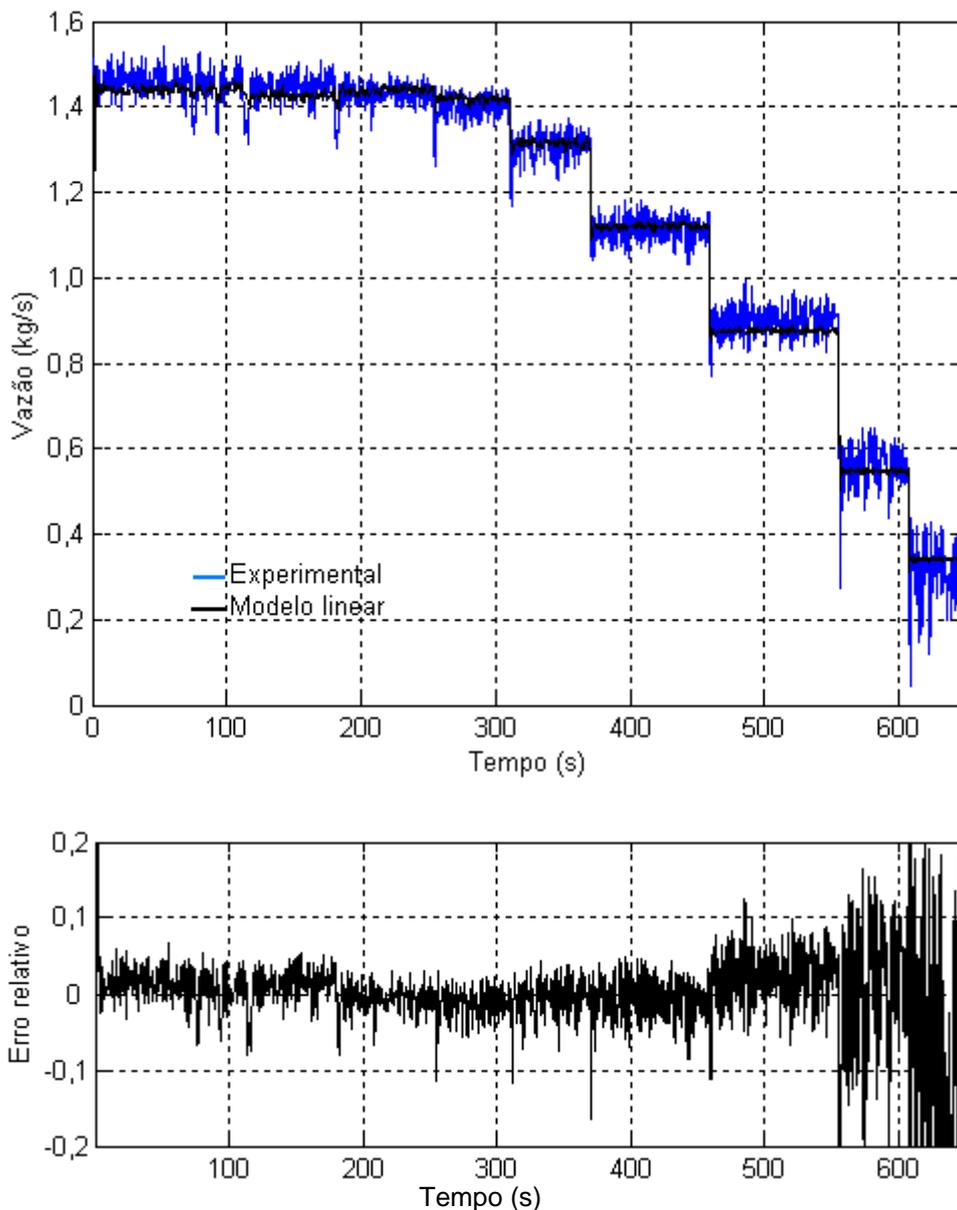


Figura 63 - Vazão estimada com um C_v para cada região

Assim como na seção do modelo não-linear, nesta seção também será mostrada análise do transiente mais severo, sendo este descrito pelo experimento 2.

A Figura 64 traz as pressões medidas na tubulação e armazenadas, juntamente com os valores obtidos através do equacionamento do escoamento com linearização do modelo. Pode-se notar que o sentido da manipulação da válvula, seja abrindo ou fechando, não interfere no comportamento observado.

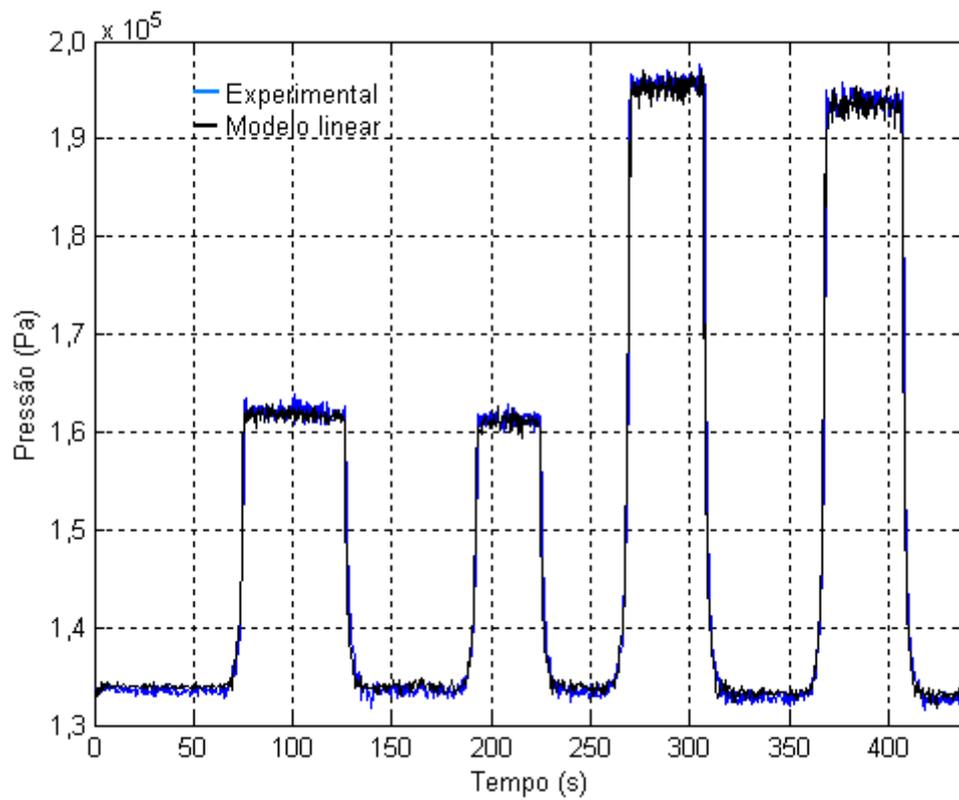


Figura 64 – Modelo linear – experimento 2

A Figura 65 mostra as vazões obtidas pelo simulador, que estão bastante próximas das medidas experimentalmente em estado estacionário, que seria de aproximadamente 1,1 kg/s na região de 100% de abertura, 1kg/s para 18 % e 0,91 kg/s para 12%. Na figura estão esquematizados os resultados do modelo não-linear, tomado como referência e o modelo linear.

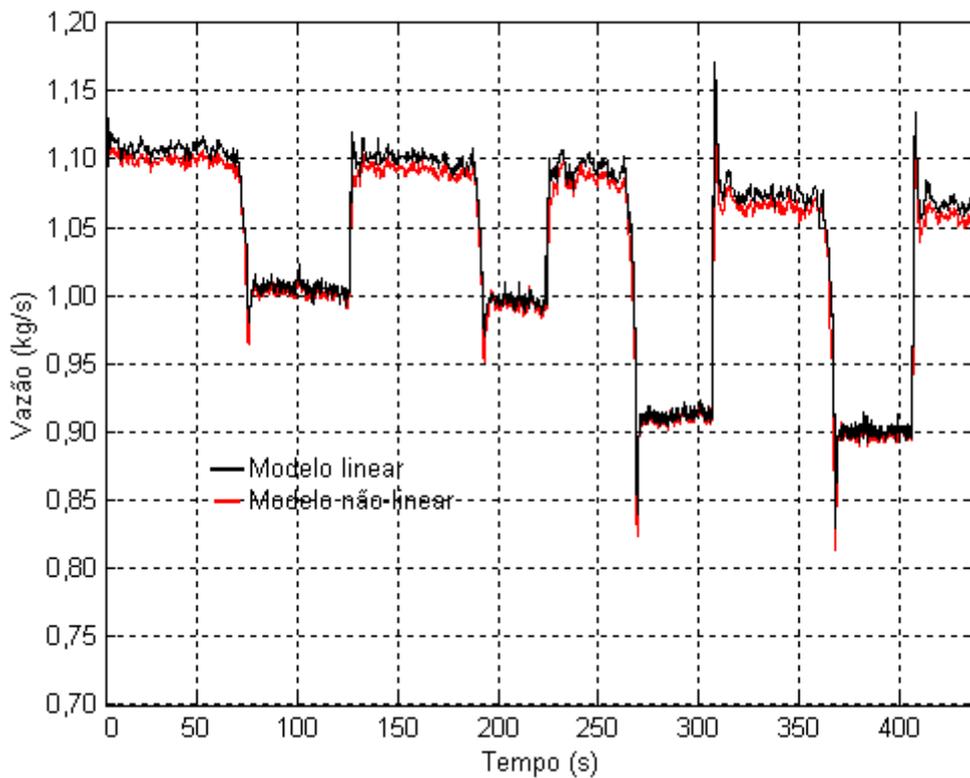


Figura 65 - Modelo linear - Experimento 2

8.7 Observador

O esquema de observação utilizado foi baseado na matriz de ganho de Kalman.

O observador foi sujeito aos transientes da válvula à jusante apresentados na Figura 43, reproduzidos a seguir. O modelo utiliza como entradas (u) as medidas de pressão experimentais p_{in} , p_{ex} , tomadas no sensor anterior à válvula à montante (1) e posterior à válvula à jusante (2), além de a_m e a_j , correspondentes à abertura de válvula à montante (1) e à jusante (2), respectivamente.

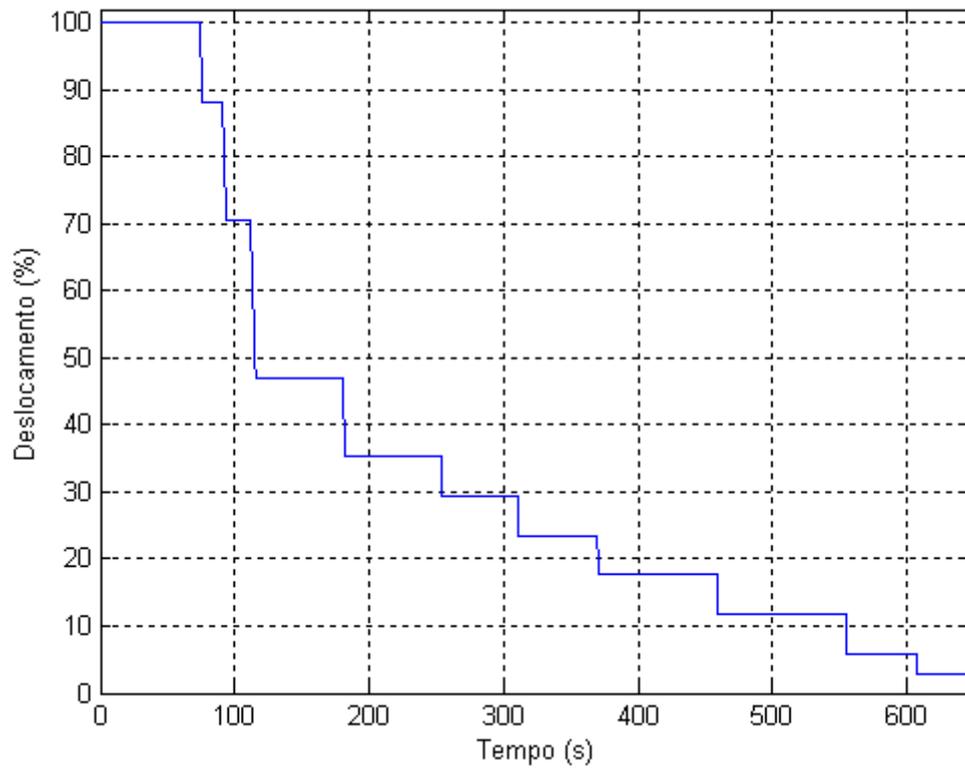


Figura 43 - Manipulação da válvula à jusante - Experimento 1

A Figura 66 mostra o resultado obtido com a simulação do observador e do modelo linear em estimar a variável de interesse, vazão, frente à experimental, nesse caso se utilizou C_v constante.

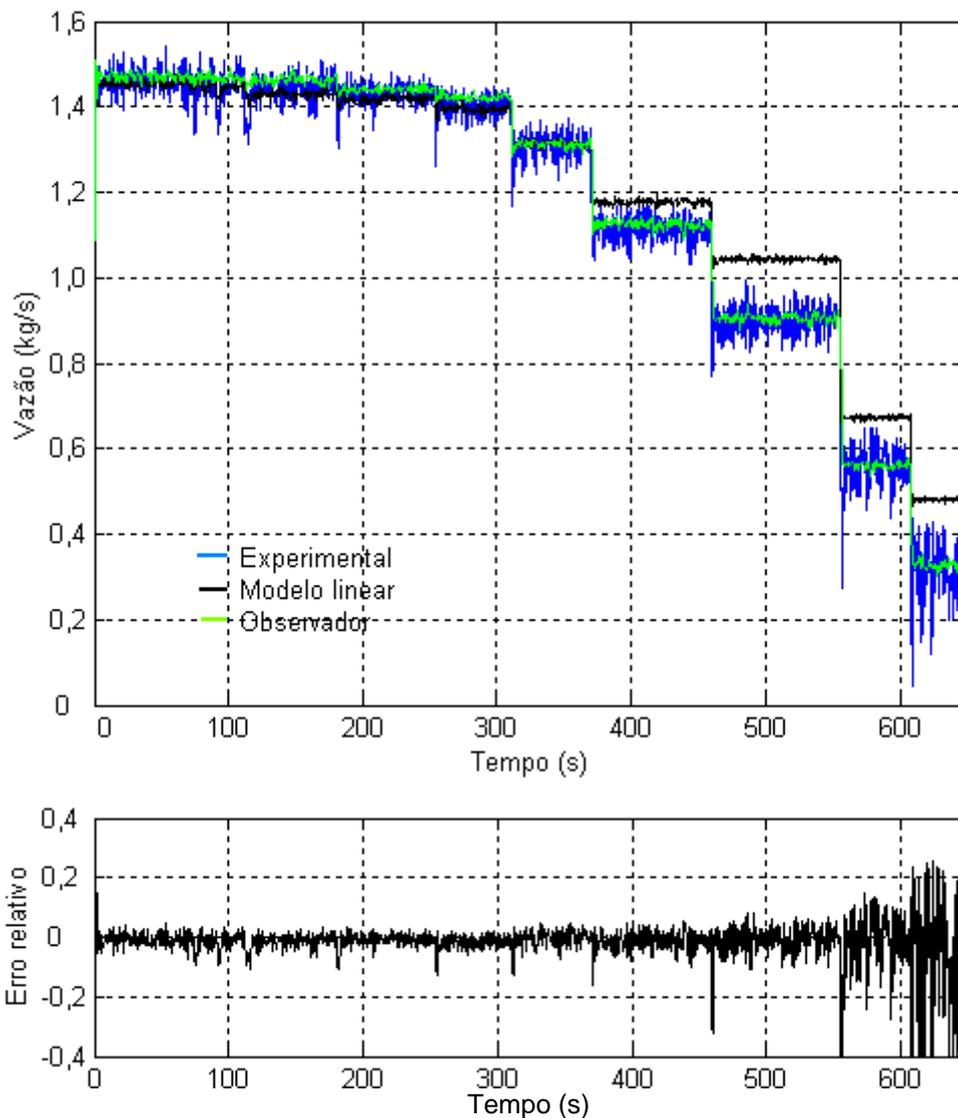


Figura 66 – Observador: (a)predição de vazão, (b) erro relativo do observador

Da Figura 66, pode-se concluir que o observador cumpre satisfatoriamente a tarefa de corrigir os valores de vazão que seriam calculados pelo modelo linear sob as mesmas condições. Isto é importante, visto que o modelo linear não é capaz de estimar as vazões corretas. Em regime permanente, com o observador, o erro na predição da vazão fica em torno de zero, melhorando muito o desempenho que foi obtido com a utilização do modelo linear isoladamente, o que foi quantificado através do erro quadrático médio (EQM), sendo para o modelo linear, $EQM = 0,0085$, e no caso do observador, o $EQM = 0,0026$. A Figura 66 (b) mostra o erro relativo da estimação de vazão do observador com relação à experimental.

A Figura 66 (b) mostra que o erro relativo do observador fica em torno de zero para a maioria das faixas, só aumentando sensivelmente próximo à faixa correspondente à $a_j = 3\%$, onde o ruído na medição é visivelmente maior, o que causa também uma maior dificuldade na estimativa mais precisa do erro.

Uma visualização mais conveniente do transiente referente ao movimento de fechamento da válvula de 24 para 18% e de 12 para 6% é apresentada na Figura 67(a) e (b), respectivamente. Analisando (a), verifica-se uma similaridade de comportamento do experimento e observador, entretanto o experimental apresenta-se um pouco mais rápido. Em (b), há a maior queda na vazão, aproximadamente 40%, e por isso é o transiente mais severo do experimento 1. Parte da faixa de linearização em 12% para a de 6%, e nota-se a semelhança do comportamento do observador com o experimental, entretanto, percebe-se que a dinâmica do observador é mais lenta do que a dinâmica do processo e, além disso, o observador não apresenta *overshoot*. A vazão estimada pelo modelo linear, Figura 67 (b), apresenta uma dinâmica semelhante à experimental, no entanto não proporciona estados estacionários correspondentes ao desejado, pois tanto em (a) quanto em (b), há presença de *off-set*.

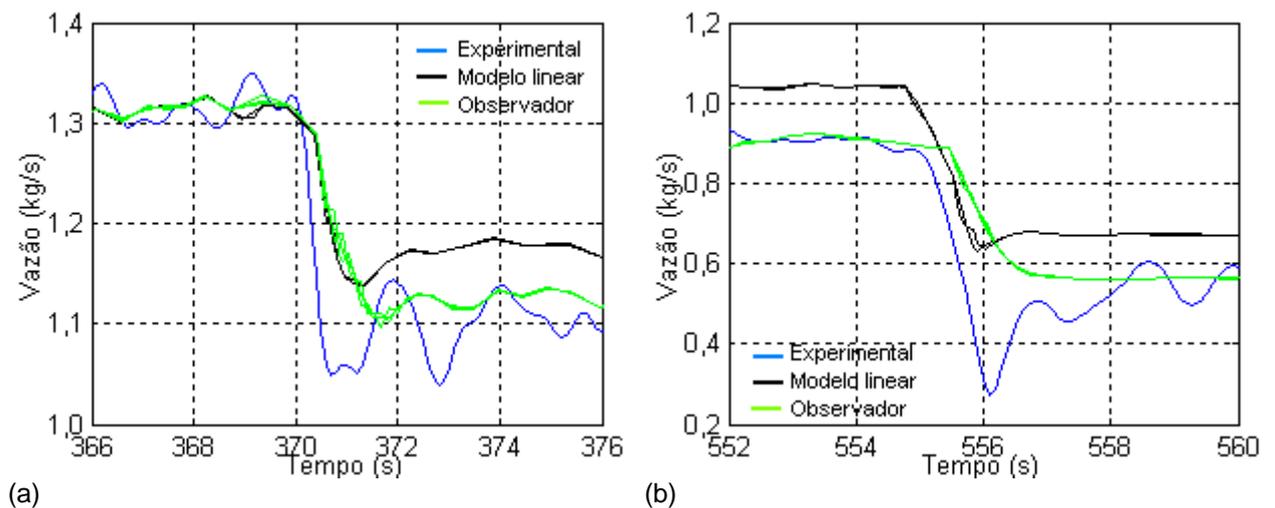


Figura 67 – Transientes em destaque: (a) fechando a válvula (24% → 18%), (b) fechando a válvula (12% → 6%)

O modelo linearizado utilizado no observador de estados apresentado foi submetido, até aqui, a entradas sempre coincidentes com os pontos de linearização, o

que, naturalmente, contribui para os bons resultados apresentados. Com o objetivo de ampliar a utilização do observador, na Figura 68 é apresentado o resultado do observador frente a pequenas variações nas entradas, ou seja, o valor da entrada 3, que corresponde à abertura de válvula à jusante a_j , é fornecida ao observador com um desvio do valor do ponto de linearização. As simulações foram baseadas no experimento 2, cuja manipulação de válvula é apresentada na Figura 46.

Os modelos partem do valor de $a_j = 93\%$ de abertura, ou seja, a 7 pontos percentuais do ponto de linearização dessa faixa. Ambos permanecem em torno do valor de estado estacionário esperado, que é ao redor de $1,1\text{ kg/s}$. Já na fase seguinte, somente o observador é capaz de acompanhar o valor da vazão esperado, que é de aproximadamente $0,9\text{ kg/s}$. O desvio dado leva a entrada para 12% , no entanto o modelo de linearização corresponde a 18% , ou seja, as condições de estado estacionário utilizadas para o cálculo das matrizes do observador são de 18% . Com o modelo linear não é possível estimar corretamente a vazão, no entanto, o observador consegue atingir o valor esperado de $0,9\text{ kg/s}$.

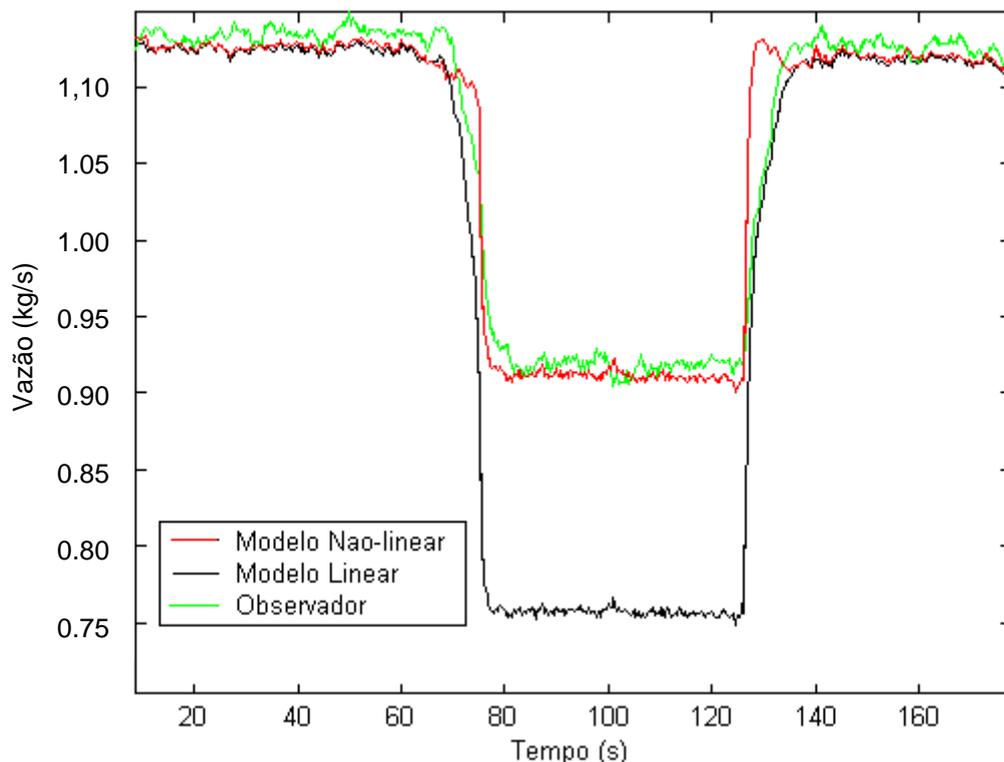


Figura 68 – Comparação de comportamentos em relação a desvios na entrada – Exp. 2

A seguir, será demonstrado um teste de convergência do observador, no qual as suas condições iniciais são diferentes das condições iniciais da referência, neste caso, o modelo não-linear. Como pode ser visto na Figura 69, a vazão estimada pelo observador e a vazão do modelo não-linear, partem de pontos diferentes, no entanto, o observador consegue atingir o estado estacionário em menos de 10 s.

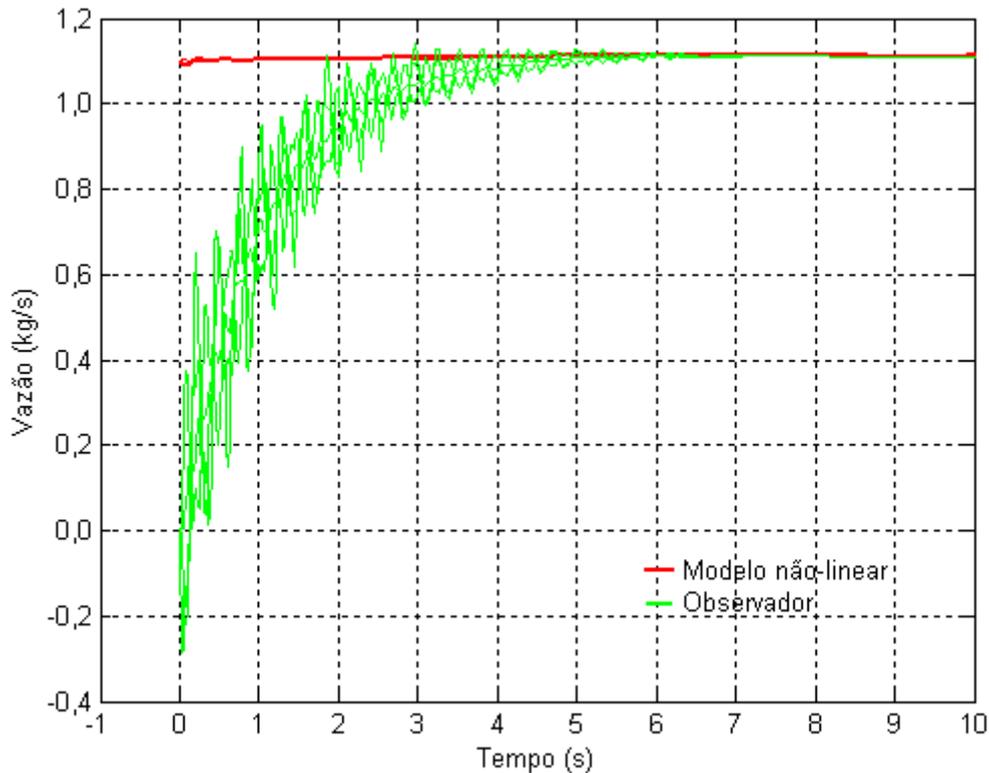


Figura 69 – Teste de Convergência do observador

A Figura 71 apresenta o perfil de pressões internas do duto, estimado pelo observador de estados. São apresentadas em azul as pressões medidas nos extremos da tubulação p_0 e p_n , as quais são utilizadas para a comparação e correção dos estados. Necessariamente as pressões internas têm que se apresentar com comportamento similar aos extremos. A simulação foi realizada com apenas 5 pontos de discretização, como esquematizadas na Figura 70, de forma a facilitar a visualização do comportamento das pressões internas.

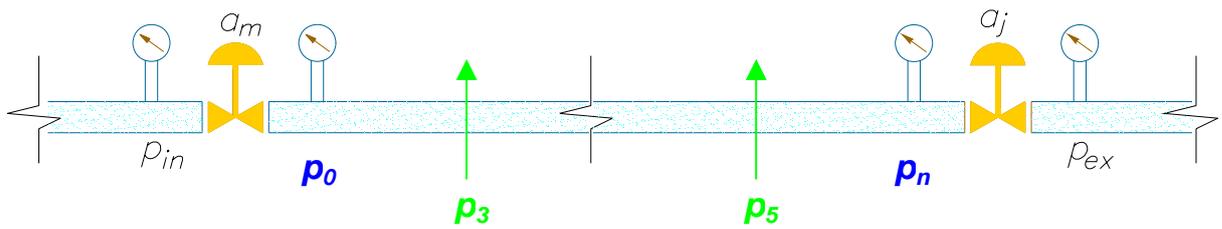


Figura 70 – Pontos de pressão para fins de medição e simulação

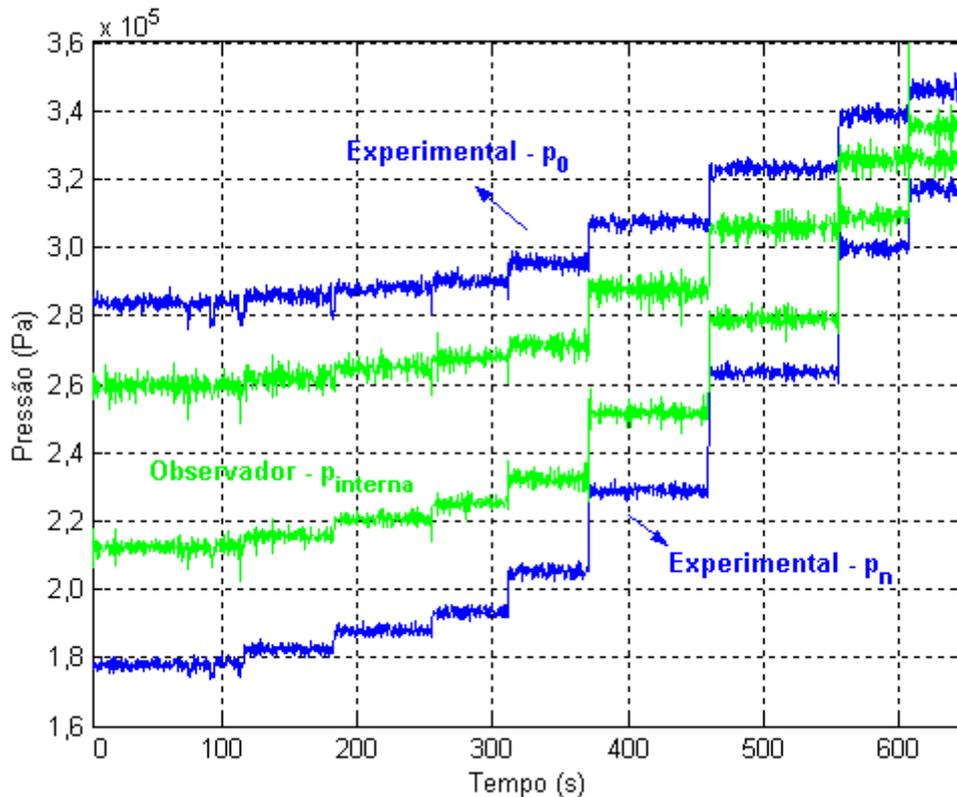


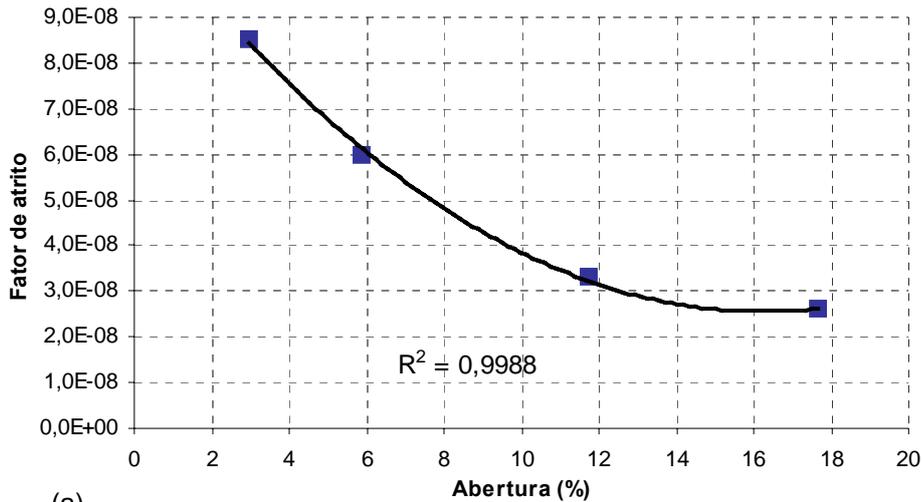
Figura 71 – Perfil de pressão intermediária

Com a Figura 71, conclui-se que o observador apresenta uma predição das distribuições das pressões intermediárias conforme o esperado, ou seja, um perfil de pressões semelhante no comportamento e decrescente a partir de p_0 na direção de p_n .

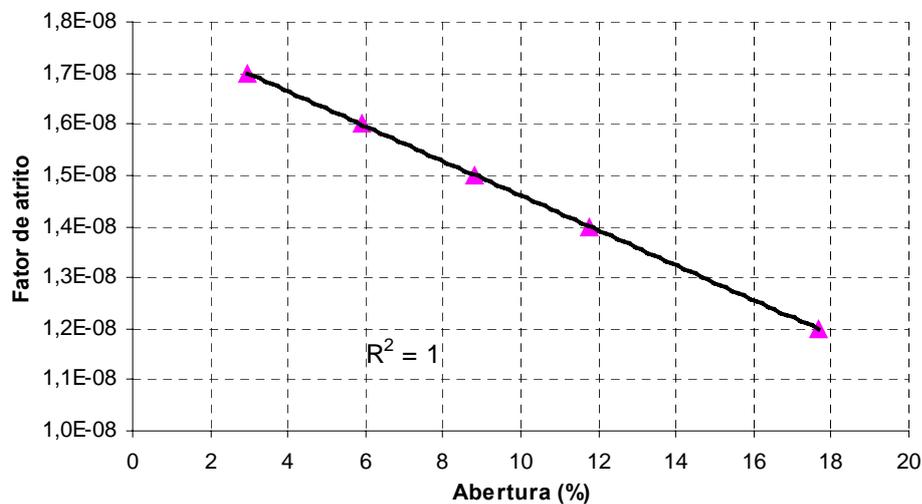
8.8 Caracterização do escoamento

A Figura 72 (a) e (b) mostra as curvas de fator de atrito utilizadas nas simulações dos experimentos 1 e 2, respectivamente. Somente foram

esquematisados os pontos de maior interesse, que são aqueles pertencentes à região de maior variação da vazão com menores deslocamentos da posição de abertura da válvula à jusante. Além disso, as curvas de aproximação do comportamento do fator de atrito estão apresentadas, bem como os respectivos R^2 , representando a análise por mínimos quadrados do desempenho da regressão efetuada sobre os dados.



(a)



(b)

Figura 72 – Variação do fator de atrito experimental em relação à abertura da válvula: (a) experimento 1, (b) experimento 2

Pode-se perceber, que na mesma posição de abertura, como por exemplo em 6 %, o valor absoluto do fator de atrito não é o mesmo. Essa diferença do fator de atrito é decorrência do experimento 1 ter sido realizado numa condição de vazão mais elevada, ou seja, o experimento 1 apresenta vazão máxima maior do que no

experimento 2, efeito este obtido pela redução de fluxo oferecido pela bomba responsável pelo escoamento.

A Figura 73 apresenta a relação do fator de atrito com o aumento da vazão, sendo esta representada pelo número de Reynolds. Pode-se perceber que o atrito não tem o mesmo valor para o experimento 1 e experimento 2. Isto pode ser explicado pela variação do fator de atrito com o deslocamento da haste da válvula, apresentado na Figura 72.

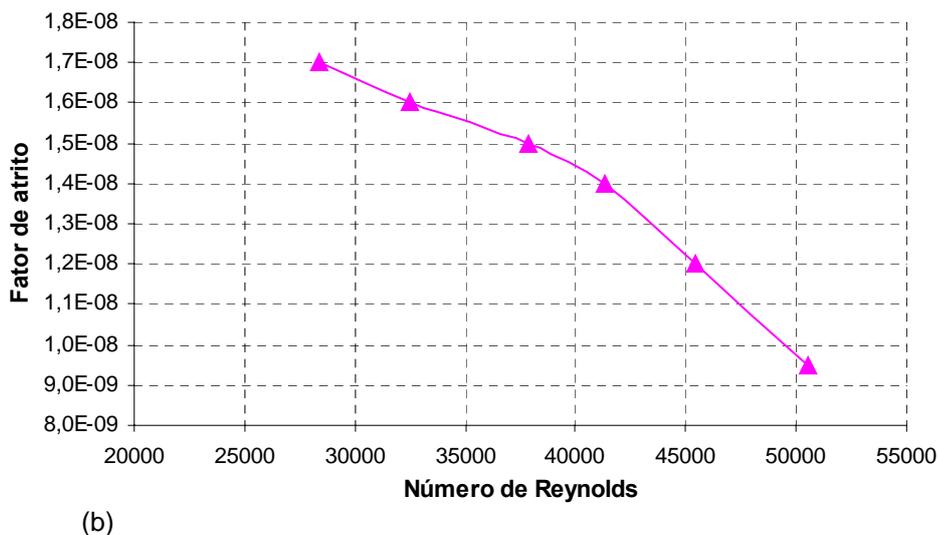
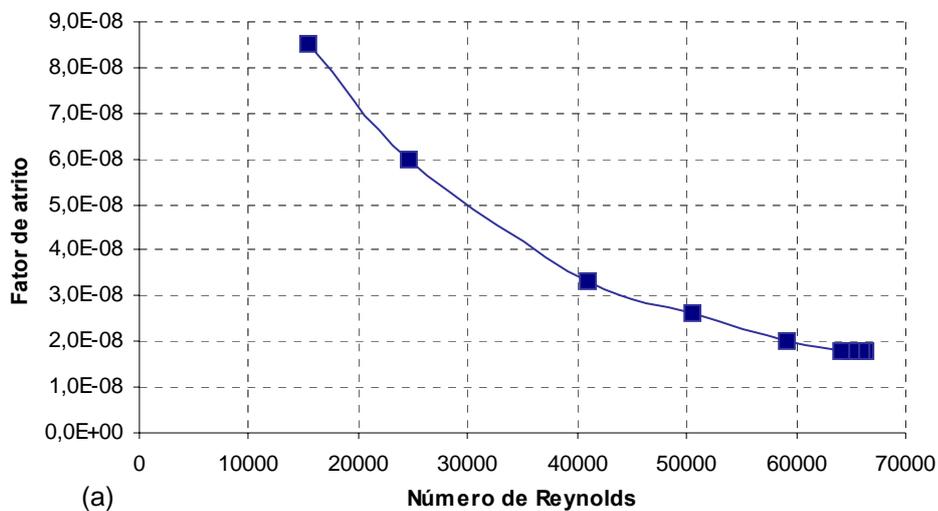


Figura 73 – Variação do fator de atrito experimental em relação ao Reynolds: (a) experimento 1, (b) experimento 2

Na Figura 74, mostra-se o comportamento do número de Reynolds em toda a amplitude de abertura de válvula. Como se pode observar, o escoamento se processa sempre na faixa turbulenta (a turbulência surge quando o número de Reynolds é maior do que 2300). Outro fato que se pode notar na Figura 74 é que na região de 12% o número de Reynolds para os dois experimentos têm mesmo valor, e também é nesse ponto onde o Reynolds da corrida 1 ultrapassa em valor a corrida 2, já que 1 tem uma amplitude de vazão maior do que 2.

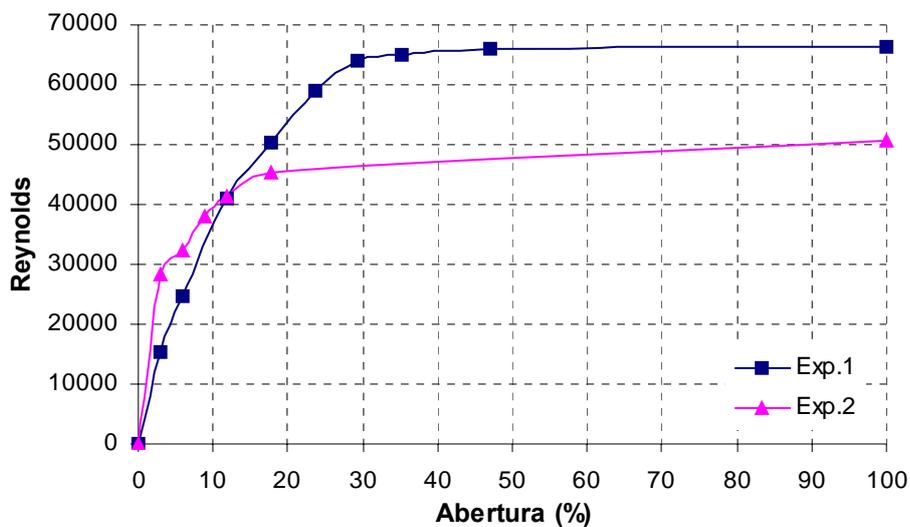


Figura 74 - Reynolds experimental

8.9 Software comercial

Como ferramenta de validação do processo experimental, foi utilizado um software comercial de simulação de escoamento em redes de água chamado WaterCad. Esse software foi escolhido por ser especificamente desenvolvido para simulação de redes de escoamento de água e possibilitar a modelagem das válvulas e manobra de abertura, além da simplicidade no uso.

O módulo de resolução é baseado nas equações da massa e da energia. Para o cálculo do fator de fricção, possibilita a escolha entre métodos convencionais, sendo que o método de Hazen-Williams foi selecionado para a simulação. A fórmula de

Hazen-Williams tem base empírica e é geralmente aplicada somente para água em escoamento turbulento.

Foram inseridas, no simulador, as características físicas do sistema de escoamento montado, mostradas no capítulo Unidade experimental. O esquema pode ser visto na Figura 76, que consta de um reservatório, uma bomba centrífuga, cuja curva foi obtida a partir da documentação da bomba instalada, e pode ser vista na Figura 75, duas válvulas do tipo gaveta, que permitem a manipulação de abertura, além de trechos de tubulação modelados para representar o experimento.

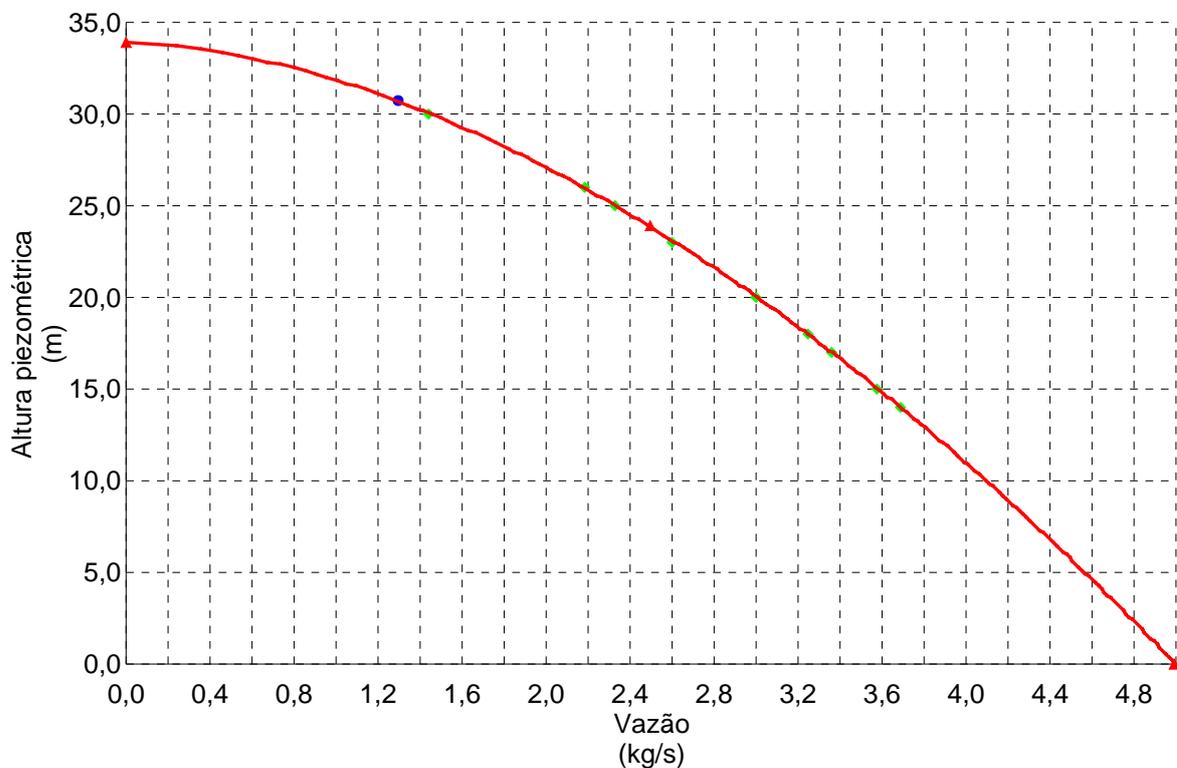


Figura 75 - Curva de bomba

Foram escolhidas as condições de pressão e vazão do experimento 1 para a simulação. O fator de atrito utilizado foi o coeficiente de Hazen-Williams, que para PVC é de 150.

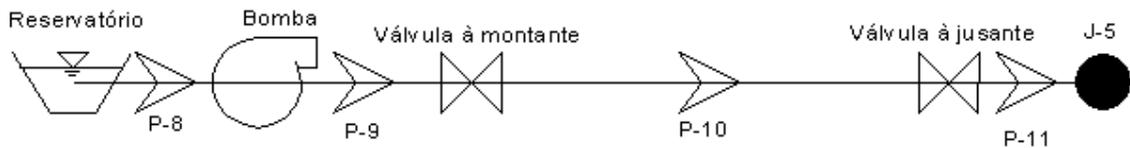


Figura 76 – Esquema para a simulação do experimento no software WaterCad

O perfil de pressões esperado para a tubulação experimental decresce linearmente com a posição, sendo que esse foi o perfil obtido com a simulação, como pode ser visto na Figura 77. É notada uma diferença muito pequena entre os dados experimentais e a simulação, corroborando as medidas experimentais obtidas.

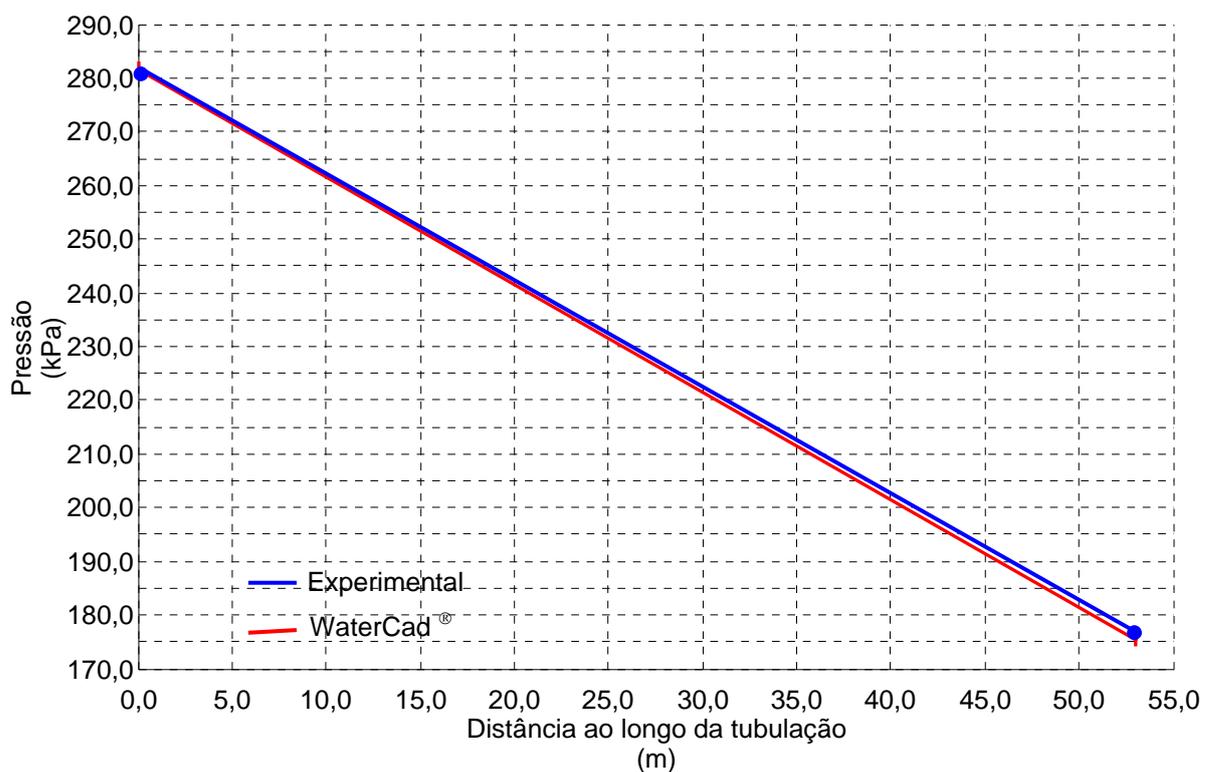


Figura 77 - Comparação de pressão ao longo do duto - válvula à jusante 100% aberta

A Figura 78 apresenta um perfil de pressões ao longo do duto, só que neste caso, a válvula à jusante está restringida a 25% de abertura (o simulador possui um módulo que possibilita a escolha do tipo de válvula e abertura). Como pode ser notado, a semelhança entre os dados experimentais e o resultado da simulação é

praticamente igual, confirmando o experimento, tanto com relação às medidas de pressão, quanto à abertura da válvula, já que o perfil de pressão é condizente para uma abertura de 25% na simulação e experimento.

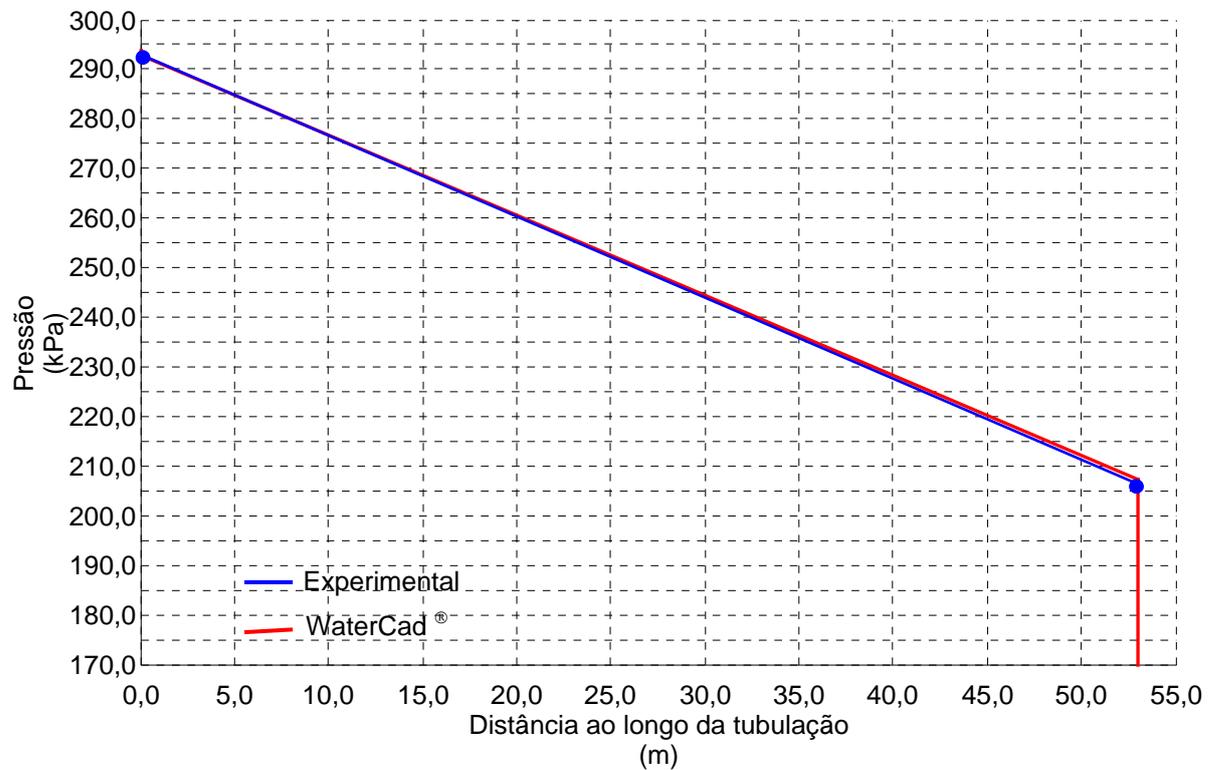


Figura 78 - Comparação de pressão ao longo do duto - válvula à jusante 25% aberta

9 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O presente trabalho considerou a modelagem de escoamento de fluido numa abordagem não-linear e linearizada, bem como a estimação de estados através da utilização de um filtro de Kalman. No decorrer do desenvolvimento do trabalho obteve-se:

- um sistema experimental de escoamento, em circuito fechado, montado e instrumentado a baixo custo. Grande parte da instrumentação utilizada foi projetada e confeccionada na UFSC, através da colaboração dos departamentos de Automação e Sistemas e Engenharia Mecânica;
- uma abordagem para estimação de vazão através da utilização do princípio dos medidores por pressão diferencial, no entanto utilizando uma nova concepção, orifício de área variável;
- um modelo não-linear em espaço de estados, que foi capaz de estimar a vazão baseado em medidas de pressão nos extremos da tubulação e medidas da abertura das válvulas à montante e à jusante;
- um modelo linearizado em faixas de operação, que, se utilizado com parâmetros precisamente estimados, é capaz de estimar a vazão, baseado em medidas de pressão e medidas de abertura das válvulas à montante e à jusante;
- um conjunto de observadores de estados capazes de estimar a vazão, baseado em medidas de pressão dos extremos do duto e de abertura das válvulas à montante e à jusante.

9.1 Mudança de escala

O estudo realizado neste trabalho se baseou em dados de simulação e de uma tubulação em escala experimental. Para este sistema, a abordagem proposta de estimação de vazão produziu resultados satisfatórios dadas as incertezas inerentes aos sensores, válvulas e modelos. Para a utilização do princípio abordado em escala industrial, deve-se considerar que o modelo não-linear, ponto de partida para as demais fases, sofreu poucas simplificações, podendo ser utilizado com poucas adaptações para outros sistemas. Já no caso do modelo linear, deve-se considerar que o procedimento para sua obtenção seria o mesmo para outras escalas de tubulações, no entanto, o modelo linearizado obtido é específico, sendo válido somente para a tubulação a qual seja tomada como base para a linearização. É correto considerar também, que há uma gama de dutos de características semelhantes, que, provavelmente poderiam usar o mesmo modelo.

Como melhorias no trabalho desenvolvido até aqui, sugere-se para trabalhos futuros o estudo:

- da estimação da vazão com manobras da válvula à montante;
- da estimação da vazão com as duas válvulas operando conjuntamente;
- das faixas de linearização do modelo linear, na possibilidade de reduzir as faixas na zona de menor variação de vazão com o maior movimento da válvula e aumento de faixas onde a distância entre uma faixa e outra é maior
- do comportamento do observador frente a desvios em todos os parâmetros visando uma análise detalhada de mudança de escala;
- do modelo de estimação de vazão por pressão diferencial através de orifício variável para fluidos compressíveis e multifásicos;

- do acoplamento da técnica de estimação de vazão por observadores de estado, com técnicas de detecção de vazamentos, no desenvolvimento de sistema de detecção, localização e estimativa de vazão vazada.

REFERÊNCIAS

ATMANAND, M. A.; KONNUR, M. S. A novel method of using a control valve for measurement and control of flow. **IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement**, v. 48, n. 6, dez. 1999.

BAPTISTA, Renan Martins. Leak detection systems for short pipelines. **Proceedings of IPC 2000 – International Pipeline Conference**, Alberta, Canada, IPC00-0204, out. 2000.

BENKHEROUF, A.; ALLIDINA, A. Y. Leak detection and location in gas pipelines. **IEE Proceedings**, v. 135, n. 2, p. 142-148, mar. 1988.

BENNETT, Carrol Osborn; MYERS, J.E. **Fenômenos de Transporte de quantidade de movimento, calor e massa**. McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1978.

BERGANT, Anton; SIMPSON, Angus. Quadratic-equation inaccuracy for water hammer. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 117, n. 11, p. 1572-1574, nov. 1991.

BEUSHAUSEN, Rainer; TORNOW, Stefan; BORCHERS; Harald. Transient leak detection in crude oil pipelines. **Proceedings of IPC 2004 – International Pipeline Conference**, Alberta, Canada, IPC04-0766, out. 2004.

BILLMANN, L.; ISERMANN, R. Leak detection methods pipelines. **Automatica**, v. 23, n. 3, p. 381-385, 1987.

BITTENCOURT, Felipe. **Projeto e Desenvolvimento de uma placa de controle e aquisição de dados multivariável porta paralela do PC**. Relatório de Estágio. Departamento de Automação e Sistemas, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, maio 2002.

COSTA, A. L. H.; MEDEIROS, J. L.; ARAÚJO, O. Q. F. A time series approach for pipe network simulation. **Anais do 3º Seminário de dutos**, IBP01301, Rio de Janeiro, nov. 2001.

CRANE CO. **Flow of fluids through valves, fittings, and pipe**. Artigo técnico nº 410. 1978.

CRUZ, José Maria de Souza; OLIVEIRA, Gilson Vaz de Oliveira – Controle de detecção de vazamentos utilizando o sistema SCADA, em poliduto no Amazonas, **3º Seminário de Dutos**, Rio de Janeiro, Brasil, 2001.

CUNHA, M. Cristina C. **Métodos Numéricos**. Editora UNICAMP, 2º edição, Campinas SP, 2003.

DIGITAL ENGINEERING LIBRARY. **Plastic Piping handbook**. McGraw-Hill, 2004. Disponível em: <http://www.digitalengineeringlibrary.com>. Acesso em: 01 jun. 2006.

DINIS, J.M.; SCOTT, S.L.; WOJTANOWICZ, A. - Leak detection in liquid subsea flowlines with no recorded feed rate, **Proceedings of the ASME Energy Sources Technology Conference**, Houston, USA, 1999.

FREITAS, Ricardo Dantas Gadelha de. Sistema inteligente para detecção de vazamentos em dutos de petróleo. **Rio Pipeline Conference & Exposition**, IBP311_03, Rio de Janeiro, out. 2003.

FREITAS, Alfredo A.; BORGES, Geovany A.; BAUCHSPIESS, Adolfo – Avaliação do filtro de Kalman estendido para estimação de parâmetros de processo de nível de líquidos, **Congresso Brasileiro de Automática**, Gramado, Brasil, 2004.

FOX, J. A. **Transient flow in pipes, open channels and sewers**. John Wiley & Sons, Inglaterra. 1989.

FURUKAWA, Celso Massatoshi; ADAMOWSKI, Julio César; CAMERINI, Claudio S. **Pig's de inspeção**. [2001?]. Disponível em: <http://www.poli.usp.br/Pig/introducao.html>. Acesso em: 17 mar. 2005.

GAGLIARDI, Michael G.; LIBERATORE, Louis J. Water systems piping. In: DIGITAL ENGINEERING LIBRARY, **Piping Handbook**. McGraw-Hill, 2004. p. c.37-c.39. Disponível em: <http://www.digitalengineeringlibrary.com>. Acesso em: 01 jun. 2006.

GALANENA, Henry ,Brandolt. 2002. **Simulação de escoamento em dutos por caracterização de eventos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

HOVEY, Diane J.; ROLIM, Tuerte, A.; OLIVEIRA, Abelindo A.; Pressure based leak detection for pipelines, implemented at business unit of production and exploration of

Petrobras in Rio Grande do Norte and Ceará. **Proceedings of IPC 2004 – International Pipeline Conference**, Alberta, Canada, IPC04-0591, out. 2004.

ISERMANN, R. Process fault detection methods based on modeling and estimation methods – A Survey. **Automatica**, v. 20, n. 4, p. 387-404, 1984.

INMETRO. **Vocabulário internacional de termos fundamentais e gerais de metrologia**. 3 ed. Rio de Janeiro, 2003.

KALMAN, Rudolph. E. A new approach to linear filtering and prediction problems. **Transactions of the ASME - Journal of Basic Engineering**, n. 82, p. 35-45, 1960.

KAMESWARA, Rao; ESWARAN, K. Pressure transients in incompressible fluid pipeline networks. **Nuclear Engineering and Design**, v. 188, p. 1-11, 1999.

KOELLE, Edmundo. 1983. **Transientes Hidráulicos em Instalações de Conduitos Forçados**. Tese (Livre Docente) – Centro Tecnológico de Hidráulica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1983.

LI, Zhuang; JIN, Shijiu; WANG, Likun, Wang; ZHOU, Yan. A petroleum pipeline leakage monitoring system. **Proceedings of IPC 2004 – International Pipeline Conference**, Alberta, Canada, IPC04-0206, out. 2004.

LIANG, Wei; ZHANG, Lai-bin; WANG, Zhao-hui. State of research on negative pressure techniques applied to leak detection in liquid pipelines. **Proceedings of IPC 2004 – International Pipeline Conference**, Alberta, Canada, IPC04-0621, out. 2004.

LIOU C. P. A Numerical Model for Transients in Petroleum Products Pipelines, **Numerical Methods for Fluid Transient Analysis, FED-Vol. 4, pp. 61-66, Applied Mechanics, Bioengineering, and Fluids Engineering Conference**, American Society of Mechanical Engineers, Houston, Texas, jun. 1983.

LIOU C. P. Pipeline Variable Uncertainties and Their Effects on Leak Detectability, **American Petroleum Institute – API, publication # I149**, first edition, nov. 1993.

LIOU, J. C. P.; TIAN, T. A comparison of two transient-based leak detection algorithms. **Fluid Transients**, ASME, FED – v. 198/PVP – v. 291, p. 35-37, 1994.

LIOU, J. C. P.; TIAN, T. Leak detection – Transient flow simulation approaches. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 117, p. 243-248, set. 1995.

LIOU, C. P. Physical Basis of Software-Based Leak Detection Methods. **International Pipeline Conference**, v. II, ASME 1998.

LUENBERGUER, D. G. Observers for multivariable systems. **IEEE Transactions on Automatic Control**, v. AC-11, n.2, abril 1966.

MEDEIROS, J. L.; NETO, Joaquim Pamponet Pires; ARAÚJO, O. Q. F. Dinamic modeling of gas pipeline networks for leak detection applications. **ENPROMER**, 2001.

MATHWORKS. **Condições de contorno no modelo de diferenças finitas**. Disponível em: <http://www.mathworks.com/access/pub/bvp.zip>. Acessado em: 22 fev. 2005.

MATKO, D.; GEIGER, G.; GREGORITZA, W. Verification of various pipeline models. **Mathematics and Computers in Simulation**, v. 53, p. 303 – 308, 2000.

MUGGLETON, J. M; BRENNAN, J. M.; PINNINGTON, R. J. Wavenumber prediction of waves in buried pipes for water leak detection. **Journal of Sound and Vibration**, v. 249 (5), p. 939 – 954, 2002.

MUGGLETON, J. M; BRENNAN, J. M.; LINFORD, P. W. Axisymmetric wave propagation in fluid-filled pipes: wavenumber measurements in vacuo and buried pipes. **Journal of Sound and Vibration**, v. 270, p. 171 – 190, 2004.

MUKHERJEE, J.; NARASIMHAN, S. Leak detection in networks of pipelines by the generalized likelihood ratio method. **Ind. Eng. Chem. Res.**, v. 35, p. 1886 – 1893, 1996.

NETO, Joaquim Pamponet Pires. Modelagem dinâmica em redes de escoamento compressível para aplicações à detecção de vazamentos em tempo real. **Dissertação**. UFRJ, RJ, 2001.

OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de Controle Moderno**. 4ª edição. Prentice-Hall. São Paulo, 2003.

PIMENTA, Carlito Flávio. **Curso de Hidráulica geral**. Editora Guanabara Dois S. A. Rio de Janeiro, RJ, 1981.

PUC-RIO. **Modelagem matemática de processos dinâmicos**. Disponível em: http://venus.rdc.puc-rio.br/werneckr/cp_cap0200.htm. Acessado em: 08 fev. 2005.

RIBEIRO, Marco Antônio. **Instrumentação**. Apostila. 8ª edição. Tek Treinamento & Consultoria Ltda, Salvador, 1999.

RUBIÃO, Luiz E.; SAMPAIO, João G.; SÉCCA, Marcos P.; SOUZA, Jaime N.; GRECCO, Diogo. Simulação de transientes hidráulicos em rede de dutos *offshore* para transporte de petróleo. **Rio Pipeline Conference & Exposition**, IBP368_03, Rio de Janeiro, out. 2003.

SHIELDS, D.N.; ASHTON, S.A; DALEY, S. Design of nonlinear observers for detecting faults in hydraulic sub-sea pipelines. **Control Engineering Practice**, v. 9, p. 297-311, 2001.

SISSOM, Leighton E.; PITTS, Donald R. **Fenômenos de transporte**. Editora Guanabara, Rio de Janeiro, RJ, 1988.

SOARES, Marco. **Fluidos III: medidores comuns de vazão**. [2001?]. Disponível em: <http://myspace.eng.br/eng/fluidos/fluido3.asp>, Acessado em: 18 mar. 2005.

SOUZA, A. L.; CRUZ, S. L.; PEREIRA, J. F. R. Leak detection in pipelines through spectral analysis of pressure signals. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, v. 17, n. 4-7, São Paulo, dez. 2000.

SWAFFIELD, J. A.; BOLDY. **Pressure surge in pipes and duct systems**. Disponível em: <http://www-interact.eng.cam.ac.uk/wh/SWAFFIELD>, Acessado em: 12 set. 2002.

TAO, L.; FANG, C. Robust observer design for a fluid pipeline. **International Journal of Control**, v. 47, n. 2, p. 601-613, 1988a.

TAO, L.; FANG, C. State estimation of output-decoupled complex systems with application to fluid pipeline. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, v. 35, n. 3, p. 469 - 475, ago. 1988b.

UCHIYAMA, M.; HAKOMORI, K. Measurement of instantaneous flow rate through estimation of velocity profiles. **IEEE Transactions on Automatic Control**, v. AC-28, n. 3, mar. 1983.

VERDE, C. Multi-leak detection and isolation in fluid pipelines. **Control Engineering Practice**, n. 9, p. 673-682, 2001a.

VERDE, C. Leakage location in pipelines by minimal order nonlinear observer. **Proceedings of the American Control Conference**, p. 1733 – 1738, Arlington, jun. 2001b.

VERDE, C; VISAIRO, N. Bank of nonlinear observers for the detection of multiple leaks in a pipeline. **Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Control Applications**, p. 714 – 719, Cidade do México, set. 2001.

VERDE, C. Reconfigurable model for multi-leak location in a pipeline. **Proceedings of the American Control Conference**, p. 3065 - 3070, Denver, jun. 2003.

VERDE, C. Accommodation of multi-leak location in a pipeline. **Control Engineering Practice**, n. 13, p. 1071 - 1078, 2005.

WANG, G.Z., FANG, C.Z.; WANG, K.F. State estimation and leak detection and location in pipeline. **IECON**, Beijing, China, 1991.

WANG, Likun; LI, Jian; PENG, Ke; JIN, Shijiu; LI, Zhuang. Petroleum pipe leakage detection and location embedded in SCADA. **Proceedings of IPC 2004 – International Pipeline Conference**, Alberta, Canada, IPC04-0717, out. 2004.

WANG, Zhao-hui; ZHANG, Lai-bin. The research of small leakage diagnostic technique for liquid delivery pipeline. **Proceedings of IPC 2004 – International Pipeline Conference**, Alberta, Canada, IPC04-0615, out. 2004.

WARDA, H. A.; ADAM, I. G.; RASHAD, A. B. A practical implementation of pressure transient analysis in leak localization in pipelines. **Proceedings of IPC 2004 – International Pipeline Conference**, Alberta, Canada, IPC04-0551, out. 2004.

WELCH, Greg; BISHOP, Gary. **An introduction to the Kalman Filter**. Kalman.pdf. Chapel Hill, 2001. Disponível em: <http://info.acm.org/pubs/toc/CRnotice.html>. Acessado em: 29 jan. 2003.

WYLIE, E. Benjamin.; STREETER, Victor. L.; SUO, Lisheng. **Fluid Transients in Systems**. Prentice-Hall, Inc., New Jersey, 1993.

**ANEXO A – FOLHA DE DADOS DOS SENSORES DE PRESSÃO MOTOROLA
SÉRIE MPX 5700**